



---

**Universidad de Valladolid**

**ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES**

**DEPARTAMENTO DE CONSTRUCCIONES ARQUITECTÓNICAS,  
INGENIERÍA DEL TERRENO Y MECÁNICA DE LOS MEDIOS  
CONTINUOS Y TEORÍA DE ESTRUCTURAS**

TESIS DOCTORAL:

**ANÁLISIS DEL ESTADO LÍMITE DE SERVICIO Y  
CONTROL DE VIBRACIONES EN PASARELAS  
PEATONALES**

Presentada por Jesús de Sebastián Sanz para optar  
al grado de doctor por la Universidad de Valladolid

Dirigida por:  
Dr. Alfonso Poncela Méndez  
Dr. Iván Muñoz Díaz



*A Paula y Sandra,  
mis dos tesoros.*



## **Agradecimientos**

*En primer lugar quería dar las gracias a todos mis compañeros de Cartif que han posibilitado que pudiera realizar esta tesis. En especial a Carlos Casado, mi compañero de fatigas, la de horas y horas que hemos pasado en las pasarelas con frío, lluvia, calor... Sin su ayuda no hubiera podido realizar esta tesis.*

*También quería agradecer la ayuda que me han prestado mis directores de tesis Iván Muñoz y Alfonso Poncela, que me han animado durante la realización de la tesis y me han apoyado para que sea una realidad. La ayuda prestada por el profesor Antolín Lorenzana también ha sido de gran valor para que esta tesis llegara a buen puerto.*

*Y por último, aunque no por ello menos importante, quería dar las gracias a mi familia y amigos que me han apoyado y aguantado durante la realización de esta tesis.*

*Muchas gracias a todos.*



## Preámbulo

De acuerdo con la normativa vigente de presentación y defensa de la tesis doctoral (Acuerdos del Consejo de Gobierno de la Universidad de Valladolid de fecha 29 de noviembre de 2012), esta Tesis Doctoral se presenta como compendio de publicaciones. Además de incluir los artículos publicados (Capítulo 5), también se incluyen otros trabajos realizados en el marco de esta línea de investigación (Anexo) y los que están en proceso de elaboración para su posterior publicación.

Los artículos incluidos en este documento son:

Artículos publicados con factor de impacto incluidos dentro del compendio de publicaciones que ha dado lugar a la tesis:

a) MODAL MASS ESTIMATION FROM OUTPUT-ONLY DATA USING OSCILLATOR ASSEMBLY

J. Porras, J. de Sebastián, C. Casado, A. Lorenzana

Mechanical Systems and Signal Processing. Vol. 26. 15-23. 2012

Factor de impacto: 1.913. Categoría: Engineering, mechanical. Ranking: Q1.

b) EVALUACIÓN DE LA PREDICCIÓN DE ACELERACIONES DEBIDAS AL TRÁNSITO PEATONAL EN UNA PASARELA EN SERVICIO

J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. Casado, A. Poncela, A. Lorenzana

Informes de la construcción. Vol. 65. Num. 531. 2013

Factor de impacto: 0.465. Categoría: Construction & building technology. Ranking: Q3.

c) CONTROL DE VIBRACIONES EN PASARELAS PEATONALES

C. Casado, J. de Sebastián, I. M. Díaz, A. Poncela, A. Lorenzana

DYNA. Vol. 86. Núm.3. 318-327. 2011

Factor de impacto: 0.237. Categoría: Engineering, multidisciplinary. Ranking: Q4.

Otros artículos publicados con factor de impacto que no han sido incluidos dentro del compendio de publicaciones:

a) IMPLEMENTATION OF PASSIVE AND ACTIVE VIBRATION CONTROL ON AN IN-SERVICE FOOTBRIDGE

C. Casado, I. M. Díaz, J. de Sebastián, A. Poncela, A. Lorenzana

Structural Control and Health Monitoring. Vol. 20. Núm.1. 70-87. 2013.

Factor de impacto: 1.544. Categoría: Construction & building technology. Ranking: Q1.

b) SISTEMAS DE CONTROL DE VIBRACIONES PARA GRÚAS TORRE

J. de Sebastián, C. Casado, A. Lorenzana, A. Poncela

DYNA. Vol. 84. Núm.3. 237-244. 2009.

Factor de impacto: 0.237. Categoría: Engineering, multidisciplinary. Ranking: Q4.

Artículos publicados en congresos:

c) A LOW-COST VIBRATION MONITORING SYSTEM FOR A STRESSRIBBON FOOTBRIDGE

J. de Sebastián, A. Escudero, R. Aranz, I. M. Díaz, A. Poncela, A. Lorenzana

Proceedings of 6th ECCOMAS Conference on Smart Structures and Materials, 2013.

d) AUTOMATIC PORTABLE SYSTEM FOR FAULT DETECTION IN THE PAVEMENT OF ROADS AND BRIDGES USING WIRELESS SENSORS AND GLOBAL POSITION SYSTEM (GPS)

A. Poncela, V. de Diego, A. Lorenzana, J. de Sebastián

Proceedings of 5th International Conference on Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructure, 2011.

e) IMPROVEMENT COMFORTABILITY THROUGH ADDING SOFT RUBBER PAVEMENT ON LIVELY FOOTBRIDGES

M. Istrate, J. de Sebastián, A. Vasallo, C. M. Casado, N. Ibán, A. Lorenzana, A. Poncela

Proceedings of 4th International Conference on Experimental Vibration Analysis for Civil Engineering Structures, 2011.

f) ENVIRONMENTAL AND CROWD INFLUENCE ON THE DYNAMIC BEHAVIOUR OF AN IN-SERVICE FOOTBRIDGE

J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. M. Casado, A. Vasallo, A. Poncela, A. Lorenzana

Proceedings of 4th International Conference on Footbridges, 2011.



- g) WIRELESS SENSOR NETWORK FOR AIR QUALITY MONITORING  
J. de Sebastián, J. Bécares, M. Gómez, E. Sastre, D. Hidalgo, A. Poncela, E. Moya, R. Irusta  
Proceedings of 1st International Conference on Pollution and Environment – Treatment of Air, 2011.
- h) ANÁLISIS Y CONTROL DE VIBRACIONES EN LA PASARELA DEL MUSEO DE LA CIENCIA DE VALLADOLID  
I. M. Díaz, C. M. Casado, J. de Sebastián, A. V. Poncela, A. Lorenzana, J. J. López Cela  
Actas del XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, 2010.
- i) RESPUESTA EXPERIMENTAL Y SIMULADA DE UNA CHIMENEA INDUSTRIAL SIN Y CON TMD BAJO LA ACCIÓN DEL VIENTO  
C. E. Lavín, A. Vasallo, A. Lorenzana, A. V. Poncela, C. M. Casado, J. de Sebastián.  
Actas del XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, 2010.
- j) ACTIVE VIBRATION CONTROL STUDY OF AN IN-SERVICE FOOTBRIDGE USING AN INERTIAL PROOF-MASS ACTUATOR  
I. M. Díaz, C. M. Casado, J. de Sebastián  
Proceedings of 5th World Conference on Structural Control and Monitoring (WCSCM-5), 2010.
- k) VIBRATION SERVICEABILITY ASSESSMENT AND PASSIVE VIBRATION CONTROL OF A LIVELY FOOTBRIDGE  
C. M. Casado, J. de Sebastián, I. M. Díaz, A. Poncela  
Proceedings of 5th World Conference on Structural Control and Monitoring (WCSCM-5), 2010.
- l) PASSIVE CONTROL SYSTEMS FOR THE IMPROVEMENT OF DYNAMICAL BEHAVIOUR OF TOWER CRANES  
J. de Sebastián, Carlos M. Casado, Antolín Lorenzana, Alfonso Poncela  
Proceedings of 4th ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Material, 2009.

m) STRUCTURAL PARAMETERS IDENTIFICATION FOR THE DESIGN OF VIBRATION ABSORBER SYSTEMS

C. M. Casado, J. de Sebastián, A. Poncela, A. Lorenzana

Proceedings of 4th International Conference on Structural Health Monitoring on Intelligent Infrastructures, 2009.

n) DESIGN OF A SEMI-ACTIVE TUNED MASS DAMPER FOR THE SCIENCE MUSEUM FOOTBRIDGE OF VALLADOLID

C. M. Casado, J. de Sebastián, A. Poncela, A. Lorenzana

Proceedings of 4th European Conference on Structural Control, 2008.

Artículos enviados a congresos y a revistas con factor de impacto:

a) DYNAMIC ANALYSIS OF A STEEL-PLATED STRESS-RIBBON FOOTBRIDGE

J. de Sebastián, I. M. Díaz, A. Poncela, A. Lorenzana

Experimental Techniques.

b) LONG-TERM VIBRATION SERVICEABILITY ASSESSMENT OF A STEEL-PLATED STRESS RIBBON FOOTBRIDGE

I. M. Díaz, J. de Sebastián, C. Zanuy, A. Lorenzana, A. Poncela

37th IABSE Symposium.

c) SISTEMA DE MONITORIZACIÓN DE VIBRACIONES DE BAJO COSTE PARA UNA PASARELA PEATONAL DE BANDA TESA

I. M. Díaz, A. Lorenzana, J. de Sebastián.

VI Congreso de ACHE. Congreso Internacional de Estructuras.

Por último, se hace constar que el presente documento adopta el formato de Tesis Doctoral como compendio de publicaciones y por lo tanto consiste en una síntesis de los conceptos teóricos que sustentan los trabajos de investigación publicados en lugar del formato tradicional de documento extenso autocontenido.

## Resumen

El avance en los materiales y en las tecnologías de la construcción ha propiciado el desarrollado de estructuras civiles más ligeras y esbeltas, construidas con menos material, menos mano de obra y menos tiempo de ejecución. Todo esto favorece que pueda reducirse el coste de construcción y la emisión de gases contaminantes entre otros efectos deseables. En este sentido, en los últimos años se han construido numerosas pasarelas peatonales como respuesta a la demanda de nuevas vías de paso fundamentalmente dentro de las ciudades. Estas estructuras, con nuevos esquemas resistentes y con el empleo de nuevos materiales, suelen ser esbeltas, ligeras y poco amortiguadas, lo que en ocasiones ha generado problemas de vibración al paso de peatones una vez puestas en servicio. Es decir, a veces se pueden alcanzar niveles de vibración excesivos, sobrepasando los valores de confort recogidos en las normativas y guías de cálculo. El factor decisivo en el dimensionamiento de este tipo de estructuras suele ser el estado límite de servicio de vibraciones (ELSV), lo cual limita en gran medida el diseño y el desempeño de la estructura. Además, si una vez finalizada la construcción siguiera sin cumplirse el ELSV, se pueden tomar ciertas medidas correctoras, entre ellas aumentar la masa, modificar sus frecuencias naturales (con nuevos elementos rigidizadores) o aumentar su amortiguamiento, siendo esta última opción la más efectiva en la práctica.

En esta tesis se han abordado fundamentalmente tres aspectos relacionados con el comportamiento dinámico de pasarelas peatonales: monitorización y análisis dinámico experimental, análisis del ELSV y la implementación de sistemas de control de vibraciones pasivos y activos. A lo largo de la tesis se han desarrollado estos tres aspectos en dos pasarelas en servicio situadas en Valladolid: la pasarela del Museo de la Ciencia, una estructura mixta, tipo viga en celosía atirantada y la pasarela Pedro Gómez Bosque, una estructura tipo banda tesa. Por lo tanto, se estudia el problema de vibraciones desde su análisis e identificación dentro de un contexto normativo hasta la proposición de soluciones a dicho problema.



## **Abstract**

Advances in construction materials and technologies are leading to the design of lightweight and more slender civil structures which are constructed with less material, less human resources and less time. Thereby allowing both the budget and pollutant gases to be reduced. Thus, in the last years, a wide number of footbridges have been built as demand response of new pathways in cities. Such structures, with innovative materials and structural designs, may be slender, lightweight and low-damped, which may lead vibrations due to pedestrian crossing once in service. Hence, the level of vibration might be excessive in such a way that the comfort levels recommended by codes and guidelines might be clearly exceeded. The critical design point is thus the vibration serviceability state limit such that the design and structure efficiency are limited. In addition, if a structure does not fulfil the vibration serviceability limit, it might be necessary to reduce the structure sensitivity to vibration by increasing the mass, changing its natural frequencies (by including stiffening elements) or increasing the structural damping, which is usually the more effective option in practice.

In this thesis, three different subjects related to the dynamic behaviour of footbridges have been dealt with: vibration monitoring and experimental dynamic analysis, vibration serviceability assessment and implementation of passive and active vibration control devices. Throughout this thesis, these subjects have been developed using two in-service footbridges sited in Valladolid: the Science Museum Footbridge, a beam-type and cable-stayed mixed bridge and Pedro Gómez Bosque footbridge, a stress ribbon bridge. Therefore, this thesis studies the vibration problem covering the analysis and identification of the problem using current standards and guidelines and the implementation of solutions to reduce vibrations.



## Índice General

Agradecimientos.....	iii
Preámbulo.....	v
Resumen.....	ix
Abstract.....	xi
Índice General.....	xiii
Índice de Figuras.....	xv
Índice de Tablas.....	xix
Listado de Abreviaturas.....	xxi
1. Generalidades y motivación.....	1
2. Objetivos.....	5
3. Metodología y resultados.....	7
3.1. Introducción.....	7
3.2. Estudio de la Pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid.....	8
3.2.1. Descripción de la estructura.....	8
3.2.2. Caracterización dinámica.....	9
3.2.3. Variabilidad de la estimación modal.....	19
3.2.4. Métodos alternativos para la estimación de la masa modal.....	26
3.2.5. Evaluación de modelos de cargas peatonales.....	37
3.2.6. Evaluación del estado límite de servicio de vibraciones.....	49
3.2.7. Control de vibraciones pasivo.....	54
3.2.8. Control de vibraciones activo.....	60
3.3. Estudio de la Pasarela Pedro Gómez Bosque.....	68
3.3.1. Descripción de la estructura.....	68
3.3.2. Sistema de monitorización.....	69
3.3.3. Caracterización dinámica.....	79
3.3.4. Variabilidad de la estimación modal.....	84
3.3.5. Evaluación del estado límite de servicio de vibraciones.....	85
4. Conclusiones.....	89
4.1. Conclusiones y aportaciones de la tesis.....	89
4.2. Trabajos futuros.....	91
5. Artículos publicados.....	93
Bibliografía.....	133
Anexo.....	141





## Índice de Figuras

Figura 1-1. Pasarela “Millennium Bridge” de Londres [10].	2
Figura 1-2. Amortiguadores de masa sintonizados de la pasarela “Millennium Bridge” [10].	2
Figura 1-3. Amortiguador viscoso de la pasarela “Millennium Bridge” [10].	2
Figura 1-4. Pasarela Solferino de Paris.	3
Figura 1-5. Amortiguador de masa sintonizado en la pasarela Solferino de Paris [11].	3
Figura 2-1. Vista general de la PMC de Valladolid (desde el Museo de la Ciencia).	5
Figura 2-2. Vista general de la pasarela peatonal Pedro Gómez Bosque de Valladolid.	6
Figura 3-1. Vista general de la PMC de Valladolid (desde el centro de la ciudad).	8
Figura 3-2. Vista del vano 2.	9
Figura 3-3. Ejemplo de espectro de potencia de la aceleración vertical del centro del vano 2.	11
Figura 3-4. Ejemplo de espectro de potencia de la aceleración vertical del centro del vano 3.	11
Figura 3-5. Valores máximos de aceleración cada hora durante un día completo en el vano 2.	12
Figura 3-6. Valores máximos de aceleración cada hora en el vano 2 y en el vano 3.	12
Figura 3-7. Esquema de la PMC con las secciones de medida.	13
Figura 3-8. Puntos de medida en el vano 2 durante el OMA.	13
Figura 3-9. Puntos de medida en el vano 3 durante el OMA.	13
Figura 3-10. Puntos de medida en el vano 4 durante el OMA.	13
Figura 3-11. Acelerómetro utilizado en el OMA.	14
Figura 3-12. Equipo de medida usado durante el OMA.	14
Figura 3-13. Valores singulares promediados de las matrices de densidad espectral de las aceleraciones medidas e identificación de los modos dominantes.	15
Figura 3-14. Primeros modos de flexión de los vanos 2 y 3 de la PMC.	16
Figura 3-15. Modos de vibración identificados.	16
Figura 3-16. Excitador electrodinámico utilizado en el EMA.	17
Figura 3-17. Función de indicación modal (MIF).	18
Figura 3-18. Ajuste del primer modo vertical del vano 2 de la PMC.	18
Figura 3-19. Ajuste del segundo modo vertical del vano 2 de la PMC.	18
Figura 3-20. Ajuste del tercer modo vertical del vano 2 de la PMC.	19
Figura 3-21. Frecuencia y amortiguamiento del primer modo en función de la amplitud de la respuesta.	20
Figura 3-22. Influencia de la temperatura en la frecuencia y amortiguamiento del primer modo.	22
Figura 3-23. Influencia de la temperatura en la frecuencia y amortiguamiento del segundo modo.	22

Figura 3-24. Influencia de la temperatura en la frecuencia y amortiguamiento del tercer modo. .....	22
Figura 3-25. Influencia del viento en la frecuencia y amortiguamiento del primer modo. ....	23
Figura 3-26. Influencia del viento en la frecuencia y amortiguamiento del segundo modo.....	23
Figura 3-27. Influencia del viento en la frecuencia y amortiguamiento del tercer modo. ....	23
Figura 3-28. Influencia de la ocupación en la frecuencia y amortiguamiento del primer modo.	24
Figura 3-29. Influencia de la ocupación en la frecuencia y amortiguamiento del segundo modo. .....	25
Figura 3-30. Influencia de la ocupación en la frecuencia y amortiguamiento del tercer modo. .	25
Figura 3-31. Montaje utilizado en pruebas de laboratorio. ....	32
Figura 3-32. Ejemplo de respuesta libre. ....	33
Figura 3-33. Ejemplo de velocidad del sistema calculada mediante integración de la aceleración.....	34
Figura 3-34. Prototipo de amortiguador de masas sintonizado (TMD) .....	35
Figura 3-35. Respuesta libre de la pasarela. Arriba: aceleración. Abajo: velocidad despues de la integración y el filtado .....	35
Figura 3-36. Magnitud de la FRF, en dB (normalizada a $1 \text{ ms}^{-2}\text{N}^{-1}$ ) medida experimentalmente y estimada. ....	36
Figura 3-37. Factor $k$ de sincronización según el Eurocódigo 5. ....	38
Figura 3-38. Estimación de la respuesta de la estructura utilizando la fuerza de un peatón modulada por el modo de vibración.....	40
Figura 3-39. (a) Modelo de fuerza para un peatón de 102 kg corriendo (amplitud constante y amplitud modulada) y (b) respuesta estimada en la pasarela (con fuerza de amplitud constante y con fuerza de amplitud modulada). ....	41
Figura 3-40. Factor $\Psi$ de sincronización según la guía SETRA. ....	44
Figura 3-41. Prueba en la PMC con un grupo de tres peatones corriendo.....	45
Figura 3-42. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un peatón andando (estimada usando fuerza de amplitud constante, estimada usando fuerza de amplitud modulada y experimental). ....	46
Figura 3-43. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un corredor (estimada usando fuerza de amplitud constante, estimada usando fuerza de amplitud modulada y experimental). ....	47
Figura 3-44. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un flujo continuo de 15 peatones (estimada usando fuerza constante, estimada usando fuerza modulada y experimental). .....	48
Figura 3-45. Valores de aceleración vertical máximos de confort recogidos en las normativas.	51

Figura 3-46. Línea temporal con la fechas de publicación de documentos nacionales e internacionales relacionadas con el estado de servicio en pasarelas peatonales.....	52
Figura 3-47. Evaluación del ELSV de la PMC con peatones andando. ....	53
Figura 3-48. Evaluación del ELSV de la PMC con peatones corriendo. ....	54
Figura 3-49. Sección de la PMC y localización del TMD bajo el tablero. ....	55
Figura 3-50. Prototipo del TMD. ....	56
Figura 3-51. a) Montaje temporal del TMD en el centro del vano 2 b) Detalle del TMD. ....	56
Figura 3-52. FRF experimental del vano 2 de la pasarela con y sin el TMD en el centro.....	57
Figura 3-53. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin TMD con un peatón andando a 1.75 Hz.....	58
Figura 3-54. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin TMD con un peatón corriendo a 3.5 Hz.....	58
Figura 3-55. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin TMD con un grupo de cuatro peatones andando a 1.75 Hz.....	59
Figura 3-56. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin TMD con un grupo de cuatro peatones corriendo a 3.5 Hz.....	59
Figura 3-57. Verificación del ELSV del vano 2 de la PMC con y sin TMD. ....	60
Figura 3-58. Excitador electrodinámico (APS 400). a) Detalle del actuador. b) Montaje sobre la pasarela. ....	61
Figura 3-59. Función de transferencia del actuador $G_A$ s: magnitud en dB referenciada a 1 N/V. ....	61
Figura 3-60. Función de transferencia de la estructura $G_s$ : magnitud en dB referenciada a $1 \text{ ms}^{-2} \text{ N}^{-1}$ . ....	62
Figura 3-61. Esquema de la ley de control del amortiguador de masa activo. ....	63
Figura 3-62. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin AMD con un peatón andando a 1.75 Hz.....	64
Figura 3-63. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin AMD con un peatón corriendo a 3.5 Hz.....	65
Figura 3-64. Verificación del estado de servicio del vano 2 de la pasarela con y sin AMD. ....	65
Figura 3-65. Aceleración del vano 2 de la PMC sin control y con sistemas de control con un peatón andando a 1.75 Hz.....	66
Figura 3-66. Aceleración del vano 2 de la PMC sin control y con sistemas de control con un peatón corriendo a 3.5 Hz.....	66
Figura 3-67. Verificación del estado de servicio del vano 2 de la pasarela con y sin sistemas de absorción de vibraciones. ....	67
Figura 3-68. Pasarela Pedro Gómez Bosque. (a) Vista a la entrada de la pasarela. (b) Vista general. ....	68

Figura 3-69. Pletina de acero de la PPGB. ....	69
Figura 3-70. Colocación de las losas de hormigón en la PPGB .....	69
Figura 3-71. Distribución de los sensores en la estructura. ....	71
Figura 3-72. Esquema del circuito acondicionador del sensor de vibración. (1) sensor MEMS, (2) condensadores, (3) regulador de tensión, (4) amplificador operacional y (5) LED. ....	72
Figura 3-73. Placa de circuito impreso con componentes. ....	72
Figura 3-74. Acelerómetro usado en la monitorización.....	73
Figura 3-75. Registrador con módulos en voltaje.....	73
Figura 3-76. Instalación de los sensores. (a) Acelerómetros y cables. (b) Medidor de temperatura y viento. ....	74
Figura 3-77. Sistema de medida instalado en el sistema eléctrico. ....	75
Figura 3-78. Ejes del acelerómetro y ejes absolutos. ....	75
Figura 3-79. Sistema de ejes fijo (azul) y sistema de ejes rotado (rojo). ....	76
Figura 3-80. Sistema de medida de los acelerómetros piezoeléctricos y su posición en el tablero.....	77
Figura 3-81. Dos ejemplos de la respuesta de la pasarela medida con acelerómetros piezoeléctricos (azul) y MEMS (rojo). a) Dominio del tiempo. b) Dominio de la frecuencia. .....	79
Figura 3-82. Primer modo de flexión vertical de la PPGB (0.85 Hz). ....	80
Figura 3-83. Primer modo de torsión de la PPGB (0.96 Hz). ....	81
Figura 3-84. Primer modo de flexión lateral de la PPGB (1.00 Hz).....	81
Figura 3-85. Segundo modo de flexión vertical de la PPGB (1.38 Hz). ....	82
Figura 3-86. Segundo modo de flexión lateral de la PPGB (1.48 Hz). ....	82
Figura 3-87. Tercer modo de flexión vertical de la PPGB (1.76 Hz). ....	83
Figura 3-88. Tercer modo de flexión lateral de la PPGB (2.11 Hz). ....	83
Figura 3-89. Cuarto modo de flexión lateral de la PPGB (2.50 Hz). ....	84
Figura 3-90. Influencia de la temperatura en la frecuencia del primer modo de flexión vertical. ....	84
Figura 3-91. Influencia de la temperatura en la frecuencia del segundo modo de flexión vertical. .....	85
Figura 3-92. Influencia de la temperatura en la frecuencia del tercer modo de flexión vertical. ....	85
Figura 3-93. Respuesta de la estructura debida a la excitación de un peatón andando a 1.76 Hz.....	86
Figura 3-94. Respuesta de la estructura debida a la excitación de un peatón corriendo a 1.76 Hz.....	86
Figura 3-95. Evaluación del ELSV de la PPGB con peatones andando y corriendo. ....	87
Figura 3-96. Aceleraciones máximas horarias en la PPGB durante el mes de enero de 2013. ....	87

## Índice de Tablas

Tabla 3-1. Valores de frecuencia y amortiguamiento de los primeros modos de flexión de la PMC obtenidos con el OMA.....	15
Tabla 3-2. Parámetros modales identificados con el EMA.....	19
Tabla 3-3. Evaluación de la frecuencia natural y del amortiguamiento del primer modo.....	25
Tabla 3-4. Parámetros del experimento.....	32
Tabla 3-5. Resultados utilizando el algoritmo en el dominio de la frecuencia.....	33
Tabla 3-6. Resultados utilizando el algoritmo en el dominio del tiempo.....	34
Tabla 3-7. Estimación de la masa modal del vano 2 de la PMC.....	37
Tabla 3-8. Aceleraciones máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela estimadas según el Eurocódigo 5... 39	39
Tabla 3-9. Aceleraciones máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela estimadas según la ISO 10137.....	42
Tabla 3-10. Aceleraciones máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela estimadas según la guía SETRA. ..	44
Tabla 3-11. Aceleraciones experimentales máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas ( $m/s^2$ ) y variación con respecto a los valores experimentales (%)...	46
Tabla 3-12. Aceleraciones experimentales máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas ( $m/s^2$ ) y variación con respecto a los valores experimentales (%)...	47
Tabla 3-13. Aceleraciones experimentales máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas ( $m/s^2$ ) y variación con respecto a los valores experimentales (%)...	48
Tabla 3-14. Frecuencias críticas y valores de aceleración máximos de confort en las normativas.....	51
Tabla 3-15. Aceleraciones máximas de la pasarela con peatones andando.....	52
Tabla 3-16. Aceleraciones máximas de la pasarela con peatones corriendo.....	53
Tabla 3-17. Resultados del OMA de la PPGB.....	80
Tabla 3-18. Porcentaje del tiempo en el que la aceleración vertical de la PPGB supera un cierto valor.....	88
Tabla 3-19. Porcentaje del tiempo en el que la aceleración lateral de la PPGB supera un cierto valor.....	88



## Listado de Abreviaturas

AMD	<i>Active Mass Damper</i> (Amortiguador de Masa Activo)
CFDD	<i>Curve-Fit Frequency Domain Decomposition</i> (Descomposición en el Dominio de la Frecuencia con Ajuste de la Curva)
DVFC	<i>Direct Velocity Feedback Control</i> (Control de Realimentación Directa de la Velocidad)
EFDD	<i>Enhanced Frequency Domain Decomposition</i> (Descomposición en el Dominio de la Frecuencia Mejorada)
ELSV	Estado Límite de Servicio de Vibraciones
EMA	<i>Experimental Modal Analysis</i> (Análisis Modal Experimental)
FDC	Factor Dinámico de Carga
FDD	<i>Frequency Domain Decomposition</i> (Descomposición en el Dominio de la Frecuencia)
FRF	<i>Frequency Response Function</i> (Función de Respuesta en Frecuencia)
GDL	Grado De Libertad
MIF	<i>Modal Indication Function</i> (Función de Indicación Modal)
MTVV	<i>Maximum Transient Vibration Value</i> (Máximo Valor Transitorio de Vibración)
OMA	<i>Operational Modal Analysis</i> (Análisis Modal Operacional)
PMC	Pasarela del Museo de la Ciencia
PPGB	Pasarela Pedro Gómez Bosque
RFP	<i>Rational Fraction Polynomial</i> (Método Polinomial en Fracciones Racionales)
SSI	<i>Stochastic Subspace Identification</i> (Identificación en el Subespacio Estocástico)
SETRA	<i>Service d'Etudes Techniques des Routes et Autoroutes</i> (Servicio de Estudios Técnicos de Carreteras y Autopistas)
SIMO	<i>Single Input Multiple Output</i> (Entrada Única Múltiples Salidas)
TLD	<i>Tuned Liquid Damper</i> (Amortiguador de Líquido Sintonizado)
TMD	<i>Tuned Mass Damper</i> (Amortiguador de Masa Sintonizado)
VDV	<i>Vibration Dose Value</i> (Dosado de Vibración)





## 1. GENERALIDADES Y MOTIVACIÓN

Las pasarelas peatonales son estructuras cada vez más habituales en las ciudades como consecuencia de una mayor demanda de nuevas vías de paso por parte de los peatones. En las últimas décadas la mejora de las propiedades mecánicas de los materiales utilizados en la construcción de las pasarelas peatonales ha facilitado el desarrollo de diseños con nuevos esquemas estructurales y complicadas geometrías. Esto ha dado lugar a estructuras esbeltas, ligeras y poco amortiguadas, pudiendo ser susceptibles a las vibraciones cuando son sometidas a cargas dinámicas.

En general y sin obviar las cargas debidas al viento [1], la principal fuente de vibraciones en las pasarelas son los propios peatones. En ocasiones, los movimientos armónicos de los peatones (andar, correr, etc.) coinciden con alguna de las frecuencias de vibración de la estructura, pudiendo dar lugar a fenómenos de resonancia que se traducen en altos niveles de vibración. Por otro lado, escenarios de carga excepcionales y que raramente se repiten más de una vez en la vida útil de la estructura como es el caso del día de la inauguración de la estructura o el transcurso de una manifestación por ella, pueden poner de manifiesto problemas relacionados con el comportamiento dinámico de la estructura.

Aunque en el pasado se han documentado muchos casos de pasarelas que presentaban vibraciones excesivas [2], [3], [4], [5], [6], este problema adquirió una mayor atención pública y profesional después de los problemas sufridos por la pasarela "*Millennium Bridge*" (Figura 1-1) de Londres [7]. El 10 de junio de 2000, día de su inauguración, dicha pasarela experimentó elevadas aceleraciones laterales que provocaron el cierre de la misma y su posterior reparación. La reparación consistió en la incorporación de numerosos amortiguadores de masa sintonizados para disminuir las vibraciones verticales (Figura 1-2) y varios amortiguadores viscosos para reducir las vibraciones laterales (Figura 1-3). El coste de la reparación de la estructura fue de 5 millones de libras lo que supuso un 20% del coste final [8]. El mismo problema fue detectado un año antes en la pasarela "*Solferino*" de París (Figura 1-4) lo que provocó tanto la implementación de sistemas de amortiguamiento (Figura 1-5) como un mayor estudio en el modelado de las cargas ejercidas por los peatones [9]. Estos dos ejemplos pusieron de manifiesto la importancia de considerar las cargas dinámicas en el diseño de las pasarelas.



*Figura 1-1. Pasarela "Millennium Bridge" de Londres [10].*



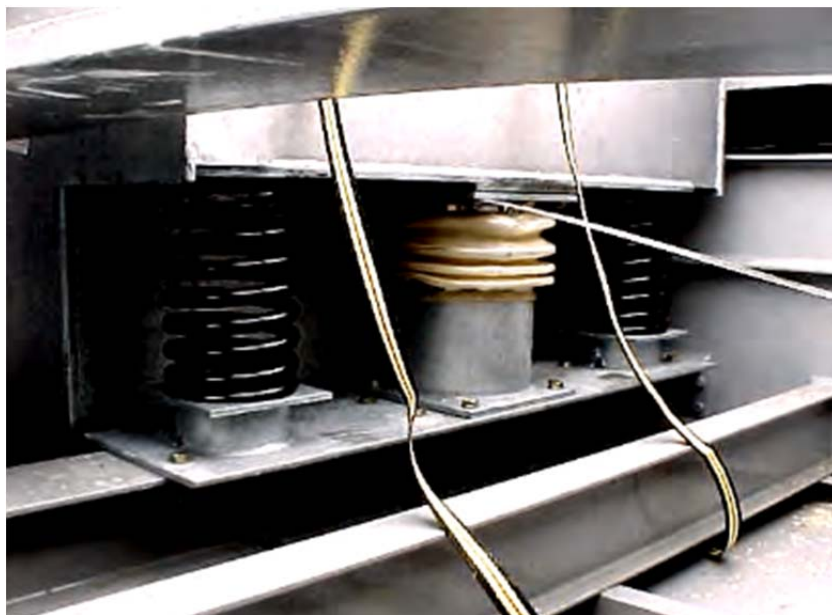
*Figura 1-2. Amortiguadores de masa sintonizados de la pasarela "Millennium Bridge" [10].*



*Figura 1-3. Amortiguador viscoso de la pasarela "Millennium Bridge" [10].*



*Figura 1-4. Pasarela Solferino de Paris.*



*Figura 1-5. Amortiguador de masa sintonizado en la pasarela Solferino de Paris [11].*

En estos, y en casi todos los otros problemas previamente documentados relacionados con vibraciones en pasarelas, las excesivas vibraciones fueron causadas por la resonancia de uno o más modos de vibración. La razón de esto es que el rango de las frecuencias naturales (verticales o laterales) de las pasarelas a menudo coincide con las frecuencias predominantes en las cargas inducidas por los peatones [12]. Es importante tener en cuenta que dichos problemas se han producido en pasarelas con diferentes tipologías estructurales, tales como atirantadas, colgantes o tipo viga, así como en pasarelas de diferentes materiales (madera, mixtas de acero y hormigón, acero, hormigón reforzado y pretensado).

Actualmente, se considera que la vibración producida por las cargas inducidas por los peatones es, por lo general, un problema que afecta al estado límite de servicio en lugar de al estado límite último [2], [13], [14], [15]. Esto es porque las personas son muy sensibles a bajos niveles de vibración [16]. Esta alta sensibilidad generalmente desencadena el problema de

servicio mucho antes que los niveles de vibración sean ni remotamente suficientes para causar daños a la estructura. Sin embargo, esta excitación producida por los usuarios podría alcanzar niveles de vibración excesivos, sobrepasando los valores de confort recomendados en las normativas. Por tanto, el factor decisivo en el dimensionamiento de este tipo de estructuras suele ser el estado límite de servicio de vibraciones (ELSV).

En el caso de que la estructura sufra vibraciones excesivas una vez construida, la opción más sencilla para mejorar el comportamiento dinámico de la pasarela es incluir sistemas de amortiguamiento en la estructura. Los sistemas de amortiguamiento pasivo típicos son amortiguadores metálicos, de fricción, visco-elásticos y viscosos, amortiguadores de masa sintonizados (TMDs - *Tuned Mass Dampers*) y amortiguadores de líquido sintonizado (TLDs - *Tuned Liquid Dampers*) [17]. Los sistemas más efectivos, y por tanto los más utilizados en pasarelas, son los TMDs [18], [19] (incluyendo varios en paralelo [20] y en serie [21]), los TLDs [22] y los amortiguadores viscosos [23].

Otra alternativa para disminuir las vibraciones en las pasarelas es la utilización de sistemas activos. Estos sistemas consisten en actuadores que transmiten fuerzas directamente a la estructura siguiendo algoritmos de control y que cancelan las vibraciones presentes en la misma [24].

## 2. OBJETIVOS

El objetivo general de esta tesis es profundizar en el estudio de la dinámica de dos puentes peatonales en servicio siguiendo una metodología de estudio concreta y la implementación de sistemas de control de vibraciones en una de ellas. En esta tesis el término estudio dinámico se ha considerado desde un amplio punto de vista incluyendo la monitorización de la estructura, la estimación de los parámetros modales, prestando un interés especial a la masa modal, el análisis de la influencia en la estimación de los agentes externos, la valoración del estado límite de servicio de vibraciones y la verificación del comportamiento de los modelos de carga comparados con los ensayos reales.

Las dos estructuras peatonales en las que se ha centrado esta tesis son:

- Pasarela peatonal del Museo de la Ciencia (PMC). Pasarela en servicio situada en Valladolid sobre el río Pisuerga. Tiene una longitud total de 234 metros y fue construida en el año 2004. Está compuesta por cuatro vanos: tres formados por barras metálicas tubulares y uno de hormigón, con tablero de madera (Figura 2-1). Los tres vanos metálicos tienen sección hexagonal. La pasarela tiene un comportamiento de viga continua con cinco apoyos.



*Figura 2-1. Vista general de la PMC de Valladolid (desde el Museo de la Ciencia).*

- Pasarela peatonal Pedro Gómez Bosque (PPGB). Pasarela en servicio situada en Valladolid sobre el río Pisuerga. Tiene una longitud total de 100 metros y fue construida en el año 2011. Está formada por un único vano de 85 metros. La estructura se compone de una pletina de acero corten de 94 m de largo pretensada y anclada a los estribos, losas de hormigón prefabricado colocadas sobre la chapa de acero, un suelo de caucho reciclado y una barandilla de acero inoxidable y cristal (Figura 2-2). La pasarela es de tipología banda tesa y tiene un comportamiento de cable tensado anclado en los extremos.

## 2. Objetivos

---



*Figura 2-2. Vista general de la pasarela peatonal Pedro Gómez Bosque de Valladolid.*

Más concretamente los objetivos de la tesis han sido los siguientes:

- Estudios sobre la PMC:
  - Caracterización dinámica de la estructura
  - Evaluación de los modelos de carga de peatones en pasarelas peatonales
  - Evaluación del ELSV
  - Diseño e implementación de un sistema de control pasivo
  - Diseño e implementación de un sistema de control activo
- Estudios sobre la PPGB:
  - Diseño e implementación de un sistema de monitorización continua
  - Caracterización dinámica de la estructura
  - Evaluación del ELSV

### 3. METODOLOGÍA Y RESULTADOS

#### 3.1. Introducción

La metodología seguida en el análisis dinámico de las estructuras comprende los siguientes puntos:

- Monitorización de las vibraciones. El sistema de monitorización puede ser temporal o permanente. Habitualmente este sistema medirá además de las aceleraciones en varios puntos de la estructura, los agentes externos que pudieran influir en una posterior estimación de los parámetros modales. Estos agentes típicamente son las condiciones ambientales (viento y temperatura) y el nivel de ocupación.
- Caracterización dinámica de la estructura. Se utilizan diversos análisis modales para la estimación de los parámetros modales de la estructura. Las frecuencias y amortiguamientos son importantes para el ELSV y las formas modales y la masa modal son importantes en el diseño de sistemas de control. Es importante conocer la variabilidad de la estimación pensado tanto en el diseño de sistemas de control como en el diseño de sistemas de diagnóstico de la seguridad estructural, detección de cambios, detección de daños, etc. Dicha variabilidad puede venir, por un lado, debido a los diferentes métodos de estimación y elección de los parámetros de búsqueda y por otro lado, debido a los agentes externos y nivel de ocupación de la estructura.
- Evaluación del ELSV. Se analizan los valores de aceleración de la estructura y se comprueba si cumplen con los criterios de confort dados por guías y normativas. Las pruebas a realizar dependen del rango en que se encuentren los valores de las frecuencias propias de la estructura. Además de evaluar el ESLV, se pretende verificar el comportamiento de los modelos de carga habitualmente utilizados a nivel de proyecto mediante la comparación con ensayos reales.
- Diseño e implementación de sistemas de control. Cuando el ELSV no se cumple es necesario aumentar el amortiguamiento de la estructura. Una forma de conseguirlo es mediante la inclusión de sistemas externos que son capaces de disipar la energía de vibración de la estructura o actuar sobre ella cancelando las vibraciones.

En los siguientes apartados se desarrollan estos puntos y se muestran los resultados obtenidos en las dos pasarelas peatonales: la Pasarela del Museo de la Ciencia y la Pasarela Pedro Gómez Bosque.

## 3.2. Estudio de la Pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid

### 3.2.1. Descripción de la estructura

La PMC de Valladolid es una pasarela peatonal sobre el río Pisuerga que une el Museo de la Ciencia con el centro de la ciudad. Esta estructura, de 234 m y construida en el año 2004, está compuesta por cuatro vanos: tres formados por barras metálicas tubulares y uno de hormigón. Toda la pasarela tiene un tablero de madera. El vano de hormigón tiene una longitud de 45 metros y es muy rígido. La tipología resistente de los tres vanos metálicos es de entramado triangular de barras tubulares con sección hexagonal. El vano principal (vano 3 en la Figura 3-1) tiene 111 metros y cuenta con un sistema de pretensado innovador [25] formado por un conjunto de cables longitudinales y transversales cuyo fin es el de estabilizar dicho vano al paso de los peatones [26], el segundo vano (vano 2) tiene 51 metros y el vano 4 es más corto (21 metros). El sistema de cables externo del vano 3 hace que este vano sea suficientemente rígido [25]. Sin embargo, el vano 2 (Figura 3-2), es más sensible a excitaciones dinámicas producidas por humanos. En dicho vano se alcanzan niveles de vibración que, según la opinión de los usuarios, a veces son molestos, particularmente cuando un corredor cruza el puente.

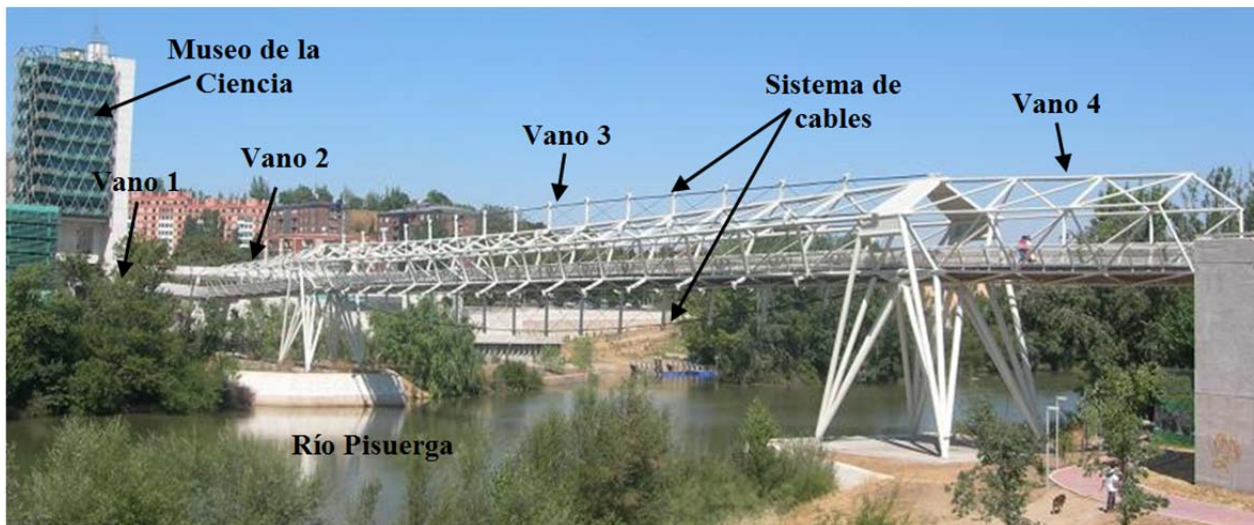


Figura 3-1. Vista general de la PMC de Valladolid (desde el centro de la ciudad).



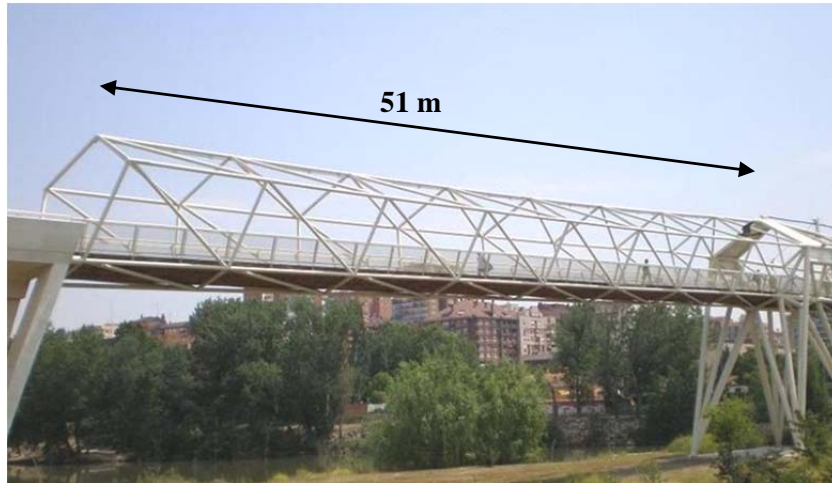


Figura 3-2. Vista del vano 2.

### 3.2.2. Caracterización dinámica

Las técnicas de análisis modal han sido ampliamente utilizadas en los últimos años para evaluar la respuesta dinámica de las pasarelas [27]. Estas técnicas se utilizan para estimar los parámetros modales (frecuencias naturales, amortiguamientos, masas y formas modales), de las estructuras con el fin de realizar estudios de estado de servicio y detección de daño, la comprobación de los parámetros modales de diseño o el diseño de dispositivos absorbedores de vibración.

En la caracterización dinámica se identifican las frecuencias naturales, los coeficientes de amortiguamiento, las masas y las formas modales correspondientes a los modos de vibración de la pasarela con el objeto de ajustar los modelos numéricos desarrollados en la etapa de diseño y calcular los parámetros óptimos de los sistemas de absorción de vibraciones en el caso de que fueran necesarios. En general, los parámetros dinámicos se identifican a partir de los registros de aceleración en dirección vertical, lateral y longitudinal en puntos clave del tablero, pilas y otros elementos de la estructura en situaciones de respuesta ambiental, libre o forzada. Los registros se tratan posteriormente con técnicas como (1) el análisis espectral en el que sólo se calculan las frecuencias naturales de la estructura, (2) el análisis modal clásico (EMA – *Experimental Modal Analysis*) donde se mide la respuesta de la estructura ante una entrada conocida que se genera por medio de dispositivos mecánicos como martillos instrumentados y excitadores electrodinámicos, o (3) el más actual análisis modal operacional (OMA – *Operational Modal Analysis*) cuya principal ventaja frente al anterior es que no es necesario excitar a la estructura de forma controlada. Las dos últimas técnicas identifican además de las frecuencias naturales, los amortiguamientos y formas modales de la estructura. En el caso del EMA los modos o formas modales obtenidos se pueden normalizar, por lo que es posible estimar las masas modales a partir de ellos. En el caso del OMA, al no medir la

excitación, no se puede estimar la masa modal, por lo que hay que utilizar otras técnicas para estimar este parámetro (si fuera necesario).

El EMA [28], [29] proporciona estimaciones para todos los parámetros modales, incluyendo el escalado de la forma modal, pero requiere que la entrada sea conocida. Esto implica utilizar equipos complicados y costosos [30], [31], [32], que no suelen ser en absoluto prácticos o factibles - especialmente en grandes sistemas tales como las estructuras civiles. El OMA [33] es una técnica relativamente reciente que realiza los ensayos en condiciones ambientales en lugar de las condiciones de laboratorio, utilizando únicamente la respuesta del sistema. Bajo ciertas condiciones [34] no es necesario controlar la entrada del sistema, y se pueden estimar las frecuencias naturales, el amortiguamiento y las formas modales utilizando únicamente los datos de salida. Sin embargo no puede proporcionar directamente el escalado de la forma modal. Sin esta información, el modelo es incompleto y no puede simular correctamente el sistema. Sin embargo, ha habido avances en el escalado de la forma modal utilizando únicamente datos de salida. Parloo et al. [35] propusieron un método que utiliza la variación de la frecuencia natural causada por masas concentradas conocidas unidas a la estructura. También se han realizado investigaciones en el análisis modal híbrido, añadiendo entradas controladas (exógenas) [36], utilizando métodos que permiten amplitudes más pequeñas de las fuerzas exógenas, lo que hace la experimentación considerablemente más práctica.

En primer lugar se realizó un análisis espectral preliminar de los registros de aceleración en dirección vertical y lateral. Las mediciones se realizaron en los puntos medios de los vanos metálicos 2 y 3. Una vez analizados los espectros de potencia de aceleración se identificaron cuáles de las posibles frecuencias naturales obtenidas en los espectros estaban dentro de los rangos de frecuencia críticas. Así, en la dirección vertical, las frecuencias de 3.5 Hz del vano 2 y de 1.21, 2.55 y 4.67 Hz del vano 3 estaban en el rango de frecuencias críticas ( $< 5$  Hz), mientras que en la dirección lateral la frecuencia de 2.3 Hz del vano 2 y la de 1.15 Hz del vano 3 son las únicas que estaban en el rango de frecuencia críticas laterales ( $< 2.5$  Hz). En la Figura 3-3 y en la Figura 3-4 se muestran los espectros obtenidos correspondientes al registro de aceleración vertical en el centro del vano 2 y vano 3 respectivamente.

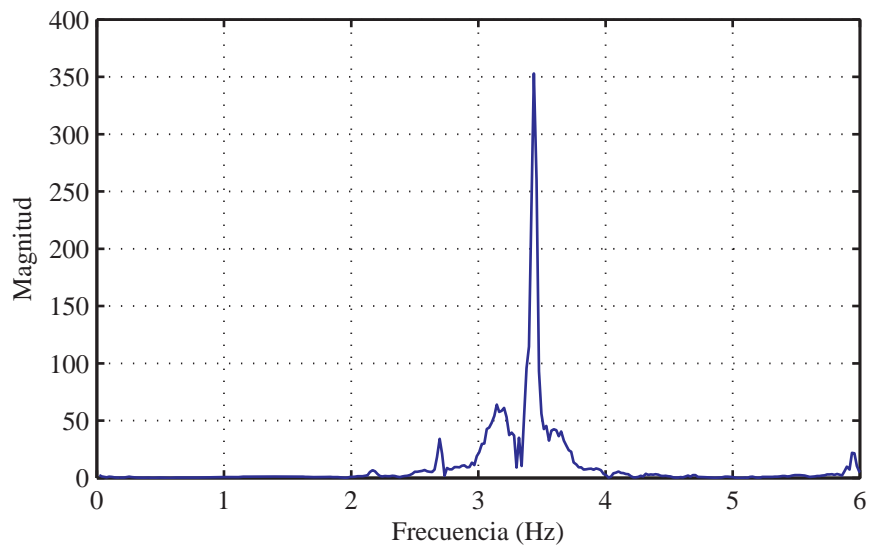


Figura 3-3. Ejemplo de espectro de potencia de la aceleración vertical del centro del vano 2.

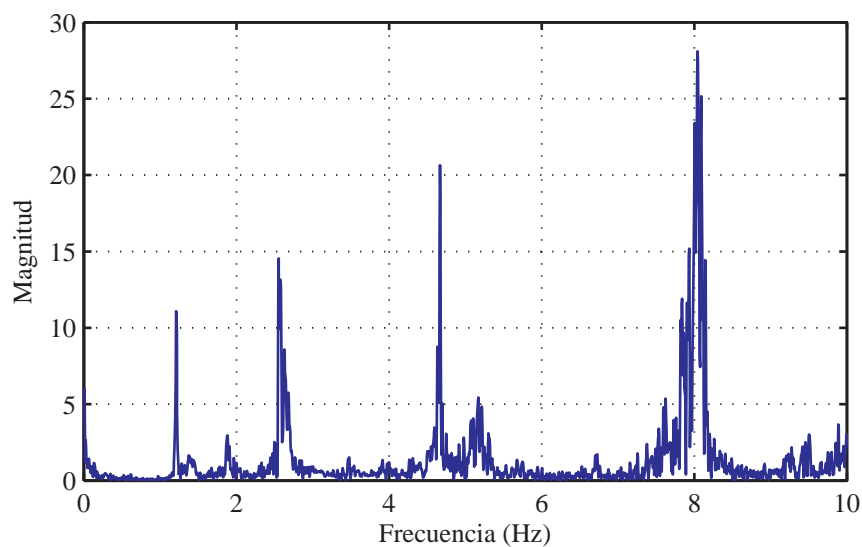


Figura 3-4. Ejemplo de espectro de potencia de la aceleración vertical del centro del vano 3.

Por otro lado se observó que los niveles de vibración en la dirección lateral eran considerablemente menores que en la dirección vertical (Figura 3-5), y que el nivel de vibraciones del vano 2 era notablemente mayor que el del vano 3 (Figura 3-6) y era relativamente sencillo que entrara en resonancia al paso de un peatón corriendo. Todo esto se concluyó tras monitorizar durante varios meses de las aceleraciones verticales y laterales en el centro de cada uno de los tres vanos metálicos de la pasarela.

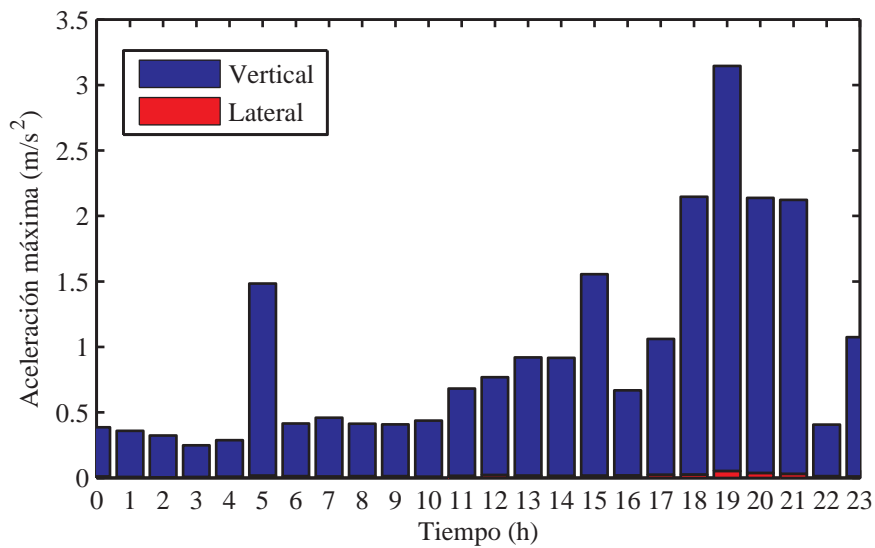


Figura 3-5. Valores máximos de aceleración cada hora durante un día completo en el vano 2.

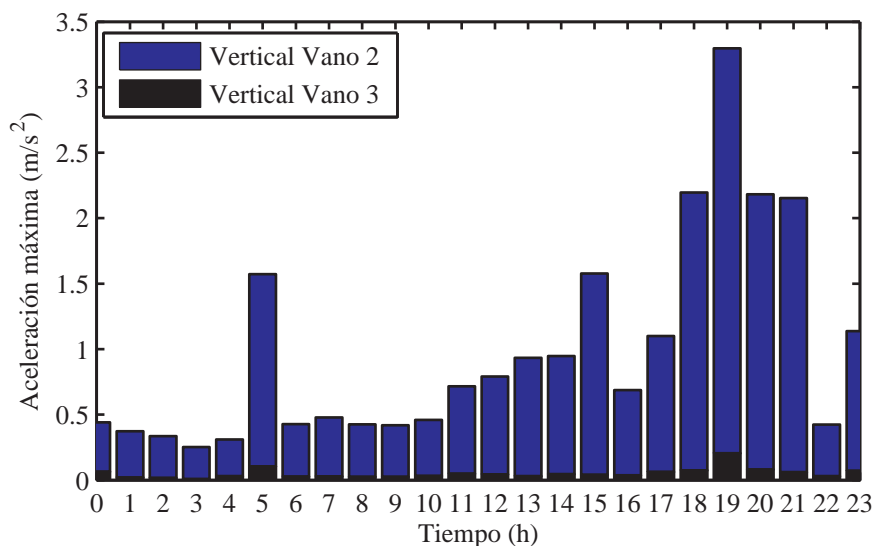


Figura 3-6. Valores máximos de aceleración cada hora en el vano 2 y en el vano 3.

Posteriormente se realizó el OMA de la pasarela completa. Para este análisis se obtuvieron registros de aceleración en dirección vertical en 75 puntos distribuidos a lo largo de los tres vanos metálicos de la pasarela (Figura 3-7 a Figura 3-10) utilizando una frecuencia de muestreo de 100 Hz. Cada registro consistió en la lectura durante 720 segundos de ocho acelerómetros, siendo tres de ellos de referencia (uno por vano). Los acelerómetros usados fueron seis acelerómetros MMF KS48C (Figura 3-11), un acelerómetro PCB 393B04 y un acelerómetro PCB 393C. Ambas clases de acelerómetros son del tipo sísmico con sensibilidad 1000mV/g y con rango de frecuencias que van desde 0.1 Hz hasta 2000-4000 Hz. El equipo de medida fue un HBM MGCplus (Figura 3-12) con el software Catman Easy.

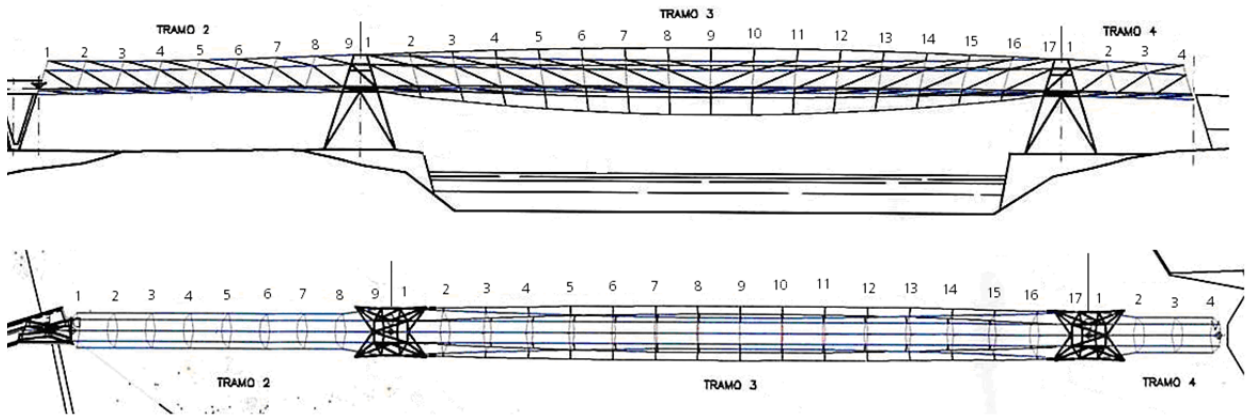


Figura 3-7. Esquema de la PMC con las secciones de medida.

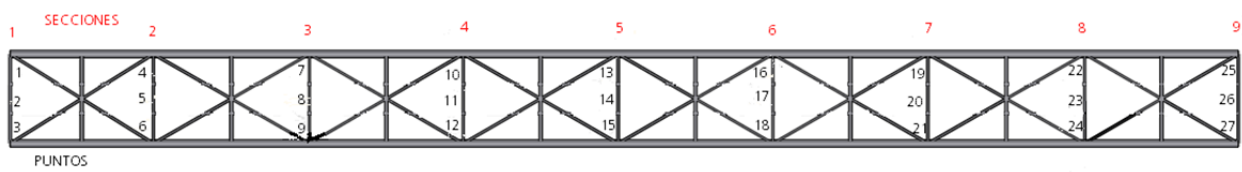


Figura 3-8. Puntos de medida en el vano 2 durante el OMA.

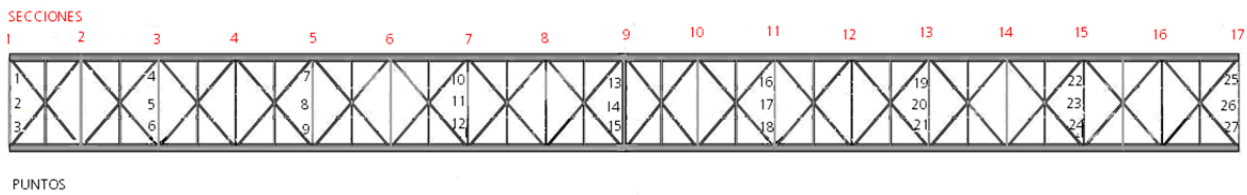


Figura 3-9. Puntos de medida en el vano 3 durante el OMA.

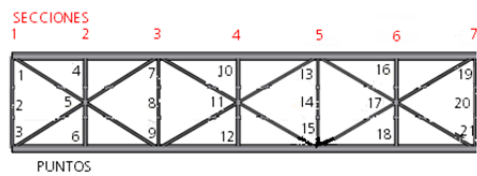
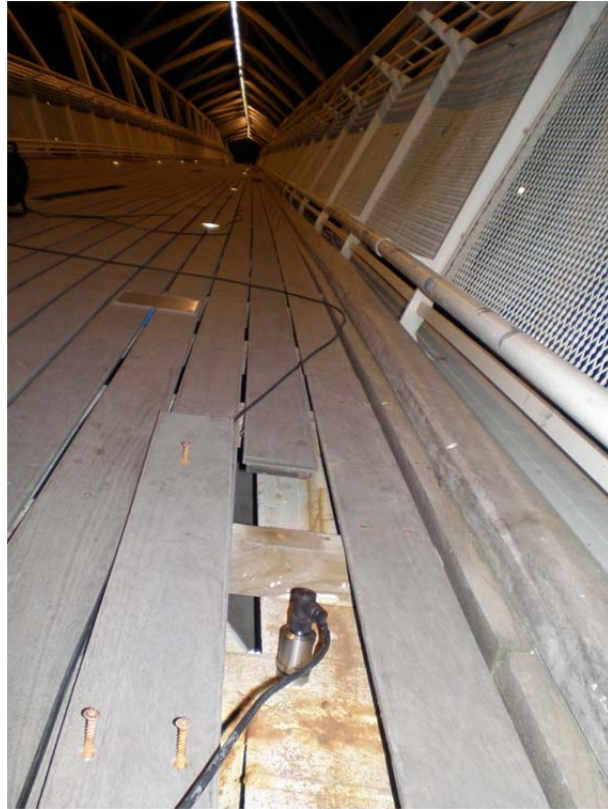


Figura 3-10. Puntos de medida en el vano 4 durante el OMA.



*Figura 3-11. Acelerómetro utilizado en el OMA.*



*Figura 3-12. Equipo de medida usado durante el OMA.*

Los parámetros modales se identificaron empleando tres algoritmos en el dominio de la frecuencia. Estos son: FDD (*Frequency Domain Decomposition*), EFDD (*Enhanced Frequency Domain Decomposition*) y CFDD (*Curve-Fit Frequency Domain Decomposition*). En la Figura 3-13 se muestran los cuatro primeros valores singulares promediados obtenidos empleando el

programa comercial ARTeMIS [37] utilizando la técnica FDD. Los valores estimados utilizando los tres métodos en el dominio de la frecuencia están recogidos en la Tabla 3-1.

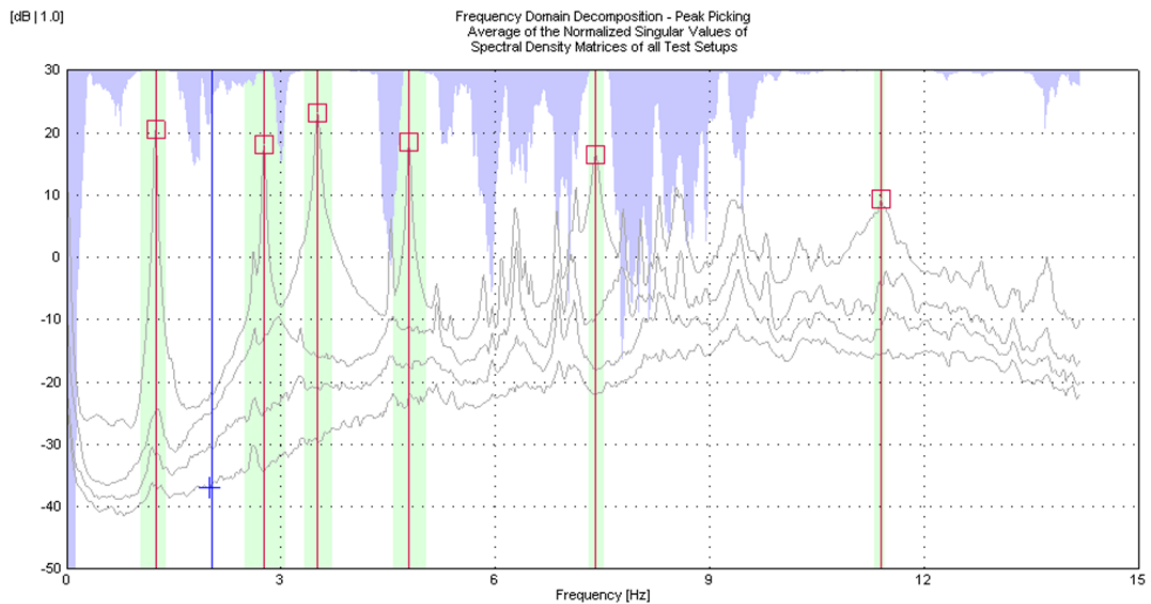


Figura 3-13. Valores singulares promediados de las matrices de densidad espectral de las aceleraciones medidas e identificación de los modos dominantes.

Tabla 3-1. Valores de frecuencia y amortiguamiento de los primeros modos de flexión de la PMC obtenidos con el OMA.

FDD		EFDD		CFDD	
Frecuencia (Hz)	Amortiguam. (%)	Frecuencia (Hz)	Amortiguam. (%)	Frecuencia (Hz)	Amortiguam. (%)
<b>Vano 2</b>					
3.516	-	3.514	0.447	3.515	0.436
7.397	-	7.406	0.562	7.399	0.506
9.351	-	9.365	0.552	9.367	0.387
<b>Vano 3</b>					
1.245	-	1.243	1.173	1.257	1.233
2.759	-	2.763	0.563	2.765	0.914
4.785	-	4.792	0.345	4.792	0.327
<b>Vano 4</b>					
8.521	-	8.562	0.568	8.545	0.585
11.5	-	11.36	1.583	11.34	1.11

En la Figura 3-14 se muestran los cuatro primeros modos de la pasarela completa, correspondientes a los tres primeros modos de flexión del vano 3 y el primer modo de flexión del vano 2.

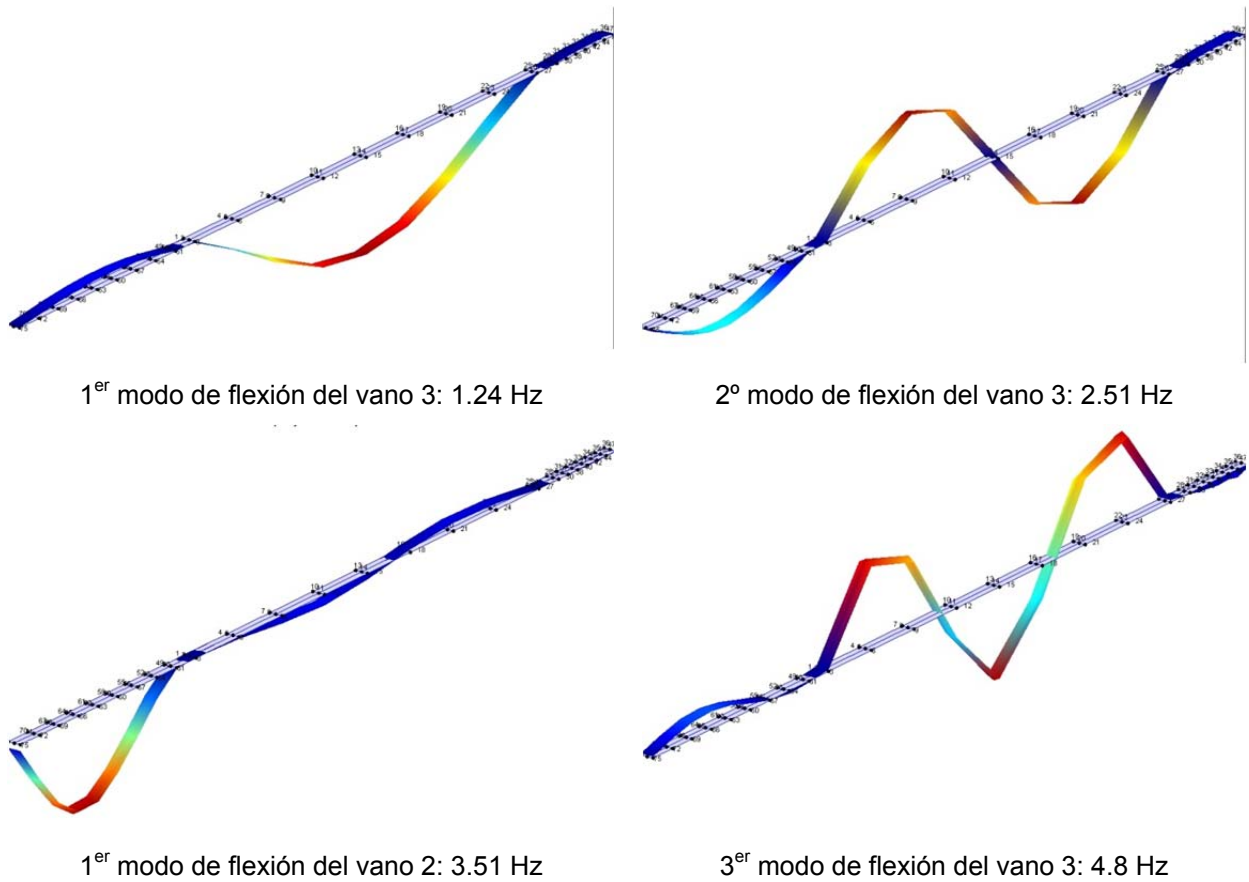


Figura 3-14. Primeros modos de flexión de los vanos 2 y 3 de la PMC.

Teniendo en cuenta que las mayores aceleraciones en la pasarela se alcanzaban en el vano 2 y en vertical, se centraron los estudios en esa parte de la estructura y en esa dirección.

En la Figura 3-15 se muestran los modos de vibración correspondientes al vano 2. El primer modo, con una frecuencia de 3.51 Hz, podría ser excitado por una persona andando (2<sup>o</sup> armónico) o corriendo (1<sup>er</sup> o 2<sup>o</sup> armónico).

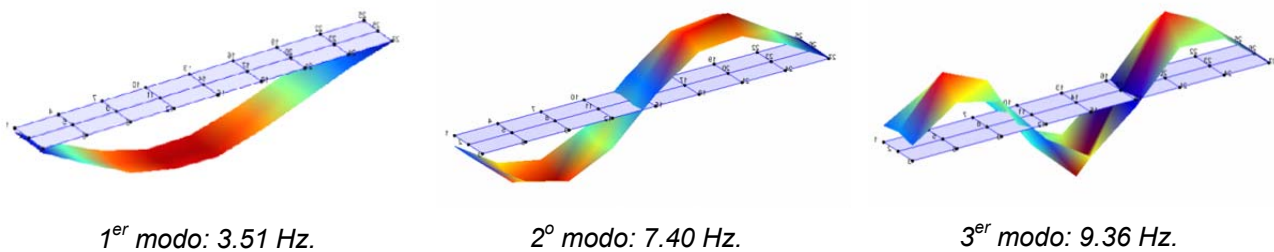


Figura 3-15. Modos de vibración identificados.

Finalmente, se realizó el EMA del vano 2 de la PMC. La fuerza de excitación se generó con un excitador electrodinámico de APS Dynamics modelo 400 (Figura 3-16) en modo inercial colocado en el centro del vano [38]. La fuerza inducida por el excitador se calculó midiendo la aceleración de la masa inercial y multiplicándola por su magnitud (30.4 kg). Se utilizaron 7



acelerómetros (como los usados en el OMA) colocados en la línea central de la pasarela. Se utilizó un rango de frecuencias de 0 a 25 Hz con una resolución de la FFT de 1601 puntos, una ventana de ponderación rectangular y 4 medias con solapamiento del 50%. La fuerza de excitación empleada fue un barrido de frecuencia entre 1 y 15 Hz.



Figura 3-16. Excitador electrodinámico utilizado en el EMA.

Los resultados obtenidos se procesaron con el programa comercial de análisis modal OROS Modal 2 [39]. Se utilizó el método Selband SIMO (*Single Input Multiple Output*), que está basado en la formulación polinómica en fracciones racionales de la función de transferencia. La función de respuesta en frecuencia (FRF - *Frequency Response Function*) es una función compleja definida en un rango de frecuencias. El proceso de identificar los parámetros de este tipo de medidas se denomina comúnmente como ajuste de la curva o estimación de los parámetros. El método polinomial en fracciones racionales (RFP - *Rational Fraction Polynomial*) permite un ajuste de la curva de estas medidas (FRFs) e identificar los parámetros modales (frecuencias naturales, amortiguamientos y formas modales) de los modos de vibración predominantes en la estructura, además de poder identificar polos, ceros y resonancias del sistema [40].

La Figura 3-17 muestra la función de indicación modal (MIF - *Modal Indication Function*). La MIF es básicamente la suma de todas las FRFs medidas. El ajuste del primer, segundo y tercer modo del vano 2 de la PMC se muestran en la Figura 3-18, Figura 3-19 y Figura 3-20 respectivamente. Los parámetros identificados de los primeros modos de flexión se muestran en la Tabla 3-2.

### 3. Metodología y resultados

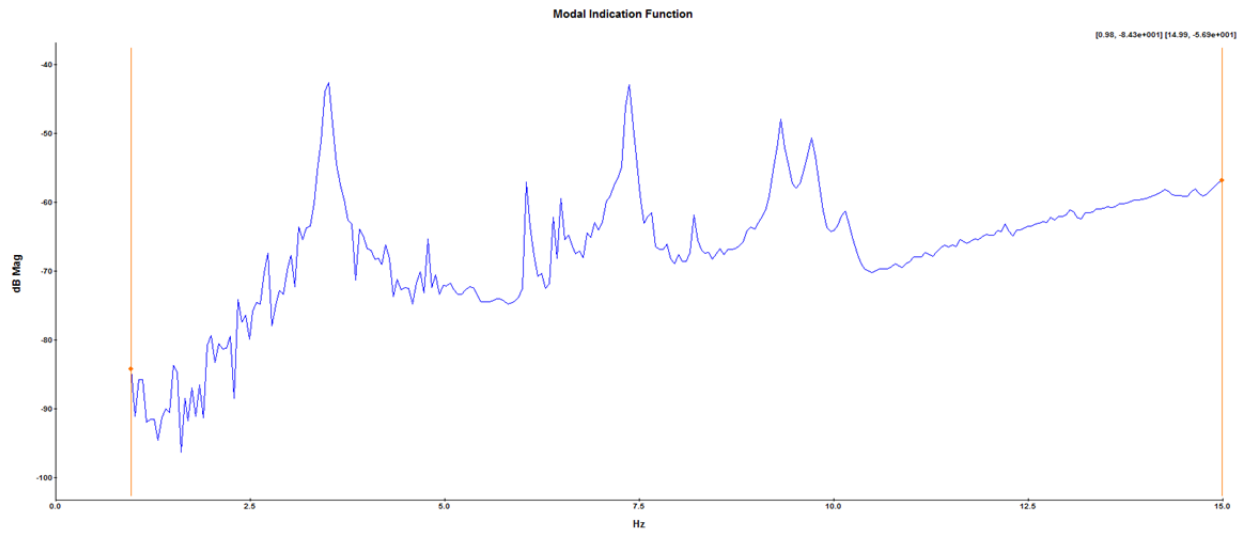


Figura 3-17. Función de indicación modal (MIF).

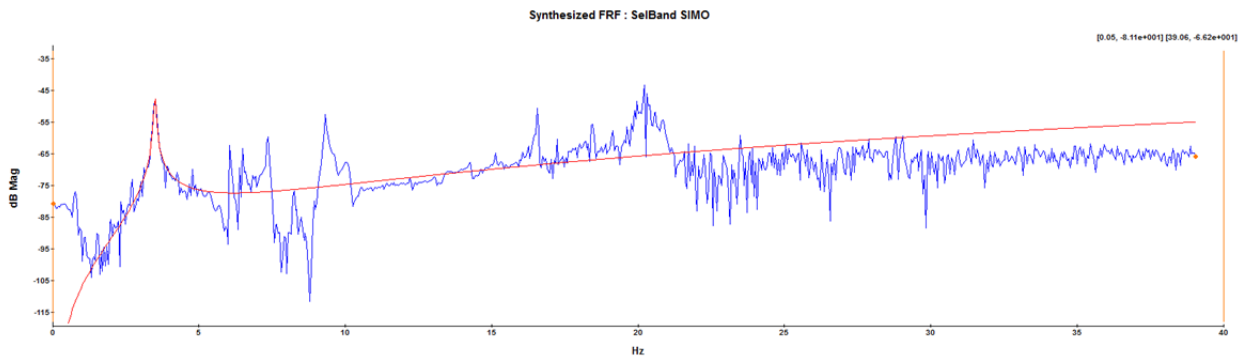


Figura 3-18. Ajuste del primer modo vertical del vano 2 de la PMC.

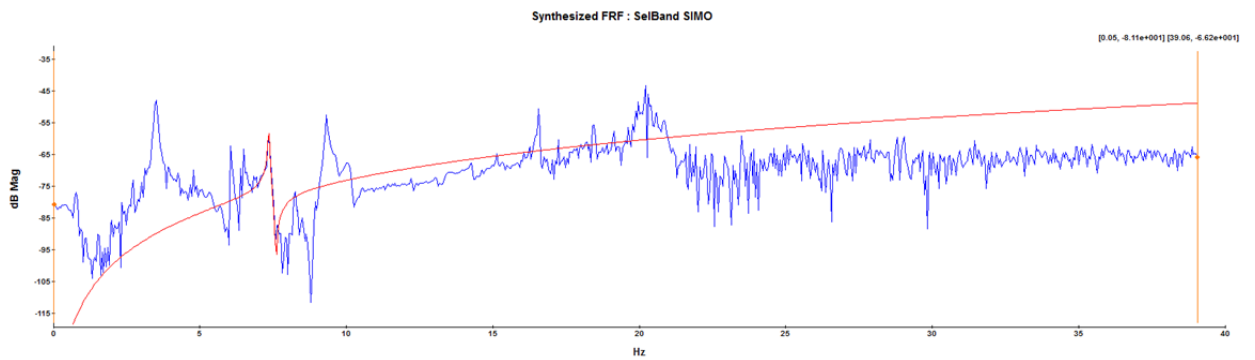


Figura 3-19. Ajuste del segundo modo vertical del vano 2 de la PMC.

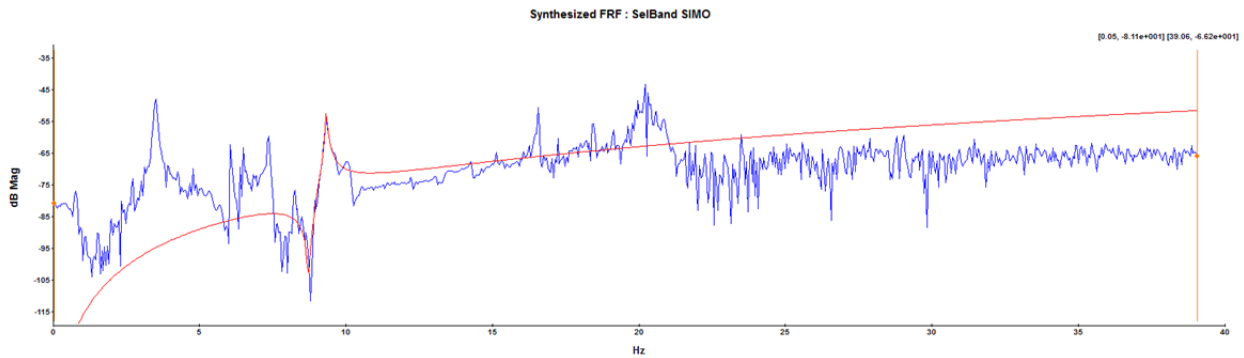


Figura 3-20. Ajuste del tercer modo vertical del vano 2 de la PMC.

Tabla 3-2. Parámetros modales identificados con el EMA.

Modo	Frecuencia (Hz)	Amortiguamiento (%)	Masa modal (kg)
1	3.51	0.46	16983
2	7.36	0.48	9092
3	9.33	0.40	17058

### 3.2.3. Variabilidad de la estimación modal

Se realizó un estudio de la influencia de los agentes externos (temperatura, viento y ocupación) en los parámetros modales de la PMC.

En primer lugar se estudió la linealidad de la estructura para descartar que la variación en los parámetros modales fuera debido a un posible comportamiento no lineal y posteriormente se realizaron análisis modales con distintas condiciones ambientales y de uso para estudiar la variación de los parámetros modales.

#### Evaluación de la linealidad de la PMC

Se realizó un estudio del comportamiento dinámico de la pasarela bajo diferentes niveles de aceleración para determinar si la estructura se comporta linealmente. La pasarela se excitó mediante un peatón corriendo a la frecuencia de resonancia y se empezó a medir cuando el peatón había abandonado la pasarela para no influir en los parámetros de la estructura. La frecuencia natural y el coeficiente de amortiguamiento se estimaron a partir de la respuesta libre de la estructura a diferentes amplitudes utilizando 10 ciclos. En este intervalo, la frecuencia se obtiene como la inversa del periodo y el amortiguamiento a partir del decremento logarítmico. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 3-21, donde se observa que para todo el rango de aceleraciones, la frecuencia varía menos de un 1 %, lo cual se puede considerar despreciable. Por otro lado, la variación del amortiguamiento es más significativa que en el caso de la frecuencia. Su comportamiento es el habitual, a mayores excitaciones mayores valores de amortiguamiento, aunque el valor se mantiene por debajo de 0.5 % para las excitaciones esperadas (rara vez se superan los 2-3  $m/s^2$ ). En el caso de excitaciones de baja amplitud, la estimación del amortiguamiento es menos precisa y se tiene una mayor variabilidad en los valores de amortiguamiento debido a que el ruido y la respuesta de la estructura son del mismo orden. Por todo ello, para el rango de excitaciones esperadas, se

puede considerarse que la estructura se comporta linealmente. Obsérvese además que se corroboraron los valores de frecuencia y amortiguamiento obtenidos mediante el OMA y EMA (ver Tabla 3-1 y Tabla 3-2).

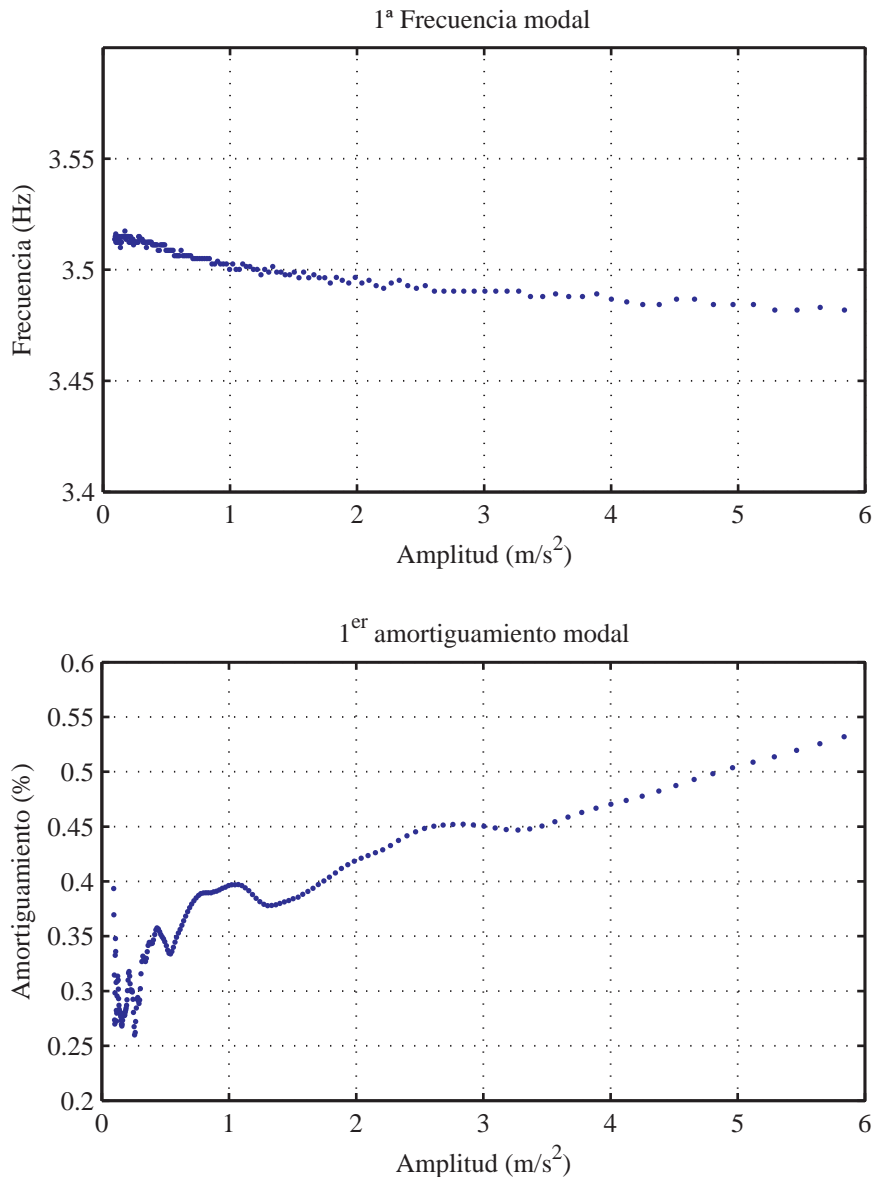


Figura 3-21. Frecuencia y amortiguamiento del primer modo en función de la amplitud de la respuesta.

#### Influencia de los agentes externos

En general, los valores estimados de los parámetros modales no sólo dependen de las características estructurales y materiales de las estructuras, sino también de otros efectos que deben tenerse en cuenta, como las condiciones ambientales y de uso. Este es el caso de los estudios de detección de daños [41], [42], donde es muy importante discriminar los cambios de los parámetros modales debido a los efectos ambientales, como la temperatura y la humedad, de los causados por daños estructurales. Además, los rangos de variación de los parámetros

modales de la estructura (frecuencias, amortiguamientos y masas modales) deben ser identificados con el fin de diseñar dispositivos absorbedores de vibración más robustos [43].

En las pasarelas peatonales, la temperatura, el viento y la ocupación son los efectos ambientales y condiciones de funcionamiento que se deben considerar. Los efectos de la variación de la temperatura sobre la respuesta dinámica de las estructuras se han estudiado en diversos trabajos [44]. Wood [45] observó al realizar pruebas de vibración en cinco puentes del Reino Unido que la variación en la respuesta de estas estructuras estaba estrechamente relacionada con la temperatura. Las variaciones de temperatura cambian la rigidez estructural y podría alterar las condiciones de contorno del sistema [46]. También, la vibración inducida por el viento juega un papel importante en puentes y pasarelas. Fujino et al. [47] observó que el comportamiento dinámico de puentes colgantes y atirantados era dependiente de la amplitud del viento. Por ejemplo, la frecuencia natural de un puente colgante se reduce a medida que la velocidad del viento aumenta. Por otro lado, el amortiguamiento modal se incrementaba cuando la velocidad del viento superaba un cierto nivel. Esto también se puso de manifiesto por Brownjohn et al. [48] en los estudios del puente Humber, en el que la amortiguación de los modos vertical y torsional dependía de los efectos aeroelásticos. Por último, la presencia de peatones en la estructura aumenta el amortiguamiento del sistema vibratorio y mitiga la respuesta de las estructuras a la vibración. Estudios recientes indican que la amortiguación del sistema estructura-peatones podría ser más alta que la de la estructura en vacío [49].

Para comprobar toda esta posible variabilidad en nuestra estructura, se realizaron análisis modales en diferentes horas del día y de la noche con un cambio de temperatura de aproximadamente 20°C, y para diferentes velocidades de viento: sin viento (0-1 m/s) y con viento ligero (5-10 m/s). Por último, se realizaron OMAs con diferentes números de personas que caminaban libremente por la pasarela.

Los OMAs se llevaron a cabo utilizando cinco acelerómetros fijos. Se consideró una malla de medición formada por una línea longitudinal con 7 puntos de medida equidistantes. Se registraba una prueba con un tiempo de adquisición de 900 segundos y una frecuencia de muestreo de 100 Hz. Por lo tanto, se esperaban identificar con éxito los tres primeros modos de vibración. La estimación de los parámetros modales se llevó a cabo usando métodos en el dominio de frecuencia implementados en el paquete de software Artemis [37].

#### - *Temperatura*

Se realizaron varios OMAs con temperaturas comprendidas entre 7 °C y 27 °C. Durante la realización de las pruebas la pasarela estaba vacía de gente y la velocidad del viento fue siempre inferior a 1 m/s, por lo que los cambios en los parámetros modales se debían fundamentalmente a las variaciones de temperatura. Los parámetros modales (frecuencia y amortiguamiento) de los tres primeros modos de la pasarela en función de la temperatura se

### 3. Metodología y resultados

muestran en la Figura 3-22, Figura 3-23 y Figura 3-24. Los gráficos muestran que la frecuencia natural disminuye ligeramente (0,2-0,7%) cuando aumenta la temperatura, por lo que la frecuencia se pueden considerar no dependiente de la temperatura (5-30°C). Sin embargo, el coeficiente de amortiguamiento no tiene un comportamiento claro con la temperatura.

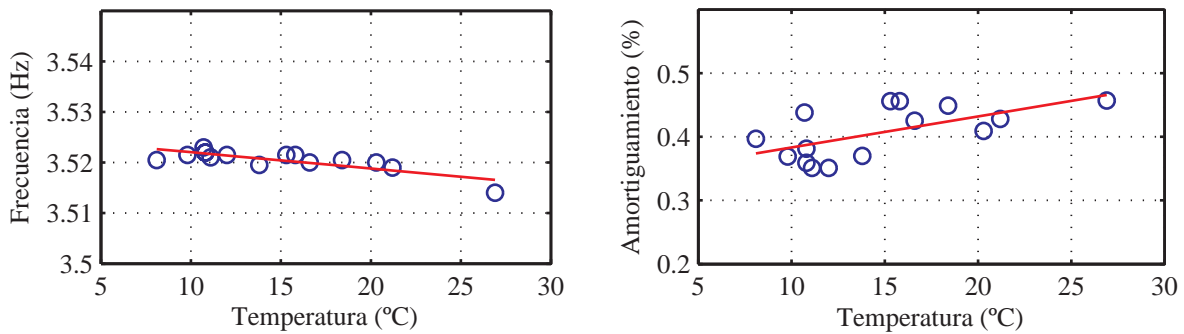


Figura 3-22. Influencia de la temperatura en la frecuencia y amortiguamiento del primer modo.

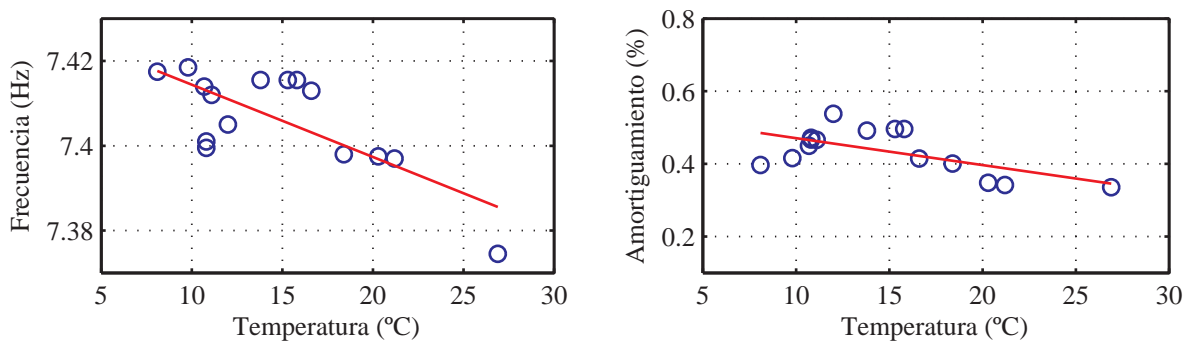


Figura 3-23. Influencia de la temperatura en la frecuencia y amortiguamiento del segundo modo.

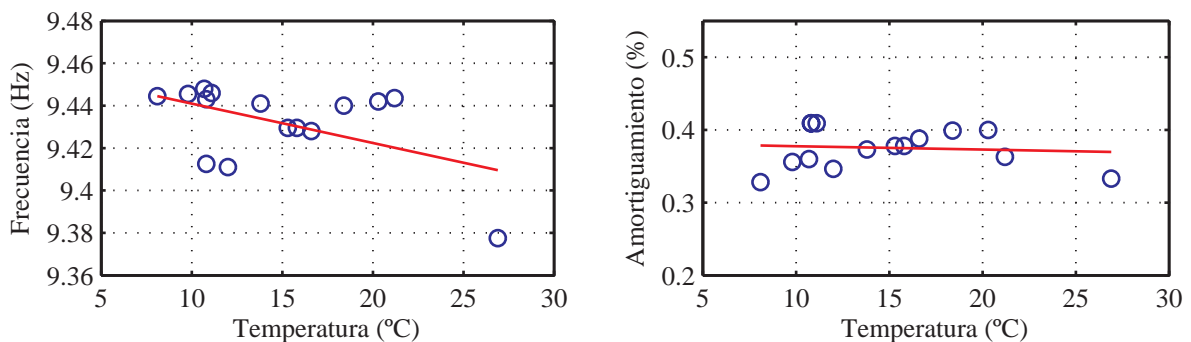


Figura 3-24. Influencia de la temperatura en la frecuencia y amortiguamiento del tercer modo.

#### - Viento

Se realizaron varios OMAs con diferentes velocidades de viento (0-6 m/s). La dirección del viento era perpendicular al eje longitudinal de la pasarela en todas las pruebas. La pasarela estaba vacía y la temperatura era siempre entre 4 y 7°C, por lo que los cambios en los parámetros modales se debían fundamentalmente a las variaciones en la velocidad del viento. Los parámetros modales (frecuencia y amortiguamiento) de los tres primeros modos de la pasarela bajo diferentes valores de velocidad del viento se muestran en la Figura 3-25, Figura

3-26 y Figura 3-27. Las gráficas muestran una pequeña disminución en las frecuencias (0,3-0,8%) cuando aumenta la velocidad del viento, por lo que la frecuencia se puede considerar que no depende de la velocidad del viento (hasta 6 m/s). El coeficiente de amortiguamiento aumenta apreciablemente con la velocidad del viento, obteniéndose un incremento del 100%, por lo que la velocidad del viento es una magnitud importante a tener en cuenta en la estimación del amortiguamiento cuando el viento sopla en la dirección transversal.

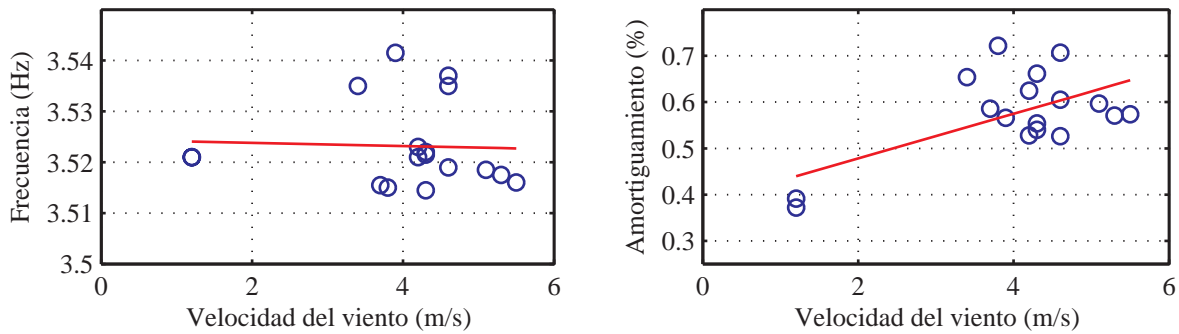


Figura 3-25. Influencia del viento en la frecuencia y amortiguamiento del primer modo.

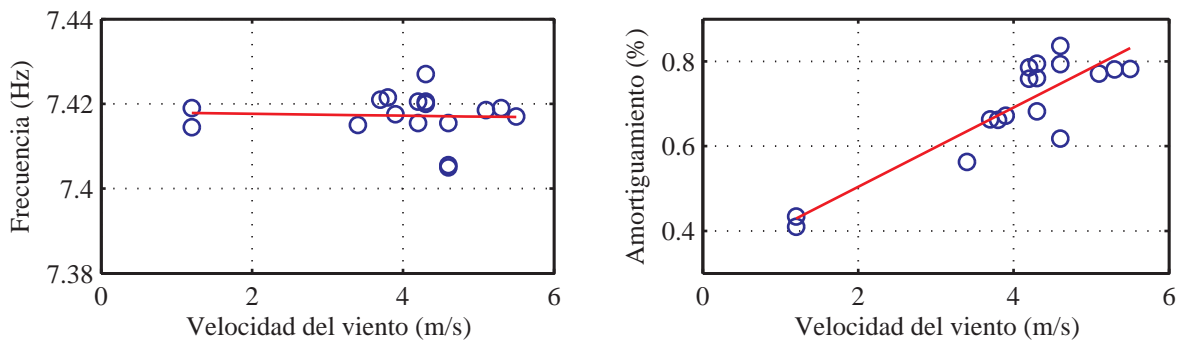


Figura 3-26. Influencia del viento en la frecuencia y amortiguamiento del segundo modo.

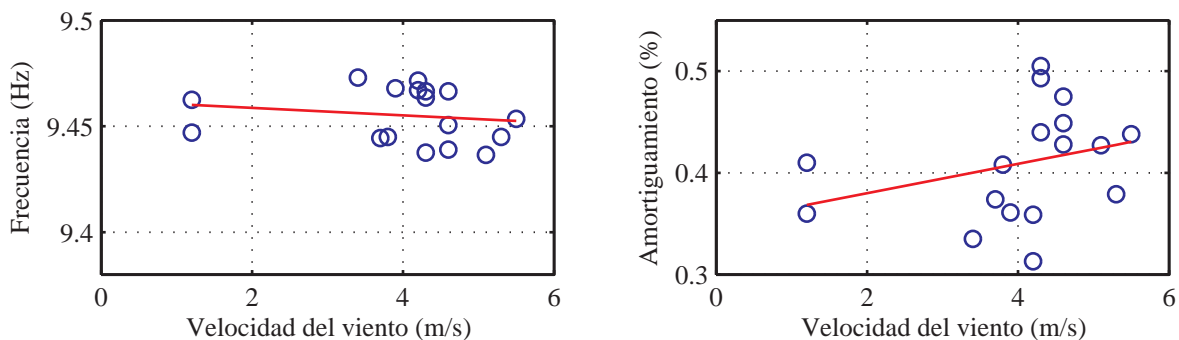


Figura 3-27. Influencia del viento en la frecuencia y amortiguamiento del tercer modo.

#### - Ocupación

La influencia de los peatones parados o sentados (pasivos) en el comportamiento dinámico de las estructuras se ha estudiado en varios trabajos de investigación [2], [50]; sin embargo no está tan clara la influencia que tienen los peatones activos (andando, corriendo o saltando) en las propiedades dinámicas del conjunto peatones-estructura. En algunos trabajos

previos se ha visto que esta influencia podría ser importante [49], [51]. Por ello, se estudia esa posible influencia en las propiedades dinámicas de la estructura con objeto de valorar su importancia.

Se realizaron varios OMAs con un número diferente de personas sobre la pasarela. El tiempo de adquisición con peatones se incrementó a 30 minutos para eliminar la influencia de éstos en la excitación. Los análisis se realizaron con 1, 2, 3, 4 y 15 peatones caminando a su ritmo, eligiendo tanto la velocidad como la forma de andar y pudiendo adelantar para no influirse unos a otros. Las condiciones ambientales siempre fueron: temperatura de entre 4 y 7°C y velocidad del viento de menos de 1 m/s, por lo que los cambios en los parámetros modales se debían fundamentalmente a la influencia de los peatones. Los parámetros modales (frecuencia y amortiguamiento) de los tres primeros modos de la pasarela bajo diferentes valores de ocupación se muestran en la Figura 3-28, Figura 3-29 y Figura 3-30. Los resultados numéricos estimados para el primer modo de vibración se muestran en la Tabla 3-3. A partir de estos datos se puede observar que los valores de frecuencia disminuyen ligeramente (aproximadamente 1%) cuando aumenta el número de peatones, por lo que la frecuencia se pueden considerar independiente del número de peatones caminando en el puente cuando este número es menor que 15. Sin embargo, el coeficiente de amortiguamiento aumenta significativamente a medida que aumenta el número de peatones sobre la pasarela. Se obtienen cambios en el ratio de amortiguamiento de 0,4 a 2,2%, un aumento del 500%. Este comportamiento también se ha documentado en otros trabajos [50], [52], [53], [54]. Este es un parámetro significativo ya que se emplea en la predicción de la respuesta de la estructura [55], [56], [9]. Por lo tanto, el número de peatones parece ser un parámetro crítico a considerar en la identificación de los parámetros modales.

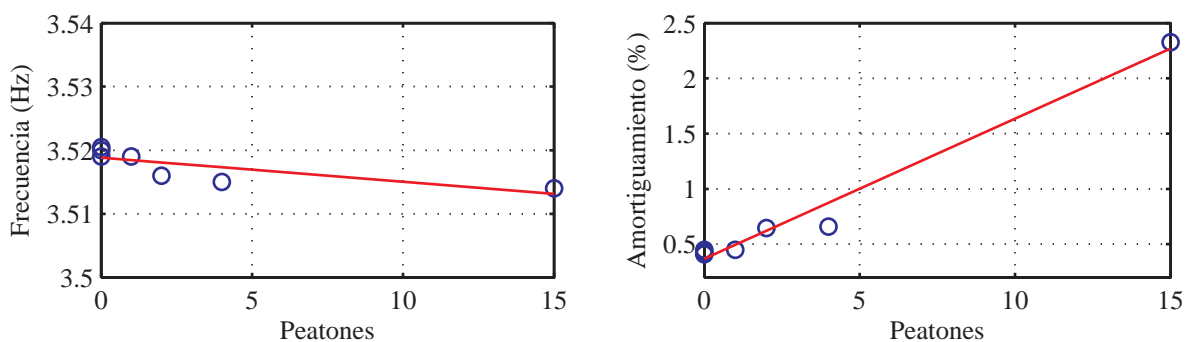


Figura 3-28. Influencia de la ocupación en la frecuencia y amortiguamiento del primer modo.



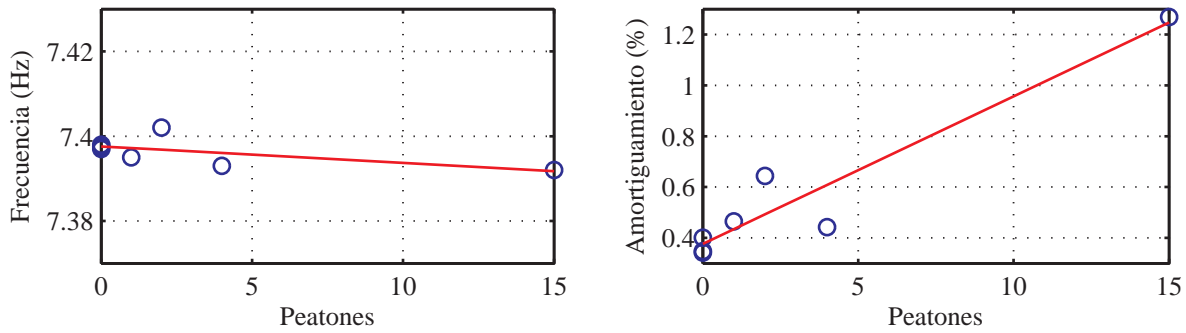


Figura 3-29. Influencia de la ocupación en la frecuencia y amortiguamiento del segundo modo.

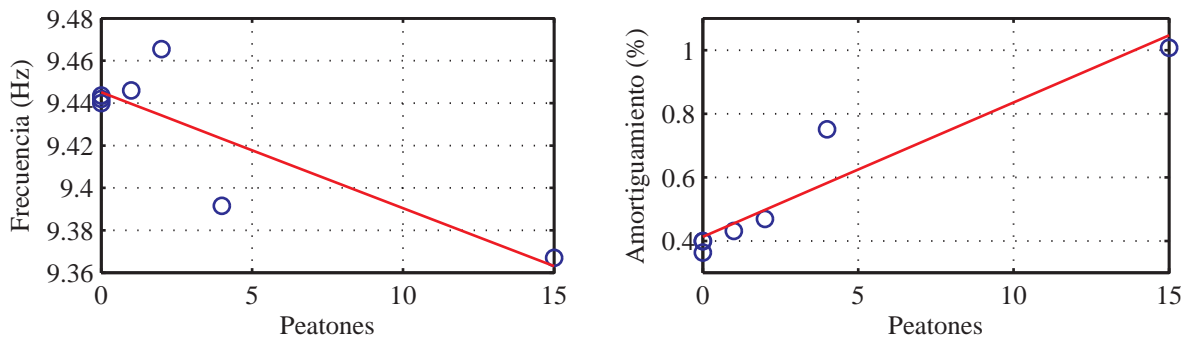


Figura 3-30. Influencia de la ocupación en la frecuencia y amortiguamiento del tercer modo.

Tabla 3-3. Evaluación de la frecuencia natural y del amortiguamiento del primer modo.

Parámetro	Sin peatones	1 peatón	2 peatones	3 peatones	4 peatones	15 peatones
Frec. (Hz)	3.519	3.519	3.516	3.516	3.515	3.514
Amort. (%)	0.41	0.47	0.64	0.70	0.72	2.33

El estudio de la influencia de los agentes externos en los parámetros modales de la estructura debe considerarse como una etapa previa al diseño de estrategias de control de vibraciones y sistemas de monitorización de la salud estructural. Las estructuras están sometidas a condiciones ambientales y de uso que podrían provocar una desintonización de los dispositivos de control de vibraciones o podría ocultar cambios en los parámetros modales que podrían ser debidos a daños estructurales. Por lo tanto, se han estudiado a fondo los efectos de la temperatura, viento y ocupación en la frecuencia natural y el factor de amortiguamiento de los tres primeros modos de vibración de la estructura. Se ha considerado una variación de la temperatura de 20°C, una variación en la velocidad del viento de 0 km/h a 20 km/h y una densidad peatonal de 0,1 peatones/m<sup>2</sup> (15 peatones caminando sobre la estructura). Todas estas condiciones de carga pueden ser consideradas como las condiciones de estado de servicio, ya que para todas ellas existe una alta probabilidad de que ocurran.

Bajo las condiciones mencionadas anteriormente, se ha comprobado que las frecuencias naturales son poco sensibles a los cambios y permanecen aproximadamente constantes, mientras que los ratios de amortiguamiento son muy sensibles a los cambios de viento y de

ocupación, llegando a cuadruplicarse en algunos casos. Sin embargo, la variabilidad de la temperatura casi no tiene influencia en el comportamiento dinámico de la pasarela. Cabe señalar que se ha estudiado la linealidad antes de estudiar las influencias ambientales y de uso. Por lo tanto puede asegurarse que los cambios dinámicos obtenidos no son debidos a no linealidades estructurales para los rangos de aceleración medidos.

#### **3.2.4. Métodos alternativos para la estimación de la masa modal**

La identificación de los parámetros modales de la estructura utilizando el OMA tiene el inconveniente de que los modos no están normalizados, por lo que no puede identificarse la masa modal o factor de participación modal, parámetro necesario para realizar las estimaciones de la respuesta y calcular los parámetros de los sistemas de control de vibraciones. Por tanto, este parámetro debe estimarse por otros métodos. Así, se ha propuesto un nuevo método para la estimación de la masa modal, o equivalentemente el escalado de la forma modal. El objetivo del método es el escalado de un modo que ya haya sido identificado por otros métodos, por ejemplo, el OMA. El equipamiento necesario consiste en un oscilador cuya frecuencia natural está cercana a la del modo de interés. Puede utilizarse un TMD ya instalado, no teniendo la necesidad de ningún equipo especial, lo que hace que este método sea atractivo en ciertas situaciones. Se proponen dos algoritmos para probar el método: un algoritmo de identificación de máximos en el dominio de la frecuencia para sistemas ligeramente amortiguados y uno en el dominio del tiempo que puede tener en cuenta amortiguamientos altos. Se realizaron pruebas en un sistema de laboratorio con parámetros conocidos, en los que se demostró la alta precisión del método, y en la PMC, probando su aplicación práctica en una estructura real.

Para obtener la información del escalado de un modo conocido, se une al sistema principal un oscilador secundario, y se registra y procesa la respuesta acoplada del conjunto. Se supone que ningún otro modo participa en la respuesta acoplada, por lo que la presencia de otros modos con frecuencias naturales cercanas provocaría errores en la estimación. La validez matemática del método en sí mismo no es dependiente de los valores específicos para los parámetros de este oscilador secundario, sin embargo su frecuencia natural debe ser convenientemente elegida cercana a la del modo cuya masa se quiere estimar para obtener una buena relación señal ruido con una masa secundaria pequeña. Tal sistema vibratorio puede ser un absorbedor dinámico o un amortiguador de masa sintonizado [57], [58], [59].

#### **Planteamiento del problema**

Es común en la literatura cuando se pretende estudiar un único modo de un sistema dinámico, reducir el modelo del sistema a un sistema lineal de un solo grado de libertad (1GDL) [57], [58], [59]. El método propuesto consiste en adherir un oscilador secundario al sistema que interactúa fundamentalmente con un único modo. Cuando al sistema original (supuesto de

1GDL) se le añade el oscilador secundario, el conjunto resultante es un sistema de dos grados de libertad (2GDL). En lugar de coordenadas modales se utilizan coordenadas físicas, por lo que los dos GDL son los desplazamientos del oscilador y del punto del sistema original al que está unido. En este contexto, tanto el desplazamiento (y sus derivadas) y la masa modal variarían si la ubicación del oscilador cambia, como se demostrará a continuación.

Se considera el sistema original de  $N_f$ -GDL cuya respuesta libre puede ser descrita por las ecuaciones

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{0}, \quad (3-1)$$

donde  $\mathbf{u}$  es el vector de desplazamiento y  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$  y  $\mathbf{K}$  son las matrices de masa, amortiguamiento y rigidez [29]. Cuando a este sistema se le acopla un oscilador en el GDL  $n$ -ésimo, se añade un nuevo GDL y las nuevas ecuaciones del movimiento son

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} - m_d(2\zeta_d\omega_d(\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2(u_d - u_n))[\delta_{in}] = \mathbf{0} \quad (3-2)$$

$$\ddot{u}_d + 2\zeta_d\omega_d(\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2(u_d - u_n) = 0, \quad (3-3)$$

donde  $u_d$  es el desplazamiento absoluto del oscilador,  $m_d$  su masa,  $\omega_d$  su frecuencia natural,  $\zeta_d$  su coeficiente de amortiguamiento, y  $[\delta_{in}]$  representa un vector cuyas componentes son todas cero excepto para la componente  $n$ -ésima que es igual a la unidad.

Se utiliza el cambio de base fundamental del análisis modal para desacoplar el sistema original de  $N_f$ -GDL (Ecuación (3-1)):

$$\mathbf{u} = \mathbf{\Phi}\mathbf{q}, \quad (3-4)$$

donde  $\mathbf{\Phi}$  es la matriz modal, cuyas columnas son las formas modales, y las componentes de  $\mathbf{q}$  son las denominadas coordenadas modales o naturales. Las formas modales se normalizan o escalan a la masa unidad tal y como sigue:

$$\mathbf{\Phi}^T \mathbf{M} \mathbf{\Phi} = \mathbf{I}. \quad (3-5)$$

Sustituyendo la ecuación (3-4) en la ecuación (3-1) y teniendo en cuenta la ortogonalidad de los modos, las  $N_f$  ecuaciones se pueden desacoplar y quedarían como

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i\omega_i\dot{q}_i + \omega_i^2q_i = 0, \quad (3-6)$$

donde  $i = 1 \dots N_f$ , y  $\omega_i$  y  $\zeta_i$  son la frecuencia natural y el factor de amortiguamiento modal de cada modo  $i$ . Aplicando las mismas operaciones a la ecuación (3-2), que incluye un término adicional que representa la acción ejercida por el oscilador, el resultado es

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i\omega_i\dot{q}_i + \omega_i^2q_i - m_d(2\zeta_d\omega_d(\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2(u_d - u_n))\phi_{ni} = 0. \quad (3-7)$$

La vibración libre del conjunto está representada por la ecuación (3-7) (particularizada para el modo de interés,  $i = m$ ) y la ecuación (3-3). Sin embargo, existe la dificultad de que la ecuación (3-7) incluye coordenadas modales, que son abstracciones matemáticas que no se pueden medir físicamente.

Las vibraciones estudiadas por este método deben estar compuestas sólo por el oscilador y el modo  $m$ -ésimo. Otras excitaciones o modos adicionales tendrían que ser filtrados. Esto significa que el vector  $\mathbf{q}$  tiene sólo una componente distinta de cero y, entonces, a partir de la ecuación (3-4)

$$u_n = \phi_{nm} q_m. \quad (3-8)$$

De acuerdo a la notación,  $\phi_{nm}$  es la componente  $n$ -ésima de la forma modal en estudio ( $m$ -ésima), donde  $n$  es el GDL al que el oscilador está unido. Sustituyendo esto en la ecuación (3-7) se llega a:

$$\ddot{u}_n + 2\zeta_m \omega_m \dot{u}_m + \omega_m^2 u_i - m_d (2\zeta_d \omega_d (\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2 (u_d - u_n)) \phi_{nm}^2 = 0, \quad (3-9)$$

que junto con la ecuación (3-3) constituyen el sistema de ecuaciones para el modelo reducido de 2-GDL.

La masa modal  $m_m$  se define como la masa de un sistema de 1GDL equivalente al modo en estudio, en la coordenada física  $u_n$  (en contraposición a las coordenadas modales o naturales,  $\mathbf{q}$ ). Las ecuaciones del movimiento libre de este sistema, que se convierte en un sistema de 2 GDL al tener unido el oscilador secundario, se obtienen aplicando directamente la segunda ley de Newton y son

$$\ddot{u}_n + 2\zeta_m \omega_m \dot{u}_m + \omega_m^2 u_i - \frac{m_d}{m_m} (2\zeta_d \omega_d (\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2 (u_d - u_n)) = 0 \quad (3-10)$$

y la ecuación (3-3). Comparando la ecuación (3-10) con la ecuación (3-9) se puede observar que

$$m_m = \frac{1}{\phi_{nm}^2}. \quad (3-11)$$

En consecuencia, una vez que se calcula el valor de la masa modal, se puede usar la ecuación (3-11) para escalar la respectiva forma modal no escalada, previamente obtenida a partir del OMA. Si la componente  $n$ -ésima de la forma modal sin escalar es  $\tilde{\phi}_{nm}$ , de acuerdo a la ecuación (3-11) el vector de la forma modal sin escalar debe ser multiplicado por la relación escalar

$$\frac{\phi_{nm}}{\tilde{\phi}_{nm}} = \frac{1}{\tilde{\phi}_{nm} \sqrt{m_m}} \quad (3-12)$$

y por lo tanto la forma modal se escala de acuerdo con la ecuación (3-5).

#### Algoritmos

El objetivo del método propuesto es el de obtener la masa modal (o el factor de escala del modo, véase la ecuación (3-11)) uniendo al sistema principal estudiado un sistema vibratorio secundario, y registrando la respuesta acoplada de este conjunto. Revisando las ecuaciones (3-9) y (3-3) se puede observar que la masa modal influye en la respuesta libre de este sistema de 2 GDL. Debido a esto será posible calcular la masa modal de la respuesta libre si se conoce el resto de los parámetros del sistema, incluso sin saber la magnitud de la

excitación inicial que ha causado la vibración. Este es el caso de un sistema lineal de 1GDL, cuya respuesta libre se caracteriza por una forma constante en todos los casos, y una amplitud que permanecería constante si tanto la masa del sistema y la magnitud de la excitación inicial (o la energía total del sistema en ese momento) fueran cambiadas al mismo tiempo de acuerdo con una cierta relación [57].

Se debe elegir la frecuencia natural del oscilador cercana a la frecuencia del modo en estudio, esto es

$$\omega_d \approx \omega_m, \quad (3-13)$$

para que el efecto de un oscilador pequeño (valor pequeño de  $m_d$ ) sea perceptible incluso en un sistema mucho más pesado, y estos dos modos estén cercanos y se puedan filtrar fácilmente del resto del espectro. El valor exacto de  $\omega_d$  no es crítico, siempre y cuando sea conocido y esté cercano al modo en estudio.

Se desarrollaron dos algoritmos para implementar y probar este método. Estos dos algoritmos son la prueba de un concepto más genérico propuesto aquí, la estimación de la masa modal de la respuesta libre (por ejemplo, excitada por un impulso) del conjunto propuesto.

- *Algoritmo en el dominio de la frecuencia*

El efecto de un oscilador que cumpla la ecuación (3-13) en la función de respuesta en frecuencia del conjunto es "separar" el modo original en dos modos cercanos. La posición y la magnitud relativa de estos dos modos dependen de los parámetros del oscilador [57]. Puesto que los parámetros del oscilador son todos conocidos, el método propuesto utiliza la posición de estos modos en el espectro de frecuencia para obtener la masa modal.

Realizando un análisis modal en el sistema gobernado por las ecuaciones (3-9) y (3-3) y teniendo en cuenta la ecuación (3-11), las dos frecuencias naturales del sistema son [60]

$$\omega_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\omega_m^2 + \omega_d^2(1 + \mu) + \sqrt{(\omega_m^2 + \omega_d^2(1 + \mu))^2 - 4\omega_m^2\omega_d^2}} \quad (3-14)$$

$$\omega_2 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\omega_m^2 + \omega_d^2(1 + \mu) - \sqrt{(\omega_m^2 + \omega_d^2(1 + \mu))^2 - 4\omega_m^2\omega_d^2}} \quad (3-15)$$

donde la relación de masa  $\mu$  se define como el cociente entre la masa del oscilador y la masa modal

$$\mu = \frac{m_d}{m_m}. \quad (3-16)$$

La frecuencia original  $\omega_m$  se puede estimar mediante el análisis del sistema original (sin oscilador) con cualquier método operacional. Las frecuencias naturales acopladas  $\omega_1$  y  $\omega_2$  pueden obtenerse a partir de la respuesta libre del sistema acoplado, cuyo registro es el requisito experimental de este método. Por lo tanto, el parámetro desconocido  $\mu$  puede

calcularse mediante la resolución de la ecuación (3-14) o la ecuación (3-15). Aunque se debe obtener el mismo valor de  $\mu$  a partir de ambas ecuaciones, en la práctica pueden ser diferentes dependiendo de la calidad de los datos experimentales.

Considerando que las ecuaciones (3-14) y (3-15) no tienen en cuenta el amortiguamiento, un valor alto de éste podría ser un problema. El efecto del aumento del amortiguamiento del oscilador es acercar los dos máximos de la función de respuesta en frecuencia del sistema acoplado [57]. Sin embargo, la influencia de los valores típicos de amortiguamiento estructural en la localización de los picos de frecuencia suele ser muy pequeña. A continuación se presenta un algoritmo alternativo en el dominio del tiempo que puede tener en cuenta el amortiguamiento, tanto en el oscilador como en el sistema original.

- *Algoritmo en el dominio del tiempo*

Para el enfoque en el dominio de tiempo, se utiliza una formulación en el espacio de estados del modelo de 2GDL del conjunto formado por el modo de interés y el del oscilador. La elección más habitual de las variables de estado sería, en este orden: el desplazamiento del sistema original y su velocidad y el desplazamiento del oscilador y su velocidad, referidas a un sistema absoluto. Las ecuaciones de movimiento libre (equivalente a las ecuaciones (3-10) y (3-3)) en la forma de espacio de estados son [29]

$$\dot{x} = Ax, \quad (3-17)$$

donde  $A$  es la matriz de estado definida por:

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\omega_m^2 - \mu\omega_d^2 & -2\zeta_m\omega_m - 2\mu\zeta_d\omega_d & \mu\omega_d^2 & 2\mu\zeta_d\omega_d \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \omega_d^2 & 2\zeta_d\omega_d & -\omega_d^2 & -2\zeta_d\omega_d \end{bmatrix} \quad (3-18)$$

y  $x$  es el vector de estado dado por:

$$x = \begin{bmatrix} u_n \\ \dot{u}_n \\ u_d \\ \dot{u}_d \end{bmatrix}. \quad (3-19)$$

Sin embargo, puede ser más ventajoso usar un conjunto diferente de variables de estado, porque en la práctica se suele medir la aceleración en lugar de la velocidad o el desplazamiento. Aplicando el cambio de variables

$$y = \dot{x} \quad (3-20)$$

y diferenciando la ecuación (3-17), y teniendo en cuenta que la matriz de estado es invariante en el tiempo, las ecuaciones de movimiento en este espacio de estados diferente es

$$\dot{y} = Ay \quad (3-21)$$

Y así, las variables de estado elegidas son la velocidad del sistema original y su aceleración y la velocidad del oscilador y su aceleración. Sin embargo, la similitud entre las ecuaciones (3-17)

y (3-21) significa que la elección es irrelevante en este método, debido a que se basa en la respuesta libre.

Una solución de la ecuación (3-21) es

$$\mathbf{y}(t + T) = e^{AT} \mathbf{y}(t) \quad (3-22)$$

La entrada que necesita el algoritmo consiste en un registro de datos de las cuatro variables de estado, muestreadas con un periodo  $T$  constante, para cualquier segmento de la respuesta libre transitoria. La señal de la respuesta libre del sistema de 2GDL se puede extraer del registro de datos, aplicando un filtro pasa-banda que contenga los dos modos de interés. Las variables de estado se muestrean en  $N_s$  instantes con índice  $k = 0, \dots, N_s - 1$ , por lo que la duración total del segmento de tiempo muestreado es  $T(N_s - 1)$ . Una aproximación truncada se utiliza en la ecuación (3-22):

$$e^{AT} = \sum_{i=0}^{\infty} \frac{T^i}{i!} \mathbf{A}^i \approx \sum_{i=0}^p \frac{T^i}{i!} \mathbf{A}^i \equiv \mathbf{S} \quad (3-23)$$

Dado que el parámetro a estimar  $\mu$  está presente en la matriz de estado, los elementos de  $\mathbf{S}$  serán en general polinomios  $\mu$  de grado  $p$ . Una estimación del estado en el siguiente instante de muestreo  $t_{k+1}$  se puede obtener mediante la aplicación de las ecuaciones (3-22) y (3-23) a cada estado muestreado  $\mathbf{y}(t_k) \equiv \mathbf{y}(k)$  en  $t_k = kT$  ( $k = 0, \dots, N_s - 2$ ):

$$\mathbf{y}(k + 1) \approx \tilde{\mathbf{y}}(k + 1) = \mathbf{S}\mathbf{y}(k) \quad (3-24)$$

y los elementos de este vector de estado también se expresan como funciones polinómicas en  $\mu$  de grado  $p$ .

La idea básica del algoritmo propuesto es la estimación de  $\mu$  minimizando la desviación total entre el conjunto de valores de  $\mathbf{y}$  y  $\tilde{\mathbf{y}}$  a lo largo de  $k = 1, \dots, N_s - 1$ . El cuadrado de la norma euclídea de la diferencia entre los estados medidos y estimados se calcula para cada punto de muestreo (de nuevo con polinomios en  $\mu$  de grado  $2p$ ) añadiéndose progresivamente, y la solución del algoritmo es el valor que minimiza la suma final:

$$\min_{\mu} \sum_{k=1}^{N_s-1} \|\mathbf{y}(k) - \tilde{\mathbf{y}}(k)\|^2 \quad (3-25)$$

Este mínimo se puede obtener como una de las raíces de la derivada, que es a su vez un polinomio de grado  $2p - 1$ , cuyas raíces se pueden obtener algebraicamente para  $p = 1, 2$ . Este fue el enfoque utilizado en las pruebas experimentales.

### Pruebas de laboratorio

Con el fin de validar el método y los algoritmos, se realizaron pruebas experimentales en un montaje de laboratorio formado por un sistema de 2GDL con dos grupos variables de pesos colgados de muelles de acero (Figura 3-31). Se utilizaron tres valores diferentes para la masa primaria  $m_m$  (que se muestra en la parte superior de la imagen) y otros tres para la masa

### 3. Metodología y resultados

secundaria  $m_d$  (en la parte inferior), con un total de nueve experimentos diferentes como se detallan en la Tabla 3-4. Después de iniciar el movimiento suavemente con la mano, se registró la respuesta libre del sistema utilizando dos acelerómetros, tal y como se observan en la Figura 3-31. La Figura 3-32 muestra un fragmento de la respuesta libre de la masa secundaria durante una de las pruebas.

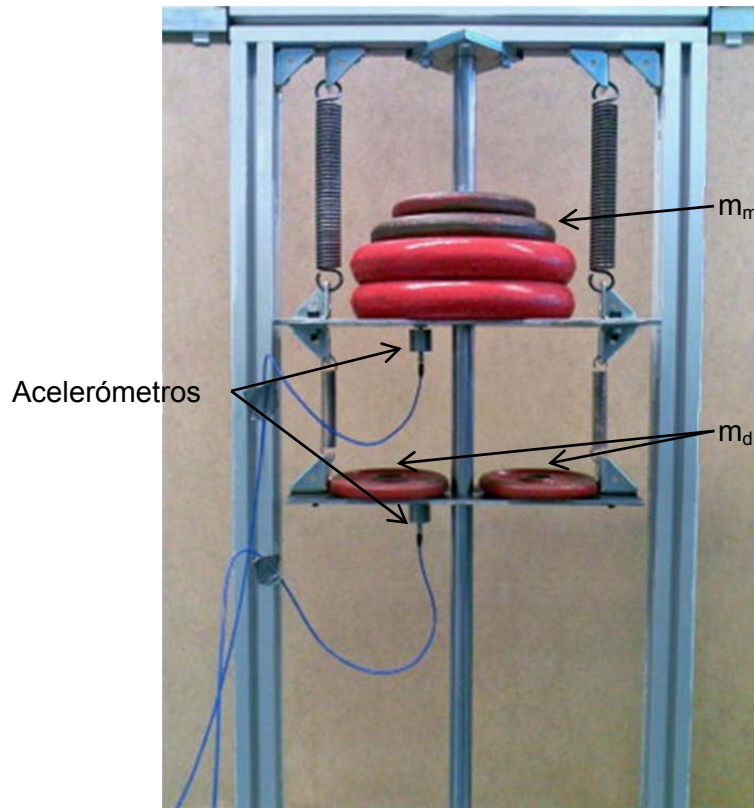


Figura 3-31. Montaje utilizado en pruebas de laboratorio.

Tabla 3-4. Parámetros del experimento

Prueba	$m_m$ (kg)	$\omega_m$ (rad/s)	$m_d$ (kg)	$\omega_d$ (rad/s)	$\mu$	$\omega_d/\omega_m$
1a	22.88	20.26	1.56	25.11	0.0682	1.2394
1b	22.88	20.26	2.56	19.68	0.1119	0.9714
1c	22.88	20.26	3.56	16.78	0.1556	0.8282
2a	26.80	18.69	1.56	25.11	0.0582	1.3435
2b	26.80	18.69	2.56	19.68	0.0955	1.0530
2c	26.80	18.69	3.56	16.78	0.1328	0.8978
3a	28.94	18.06	1.56	25.11	0.0539	1.3904
3b	28.94	18.06	2.56	19.68	0.0885	1.0897
3c	28.94	18.06	3.56	16.78	0.1230	0.9291



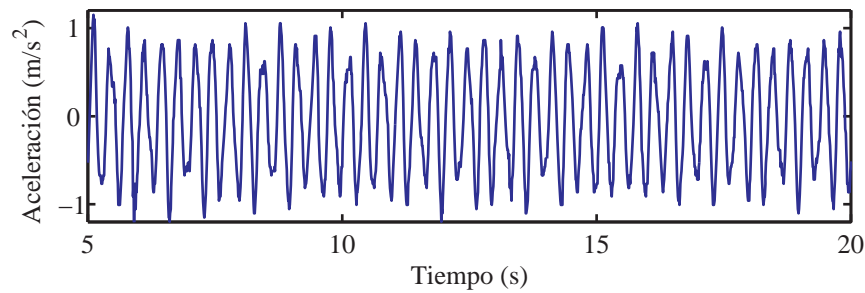


Figura 3-32. Ejemplo de respuesta libre.

Los resultados estimados utilizando el algoritmo en el dominio de la frecuencia se muestran en la Tabla 3-5. Los experimentos se numeran de acuerdo con la Tabla 3-4. Dado que en el algoritmo en el dominio de la frecuencia se obtienen dos valores de acuerdo con las ecuaciones (3-14) y (3-15) (denominados en adelante  $m_{m1}$  y  $m_{m2}$ ), los valores mostrados en la Tabla 3-5 son la media entre ambos

$$\tilde{m}_m = \frac{m_{m1} + m_{m2}}{2} \quad (3-26)$$

la discrepancia entre ellos se define como

$$\tilde{e} = \frac{|m_{m1} - m_{m2}|}{\tilde{m}_m} = 2 \frac{|m_{m1} - m_{m2}|}{m_{m1} + m_{m2}} \quad (3-27)$$

y el error se define como

$$e = \frac{\tilde{m}_m - m_m}{m_m} \quad (3-28)$$

Tabla 3-5. Resultados utilizando el algoritmo en el dominio de la frecuencia.

Prueba	$\tilde{m}_m$ (kg)	$\omega_1$ (rad/s)	$\omega_2$ (rad/s)	$\tilde{e}$	$e$
1a	23.08	26.95	18.79	0.0644	0.0087
1b	22.95	23.56	16.96	0.0082	0.0031
1c	22.92	22.56	15.07	0.0187	0.0017
2a	26.13	26.70	17.71	0.1511	-0.0250
2b	26.93	22.56	16.40	0.0657	0.0049
2c	27.11	21.24	14.83	0.0365	0.0116
3a	28.48	26.39	17.22	0.0214	-0.0159
3b	28.55	22.18	16.02	0.0087	-0.0135
3c	29.16	20.61	14.64	0.0301	0.0076

No ha podido establecerse ninguna correlación entre  $e$  y  $\tilde{e}$  a partir de estos resultados, sin embargo todas estas pruebas mostraron un error mínimo, presumiblemente debido a la alta relación de masa y a la ausencia virtual de amortiguación. La Tabla 3-5 también muestra las dos frecuencias naturales del conjunto de 2GDL.

La Tabla 3-6 contiene los resultados del algoritmo en el dominio del tiempo. Parece significativo que el error es siempre positivo correspondiente a una sobreestimación de la masa modal. Los datos de velocidad necesarios se obtuvieron a partir de la integración numérica de

los datos de aceleración, y un ejemplo se muestra en la Figura 3-33, que corresponde a la integral filtrada de la Figura 3-32. Aunque no se instaló ningún elemento disipativo, los ratios de amortiguamiento intrínsecos  $\zeta_m$  y  $\zeta_d$  se obtuvieron para cada subsistema masa-muelle de 1GDL mediante el ajuste exponencial de la curva de decaimiento de la respuesta libre.

Tabla 3-6. Resultados utilizando el algoritmo en el dominio del tiempo.

Prueba	$\tilde{m}_m$ (kg)	$e$
1a	24.92	0.0882
1b	24.83	0.0843
1c	24.09	0.0520
2a	30.51	0.1384
2b	29.26	0.0918
2c	27.44	0.0239
3a	31.82	0.1010
3b	30.70	0.0623
3c	30.20	0.0450

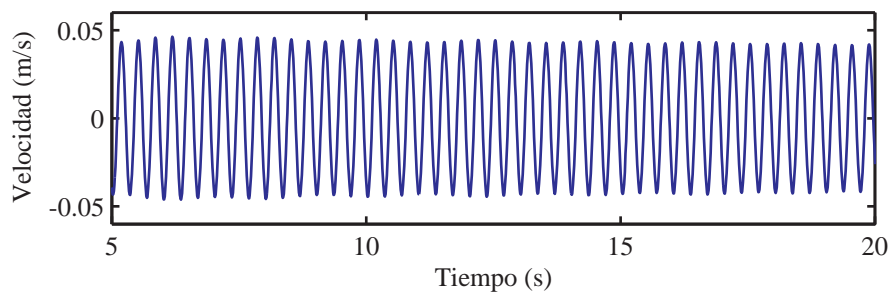


Figura 3-33. Ejemplo de velocidad del sistema calculada mediante integración de la aceleración.

#### Pruebas en la PMC

El método también se utilizó para estimar la masa modal del primer modo vertical del vano 2 de la PMC, cuya frecuencia natural se estimó previamente en 3,51 Hz, con un coeficiente de amortiguamiento  $\zeta_m = 0,004$ . Se propuso un TMD (Figura 3-34) con el objetivo de reducir la participación del mencionado modo en la vibración de la estructura ante excitaciones debidas a los peatones. Uno de los problemas surgidos durante su diseño fue que la masa modal era desconocida, parámetro necesario para el cálculo de los parámetros óptimos del TMD [61], [57] y [58].

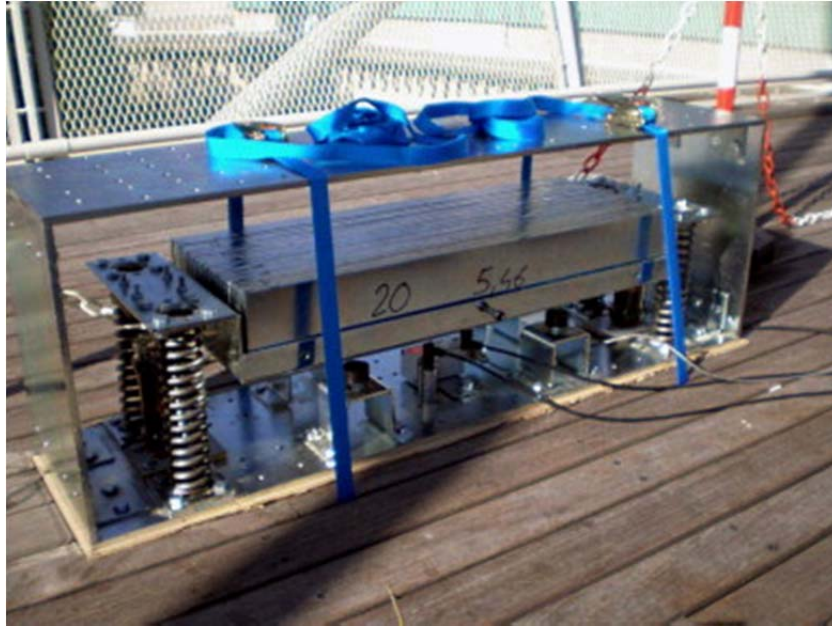


Figura 3-34. Prototipo de amortiguador de masas sintonizado (TMD)

El mismo prototipo de TMD pero sin amortiguadores se utilizó para estimar la masa modal mediante el nuevo método propuesto. Este prototipo había sido sintonizado para el modo de interés (resultando  $\omega_d = 3.45$  Hz para  $m_d = 183$  kg) y se colocó cercano al centro del vano (anti-nodo). Debido a la naturaleza vibratoria de esta estructura, una sola persona saltando a la frecuencia de resonancia fue capaz de excitarla lo suficiente, deteniéndose para adquirir la posterior respuesta libre. La Figura 3-35 muestra las gráficas de la aceleración registrada en el tablero, y la velocidad obtenida por integración numérica.

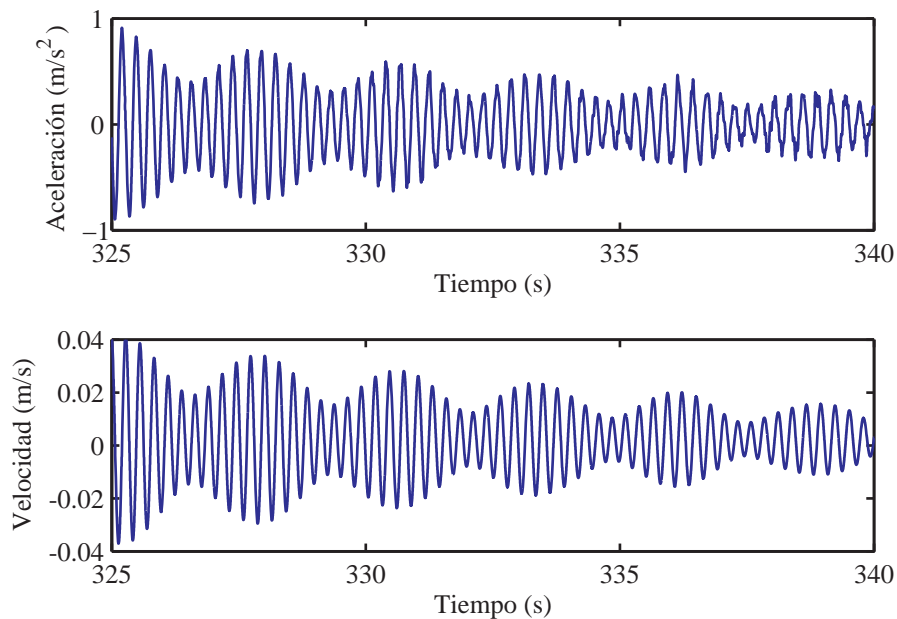


Figura 3-35. Respuesta libre de la pasarela. Arriba: aceleración. Abajo: velocidad después de la integración y el filtrado

Además de por el método propuesto, la masa modal se estimó con otros dos métodos. El primero, basado en el ajuste de la curva FRF, en la que la fuerza de excitación es conocida, y el segundo basado en el ajuste del modelo modal al aumentar la respuesta de la estructura ante una excitación armónica [62].

Para el ajuste de la curva FRF, la fuerza de excitación se generó con un excitador electrodinámico de APS Dynamics modelo 400 en modo inercial colocado en el centro del vano [38]. Se utilizó un barrido continuo en frecuencia entre 2.5 y 4.5 Hz para excitar el primer modo. En la Figura 3-36 se muestra la FRF entre la respuesta de aceleración de la estructura y la excitación. La masa modal estimada fue de 17900 kg.

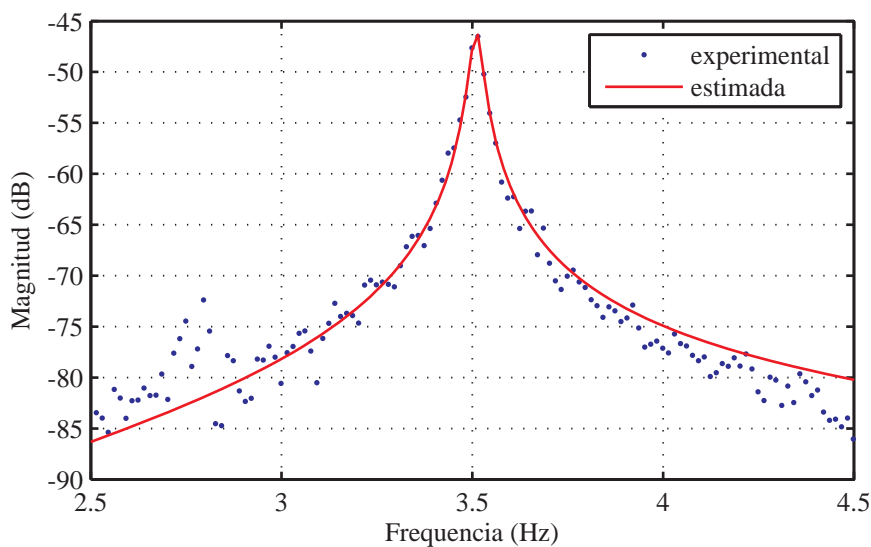


Figura 3-36. Magnitud de la FRF, en dB (normalizada a  $1 \text{ ms}^{-2}\text{N}^{-1}$ ) medida experimentalmente y estimada.

Para el método basado en el incremento en la respuesta se excitó la pasarela mediante una persona que saltaba, sin levantar los pies, a la frecuencia de 3.5 Hz. La fuerza generada por la persona fue medida previamente en el laboratorio usando una placa de fuerza (Kistler 9286AA). Se ajustó el modelo para que la respuesta del sistema ante dicha fuerza fuera igual que la respuesta de la estructura medida. El valor de la masa modal se estimó en 17500 kg. Además de los métodos empleados aquí existen otros métodos que no necesitan conocer la excitación para calcular la masa modal como por ejemplo el método de adición de masa para calcular el factor de escala [63].

La Tabla 3-7 muestra los resultados de los dos algoritmos propuestos, así como el resultado del ajuste de la curva FRF y de la estimación con el método del aumento de la respuesta. Todos los resultados han sido promediados a partir de al menos tres experimentos. En el caso del algoritmo de dominio de la frecuencia, la desviación  $\bar{\epsilon}$  (ecuación (3-27)) fue de 0,133 de media.

Tabla 3-7. Estimación de la masa modal del vano 2 de la PMC.

Método	$\tilde{m}_m$ (kg)
Algoritmo en frecuencia	17950
Algoritmo en el tiempo	18060
Ajuste de la curva FRF	17900
Aumento de la respuesta	17500

### 3.2.5. Evaluación de modelos de cargas peatonales

Existen varias guías de cálculo y normativas en las que se incluyen diversos modelos de cargas producidas por humanos, y entre ellos se encuentran aquéllos que modelan un flujo o tránsito de peatones continuo, que es el estado de carga más representativo. Estos modelos aunque se emplean en el dimensionamiento de las estructuras, en general no se confía demasiado en ellos ya que no existen muchos ejemplos de verificación en estructuras ya construidas [64]. Por tanto, es interesante comprobar cómo se comportan estos modelos en estructuras reales en servicio.

Para ello, se evalúan algunos modelos de carga de peatones en la PMC siguiendo estos pasos: (i) estimación de la respuesta de aceleración utilizando algunos modelos de carga dados por normativas: el Eurocódigo 5 [55], la ISO 10137 [56] y la guía SETRA (*Service d'Etudes Techniques des Routes et Autoroutes*) [9], y (ii) desarrollo de pruebas experimentales y comparación de los valores de aceleración medidos con los estimados. Se ha tenido en cuenta la influencia de los peatones en las propiedades modales incluyéndose este efecto en la estimación de las aceleraciones y la mejora de las mismas.

#### Estimación de los valores de respuesta

A continuación se describen algunos modelos de carga recogidos en normativas y guías de cálculo de pasarelas. Se realiza una descripción de los modelos, la metodología empleada y los valores obtenidos para la PMC utilizando el Eurocódigo 5 [55], la ISO 10137 [56] y la guía SETRA [9]. Las estimaciones se realizaron teniendo en cuenta las pruebas experimentales realizadas con objeto de comparar ambas. Se utilizaron 4 peatones con diferentes masas (102, 92, 72 y 63 kg) y se realizaron varias pruebas con cada una de las combinaciones posibles de grupos de 1, 2, 3 y 4 peatones. También se realizaron pruebas con peatones distribuidos aleatoriamente (flujo de peatones) de 2, 3, 4 y 15 personas.

#### - Eurocódigo 5

El Eurocódigo 5 [55] supone que la estructura se comporta como una viga simplemente apoyada y la aceleración máxima vertical bajo la carga de un peatón (modelada como una fuerza armónica estacionaria a la frecuencia natural del puente) se estima mediante la siguiente ecuación

$$a_1 = \begin{cases} \frac{200}{M\zeta} & \text{para } f_n \leq 2.5 \text{ Hz} \\ \frac{100}{M\zeta} & \text{para } 2.5 \text{ Hz} < f_n \leq 5.0 \text{ Hz} \end{cases}, \quad (3-29)$$

donde  $M$ ,  $\zeta$  y  $f_n$  son la masa total del vano del puente, el coeficiente de amortiguamiento del modo de vibración considerado y la frecuencia natural de dicho modo, respectivamente. Para el modelado del primer armónico se ha utilizado una fuerza de amplitud constante de 200 N y para el segundo armónico de 100 N. Estas fuerzas se obtienen bajo la hipótesis de que la fuerza dinámica de un peatón (700 N) es igual al 40% y al 20 % para el primer y el segundo armónico y multiplicado por 0.7 para tener en cuenta que no se alcanza el estado estacionario [65]. En el caso de un peatón corriendo la aceleración viene definida por

$$a_1 = \frac{600}{M\zeta} \text{ para } 2.5 \text{ Hz} < f_n \leq 5.0 \text{ Hz}, \quad (3-30)$$

donde la fuerza dinámica es el 120 % del peso del peatón.

Si se considera un flujo de  $N$  peatones presentes en el puente al mismo tiempo, la aceleración se obtiene como sigue

$$a_n = 0.23a_1Nk, \quad (3-31)$$

donde  $a_1$  es la aceleración generada por un peatón y el factor  $k$  reduce el número de peatones sincronizados si la frecuencia natural del puente está alejada de las frecuencias habituales de paso (Figura 3-37). Para calcular este factor  $k$  se considera que la frecuencia normal al andar está entre 1.5 y 2.5 Hz y en ese intervalo existe una sincronización perfecta pero para frecuencias fuera de ese intervalo la sincronización es menos probable y el factor  $k$  disminuye. La norma indica que el número de peatones debe tomarse igual a 13 para grupos de personas e igual a  $0.6A$  para un flujo continuo (siendo  $A$  el área del puente en  $m^2$ ).

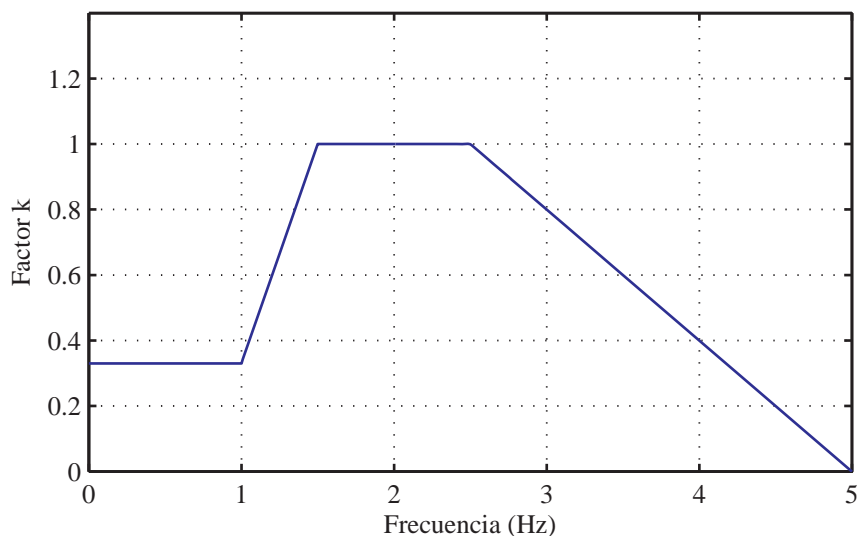


Figura 3-37. Factor  $k$  de sincronización según el Eurocódigo 5.

Las limitaciones del cálculo de la aceleración aplicando este método son: (i) es aplicable únicamente a estructuras tipo viga y (ii) no tiene en cuenta que la amplitud de la fuerza es función de la frecuencia de paso.

En la Tabla 3-8 se muestran las aceleraciones máximas calculadas según la formulación presente en el Eurocódigo 5, utilizando los parámetros modales de la pasarela calculados inicialmente sin ocupación (parámetros iniciales (P. i.)) y los parámetros calculados teniendo en cuenta la influencia de los peatones presentes en la pasarela (parámetros corregidos (P. c.)), (ver Tabla 3-3)). Se ha considerado que la influencia en los parámetros modales de la estructura de los peatones andando y corriendo es la misma a efectos de la estimación de la aceleración. Los valores mostrados para 1, 2, 3 y 4 peatones son los valores medios considerando los cuatro peatones por separado y todas las posibles combinaciones entre ellos. Tal y como era de esperar, se observa la gran importancia que tiene el amortiguamiento en la estimación de las aceleraciones.

Tabla 3-8. Aceleraciones máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela estimadas según el Eurocódigo 5.

Peatones	Andando		Corriendo	
	P. i.	P. c.	P. i.	P. c.
1	1.03	0.87	6.16	5.24
2	1.72	1.06	10.98	6.76
3	1.76	1.00	10.98	6.28
4	1.83	1.02	12.01	6.67
15	1.67	0.29	-	-

#### - ISO 10137

En la norma ISO 10137 [56] se introducen recomendaciones para el cálculo del ELSV en edificios y puentes. Para el estudio de vibraciones inducidas por humanos se propone (Anejo A de la ISO 10137) un modelo de carga para la fuerza vertical (periódica) generada por un peatón como la descomposición en serie de Fourier de una señal armónica, quedando de la forma

$$F_1(t) = Q \left( 1 + \sum_{n=1}^k \alpha_n \sin(2\pi n f_p t + \varphi_n) \right), \quad (3-32)$$

donde  $Q$  es el peso del peatón,  $\alpha_n$  es el factor dinámico de carga (FDC) que representa la proporción de la fuerza armónica al andar con respecto al peso,  $\varphi_n$  el ángulo de fase de la carga armónica  $n$ -ésima,  $f_p$  la frecuencia de paso y  $k$  el número de armónicos que caracterizan la fuerza en el rango de frecuencias de interés. Para el caso de un peatón andando, el FDC del primer armónico es función de la frecuencia  $f_p$ ,  $\alpha_1 = 0.37(f_p - 1)$ , mientras que los armónicos mayores son independientes de la frecuencia de paso,  $\alpha_2 = 0.1$ ,  $\alpha_3 = \alpha_4 = \alpha_5 = 0.06$ . Para calcular la carga de un peatón corriendo, los FDC serían  $\alpha_1 = 1.4$ ,  $\alpha_2 = 0.4$  y  $\alpha_3 = 0.1$ . Para el caso de un grupo de  $N$  peatones, la fuerza dinámica se multiplicaría por  $N$  si están sincronizados y por  $\sqrt{N}$  si están desincronizados.

### 3. Metodología y resultados

---

La norma ISO 10137, a diferencia del Eurocódigo 5, define el modelo de fuerza en lugar de definir directamente la respuesta. Esto hace que la estimación de la respuesta sea mejor ya que se puede usar un modelo acorde con el tipo de estructura y no tener que suponer que es una estructura tipo viga. Para calcular la respuesta de aceleración de la estructura ( $a(t)$ ) se introduce la fuerza ( $F(t)$ ) en el modelo de la pasarela bien directamente o de forma modulada ( $F_m(t)$ ) considerando el modo de vibración ( $\phi(x)$ ) escalado a 1 el máximo valor, donde  $x$  es la coordenada longitudinal que se puede expresar como  $x = v \cdot t$ , siendo  $v$  la velocidad del peatón y  $t$  el tiempo (Figura 3-38). La estructura se ha modelado considerando un sistema de un grado de libertad, siendo la función de transferencia entre la aceleración en el centro del vano y la fuerza en ese punto

$$G(j\omega) = \frac{-\frac{1}{m_1} \omega^2}{\omega^2 - \omega_1^2 + j2\zeta_1 \omega_1 \omega}, \quad (3-33)$$

donde  $\omega$  es la frecuencia en rad/s y  $\zeta_1$ ,  $\omega_1$  y  $m_1$  son el amortiguamiento, la frecuencia natural y la masa modal asociada al primer modo, respectivamente.

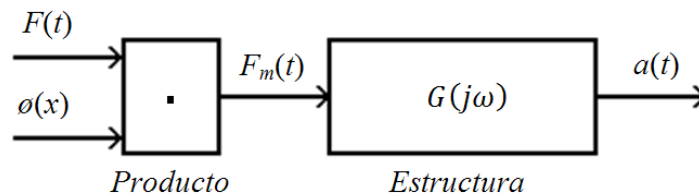


Figura 3-38. Estimación de la respuesta de la estructura utilizando la fuerza de un peatón modulada por el modo de vibración.

Se calcula la fuerza generada según cada caso de carga y se introduce en el modelo para calcular la aceleración máxima en el punto central. En la Figura 3-39 se muestra un ejemplo del resultado estimado para el caso de un peatón de 102 kg corriendo a la primera frecuencia de resonancia de la pasarela (3.5 Hz) y a una velocidad de 5 m/s.



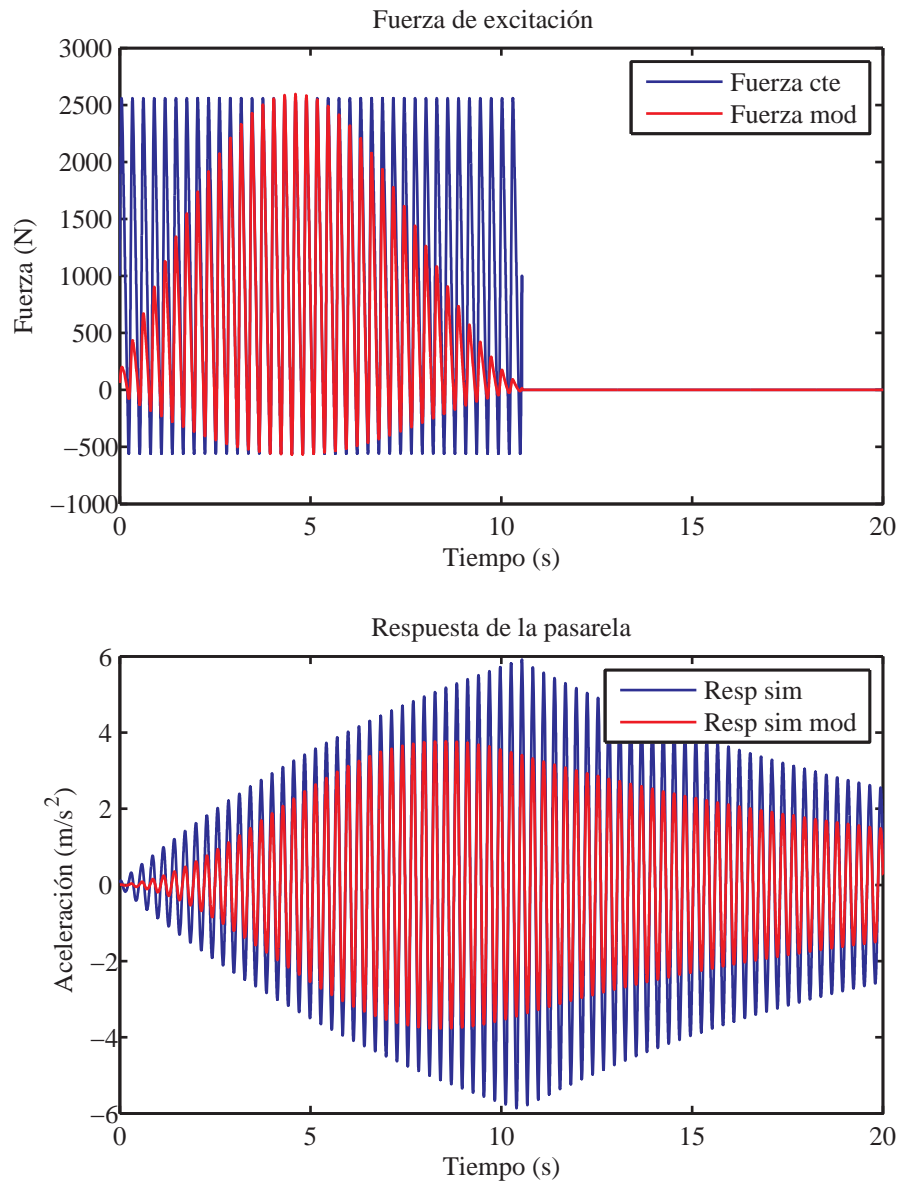


Figura 3-39. (a) Modelo de fuerza para un peatón de 102 kg corriendo (amplitud constante y amplitud modulada) y (b) respuesta estimada en la pasarela (con fuerza de amplitud constante y con fuerza de amplitud modulada).

En la Tabla 3-9 se muestran las aceleraciones máximas calculadas según la formulación presente en la norma ISO 10137 utilizando la fuerza constante (F. c.) y la fuerza modulada (F. m.) por el modo de vibración para peatones desincronizados y sincronizados. Obsérvese que para peatones sincronizados se obtienen valores estimados bastante mayores que para desincronizados. También se utilizan los parámetros modales de la pasarela calculados inicialmente sin ocupación (P. i.) y los parámetros calculados teniendo en cuenta la influencia de los peatones presentes en la pasarela (P. c.) (ver Tabla 3-3).

Tabla 3-9. Aceleraciones máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela estimadas según la ISO 10137.

Peatones	Desincronizados							
	Andando				Corriendo			
	P. i.		P. c.		P. i.		P. c.	
	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	-	-	-	-	-	-	-	-
2	0.62	0.56	0.42	0.40	9.51	6.75	6.52	5.10
3	0.78	0.70	0.50	0.47	11.40	8.00	7.42	5.82
4	0.94	0.87	0.58	0.56	14.07	9.66	9.10	7.03
Peatones	Sincronizados							
	Andando				Corriendo			
	P. i.		P. c.		P. i.		P. c.	
	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	0.47	0.42	0.42	0.38	6.37	4.56	5.68	4.18
2	0.89	0.79	0.60	0.56	13.45	9.55	9.21	7.22
3	1.36	1.21	0.86	0.81	19.75	13.85	12.85	10.08
4	1.88	1.74	1.16	1.13	28.14	19.32	18.19	14.05

- *Guía de pasarelas SETRA*

En la guía de cálculo publicada por el Ministerio de Transportes e Infraestructuras francés SETRA [9] se presenta un modelo de carga que considera la carga del peatón (andando y corriendo) como una fuerza puntual aplicada sobre el tablero función del tiempo y de la posición del peatón. Teniendo en cuenta que  $x$  es la posición del peatón con respecto a la pasarela, la carga de un peatón moviéndose a velocidad constante  $v$  puede ser representada por el producto de una componente temporal  $F(t)$  y una componente espacial  $\delta(x - vt)$ , siendo  $\delta$  la delta de Dirac (Ecuación (3-34)).

$$P(x, t) = F(t) \delta(x - vt) . \tag{3-34}$$

La fuerza ejercida  $F(t)$  se descompone, al igual que en la ISO 10137, mediante series de Fourier como sigue

$$F(t) = G_0 + G_1 \sin 2\pi f_m t + \sum_{i=2}^n G_i \sin(2\pi i f_m t + \varphi_i), \tag{3-35}$$

donde  $G_0$  es el peso del peatón,  $G_1$  es la amplitud del primer armónico,  $G_i$  la amplitud del armónico  $i$ ,  $f_m$  la frecuencia de paso,  $\varphi_i$  el ángulo de fase del armónico  $i$  con respecto al primero y  $n$  el número de armónicos tenidos en cuenta. Los valores de los coeficientes de la serie de Fourier para el caso de un peatón andando, teniendo en cuenta los primeros tres términos al considerar los demás despreciables, son:  $G_1 = 0.4G_0$  ( $0.5G_0$  si  $f_m = 2.4$  Hz y  $0.1G_0$  si  $f_m = 1$  Hz),  $G_2 = G_3 = 0.1G_0$ ,  $\varphi_2 = \varphi_3 = \pi/2$ .

Para el caso de un peatón corriendo, la guía establece que la componente vertical de la carga puede aproximarse por una secuencia de semisenoides representada, después de una serie de simplificaciones, como sigue

$$F(t) = \begin{cases} G_0 + \sum_{i=1}^n G_i \sin 2\pi i f_m t & \text{para } (j-1)T_m \leq t \leq (j-1/2)T_m, \\ 0 & \text{para } (j-1/2)T_m < t \leq jT_m \end{cases}, \quad (3-36)$$

donde  $G_0$  es el peso del peatón,  $G_1 = 1.6G_0$ ,  $G_2 = 0.7G_0$ ,  $G_3 = 0.2G_0$ ,  $f_m$  la frecuencia de paso,  $T_m$  el periodo ( $T_m = 1/f_m$ ) y  $j$  el número de paso ( $j = 1, 2, \text{etc.}$ ).

La guía establece un modelo de carga para flujo de peatones que consiste en cargas armónicas distribuidas que causen aceleraciones iguales al 95% de la aceleración pico debido a flujos de peatones aleatorios. La amplitud de la carga distribuida se determina transformando el número de peatones aleatorio en un número equivalente de peatones que caminan a la frecuencia natural y se distribuyen uniformemente en la longitud del puente. Este número se ha calculado empíricamente obteniendo la respuesta estructural de diversos puentes con diferentes longitudes, amortiguamientos y modos de vibración sometidos a flujos de peatones de diferentes densidades, y se define como

$$n_{eff} = \begin{cases} 10.8\sqrt{N\zeta} & \text{para } d \leq 0.8 \text{ peatones/m}^2 \\ 1.85\sqrt{N} & \text{para } d \geq 1.0 \text{ peatón/m}^2 \end{cases}, \quad (3-37)$$

donde  $N$  es el número de peatones,  $\zeta$  el amortiguamiento y  $d$  es la densidad de peatones presentes en la pasarela.

En el modelo se supone que la distribución de la frecuencia de paso de los peatones sigue una distribución gaussiana. La fuerza dinámica por unidad de área queda definida así

$$f_N(t) = \frac{F_0 n_{eff}}{A} \Psi \cos(2\pi f_n t), \quad (3-38)$$

donde  $F_0$  es la amplitud de la carga de un único peatón (280 N para el primer armónico y 70 N para el segundo),  $A$  es el área del tablero del puente,  $f_n$  la frecuencia natural y  $\Psi \in [0,1]$  un factor que reduce la carga para frecuencias alejadas de la frecuencia normal de paso (Figura 3-40). Este factor  $\Psi$  es análogo al factor  $k$  del Eurocódigo 5.

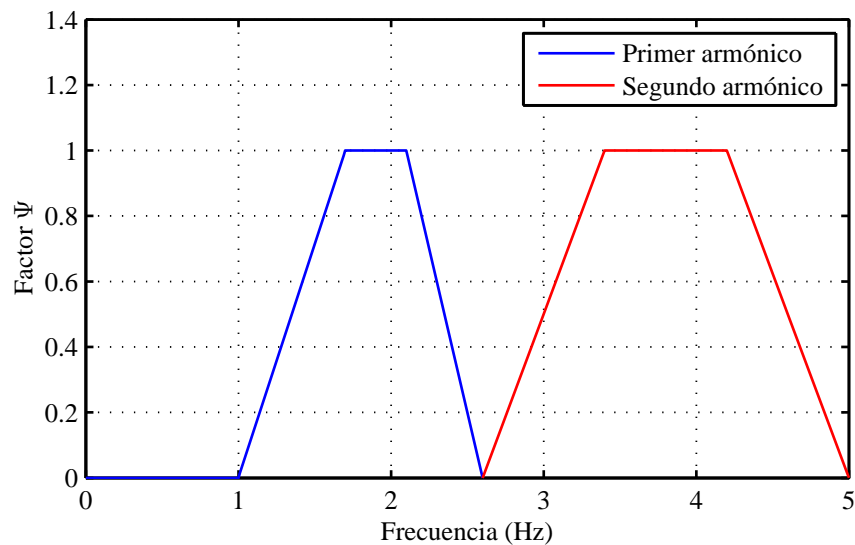


Figura 3-40. Factor  $\Psi$  de sincronización según la guía SETRA.

La guía SETRA establece un caso de carga acorde a la ecuación (3-38) para cada modo de vibración con frecuencia por debajo de 5 Hz aplicada al tablero a la correspondiente frecuencia del modo de vibración. La dirección de la carga debe definirse según el signo del modo de vibración para considerar el escenario de carga más desfavorable. Además, el modelo de carga sólo incluye un armónico a la vez, por lo que la excitación multiarmónica de dos o más modos no se considera. Sin embargo, esto no es preocupante salvo para puentes singulares que pudieran tener los modos de vibración con frecuencias naturales cercanas. Para calcular la respuesta de la estructura se introduce en el modelo de un modo de vibración (Ecuación (3-33)) la fuerza descrita en la guía SETRA, al igual que se ha hecho con la norma ISO 10137. Para el caso de un flujo de peatones, la carga se modula por el modo de vibración para extrapolar la carga distribuida a lo largo de la pasarela al modelo de un modo de vibración. La Tabla 3-10 muestra las aceleraciones máximas calculadas según la formulación presente en la guía SETRA.

Tabla 3-10. Aceleraciones máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela estimadas según la guía SETRA.

Peatones	Andando				Corriendo			
	P. i.		P. c.		P. i.		P. c.	
	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	0.47	0.42	0.42	0.38	6.62	4.74	5.90	4.35
2	0.59	0.35	0.46	0.28	-	-	-	-
3	0.72	0.43	0.55	0.33	-	-	-	-
4	0.83	0.50	0.62	0.37	-	-	-	-
15	1.35	0.81	0.56	0.34	-	-	-	-

**Evaluación de los valores de aceleración de la PMC**

A continuación se comparan los resultados experimentales con los valores estimados. Se realizaron pruebas con peatones andando, con peatones corriendo y con flujo continuo de

peatones. Se obtuvo la aceleración máxima y se comparó con los valores estimados. La Figura 3-41 muestra una de las pruebas realizadas en la pasarela, un grupo de tres peatones corriendo a la frecuencia natural de la pasarela (3.5 Hz).



*Figura 3-41. Prueba en la PMC con un grupo de tres peatones corriendo.*

- *Peatones andando*

El peatón o el grupo de peatones recorren el vano 2 andando de un extremo al otro a la frecuencia de 1.75 Hz para excitar el primer modo de la pasarela con el segundo armónico de la excitación. Se utilizaron 4 sujetos diferentes para las pruebas y se emplearon grupos de 1, 2, 3 y 4 peatones. Los peatones intentaban caminar de forma sincronizada (con la ayuda de un metrónomo) y se grabaron las pruebas en video para estimar la velocidad con la que los peatones cruzaban la pasarela, parámetro necesario en las simulaciones. Se realizaron varias pruebas con cada configuración y se compararon los resultados experimentales con los obtenidos usando las guías de cálculo. La Tabla 3-11 muestra los resultados experimentales obtenidos y su comparación con los estimados (Tabla 3-8, Tabla 3-9 y Tabla 3-10). La guía SETRA no considera grupos de peatones, sólo un peatón o flujo de peatones. A modo de ejemplo, la comparación de la respuesta experimental de la pasarela con la respuesta estimada según la norma ISO 10137 provocada por un peatón andando a la frecuencia de paso de 1.75 Hz y a una velocidad de 1 m/s se muestra en la Figura 3-42.

### 3. Metodología y resultados

Tabla 3-11. Aceleraciones experimentales máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas ( $m/s^2$ ) y variación con respecto a los valores experimentales (%).

Peatones	Experimental	Eurocódigo 5			
		P. i.		P. c.	
1	0.40	1.03	157.72%	0.87	116.78%
2	0.41	1.72	319.19%	1.06	157.96%
3	0.61	1.76	186.46%	1.00	63.69%
4	0.63	1.83	192.09%	1.02	62.28%

Peatones	Exper.	ISO 10137							
		Desincronizados							
		F. c.		P. i.		F. m.		P. c.	
1	0.40	-	-	-	-	-	-	-	-
2	0.41	0.62	52.23%	0.56	36.12%	0.42	3.08%	0.40	-3.32%
3	0.61	0.78	27.41%	0.70	14.15%	0.50	-19.08%	0.47	-23.53%
4	0.63	0.94	50.00%	0.87	39.17%	0.58	-7.04%	0.56	-10.20%

Peatones	Exper.	Sincronizados							
		F. c.		P. i.		F. m.		P. c.	
		1	0.40	0.47	16.55%	0.42	4.24%	0.42	3.03%
2	0.41	0.88	115.28%	0.79	92.51%	0.60	45.78%	0.56	36.73%
3	0.61	1.35	120.68%	1.21	97.71%	0.86	40.16%	0.81	32.46%
4	0.63	1.88	200.01%	1.74	178.34%	1.16	85.91%	1.13	79.59%

Peatones	Exper.	SETRA							
		F. c.		P. i.		F. m.		P. c.	
		1	0.40	0.47	17.18%	0.42	4.69%	0.42	3.53%

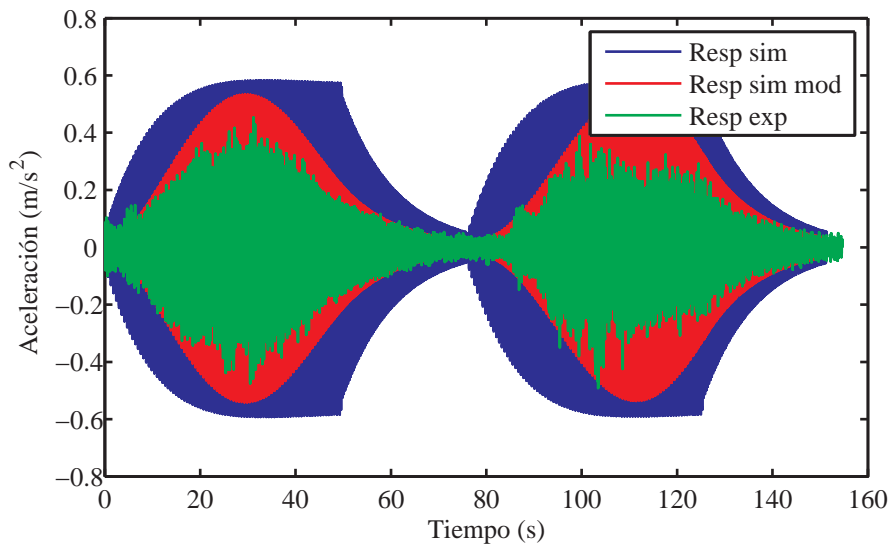


Figura 3-42. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un peatón andando (estimada usando fuerza de amplitud constante, estimada usando fuerza de amplitud modulada y experimental).

#### - Peatones corriendo

Un corredor o un grupo de corredores recorren el vano 2 de un extremo al otro a la frecuencia de 3.5 Hz para excitar el primer modo de la pasarela. Se utilizaron 4 sujetos diferentes para las pruebas y se emplearon grupos de 1, 2, 3 y 4 corredores. Los peatones intentaban correr de forma sincronizada y se realizaron varias pruebas con cada configuración, comparándose los resultados experimentales con los estimados. La Tabla 3-12 muestra los

resultados experimentales obtenidos y su comparación con los estimados. La guía SETRA no considera grupos de corredores. A modo de ejemplo, la comparación de la respuesta experimental de la pasarela con la respuesta simulada según la norma ISO 10137 provocada por un corredor a una frecuencia de paso de 3.5 Hz y a una velocidad de 5 m/s se muestra en la Figura 3-43.

Tabla 3-12. Aceleraciones experimentales máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas ( $m/s^2$ ) y variación con respecto a los valores experimentales (%).

Corredores	Experimental	Eurocódigo 5			
		P. i.		P. c.	
1	3.72	6.16	65.78%	5.24	41.15%
2	6.49	10.98	69.30%	6.76	4.18%
3	8.01	10.98	37.07%	6.28	-21.67%
4	8.55	12.01	40.58%	6.67	-21.90%

Corredores	Exper.	ISO 10137 Desincronizados							
		P. i.		P. c.		P. i.		P. c.	
		F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	3.72	-	-	-	-	-	-	-	-
2	6.49	9.51	46.64%	6.75	4.07%	6.52	0.46%	5.10	-21.32%
3	8.01	11.40	42.31%	8.00	-0.19%	7.42	-7.41%	5.82	-27.37%
4	8.55	14.07	64.62%	9.66	13.04%	9.10	6.44%	7.03	-17.79%

Corredores	Exper.	Sincronizados							
		P. i.		P. c.		P. i.		P. c.	
		F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	3.72	6.37	71.34%	4.56	22.64%	5.68	52.83%	4.18	12.50%
2	6.49	13.45	107.38%	9.55	47.17%	9.21	42.07%	7.22	11.27%
3	8.01	19.75	146.49%	13.85	72.88%	12.85	60.36%	10.08	25.80%
4	8.55	28.14	229.24%	19.32	126.08%	18.19	112.89%	14.05	64.42%

Corredores	Exper.	SETRA							
		P. i.		P. c.		P. i.		P. c.	
		F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	3.72	6.62	78.12%	4.74	27.69%	5.90	58.73%	4.35	17.00%

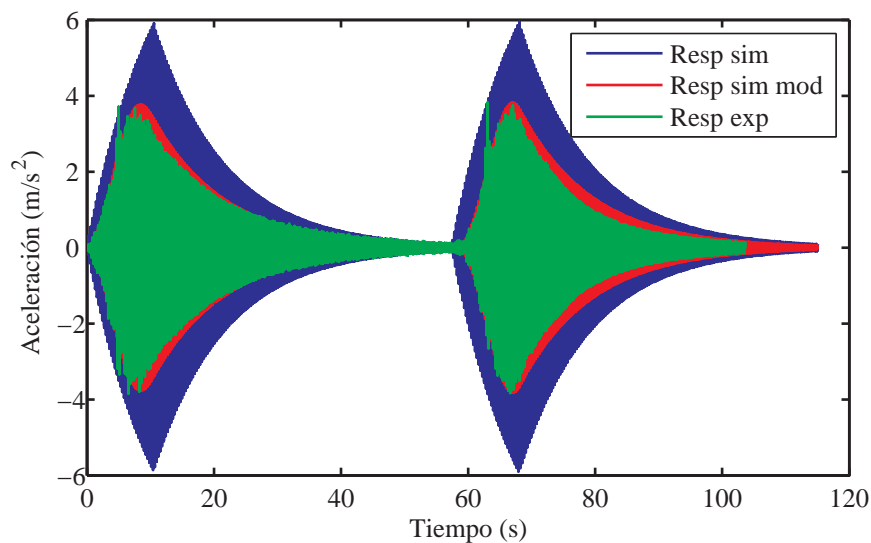


Figura 3-43. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un corredor (estimada usando fuerza de amplitud constante, estimada usando fuerza de amplitud modulada y experimental).

### 3. Metodología y resultados

#### - Flujo continuo de peatones

El ensayo consistió en hacer circular a un cierto número de peatones (2, 3, 4 y 15) de forma continua durante 30 minutos, cada una a su ritmo. Se realizaron varias pruebas con cada configuración y se compararon los resultados experimentales con los estimados. La Tabla 3-13 muestra los resultados experimentales y su comparación con los estimados. La norma ISO 10137 no considera flujo de peatones. A modo de ejemplo, la comparación de la respuesta experimental de la pasarela con la respuesta estimada utilizando la guía SETRA provocada por un flujo continuo de 15 peatones se muestra en la Figura 3-44.

Tabla 3-13. Aceleraciones experimentales máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas ( $m/s^2$ ) y variación con respecto a los valores experimentales (%).

Peatones	Experimental	Eurocódigo 5			
		P. i.		P. c.	
2	0.42	2.00	378.04%	1.23	194.18%
3	0.46	2.00	338.86%	1.14	150.78%
4	0.50	2.00	296.61%	1.11	120.34%
15	0.56	1.67	200.02%	0.29	-48.44%

Peatones	Experimental	SETRA							
		P. i.		P. c.		P. c.			
		F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.		
2	0.42	0.59	40.82%	0.35	-15.37%	0.46	10.46%	0.28	-33.61%
3	0.46	0.72	58.32%	0.43	-4.87%	0.55	19.68%	0.33	-28.07%
4	0.50	0.83	65.22%	0.50	-0.71%	0.62	23.15%	0.37	-26.01%
15	0.56	1.35	142.04%	0.81	45.45%	0.56	0.34%	0.33	-39.70%

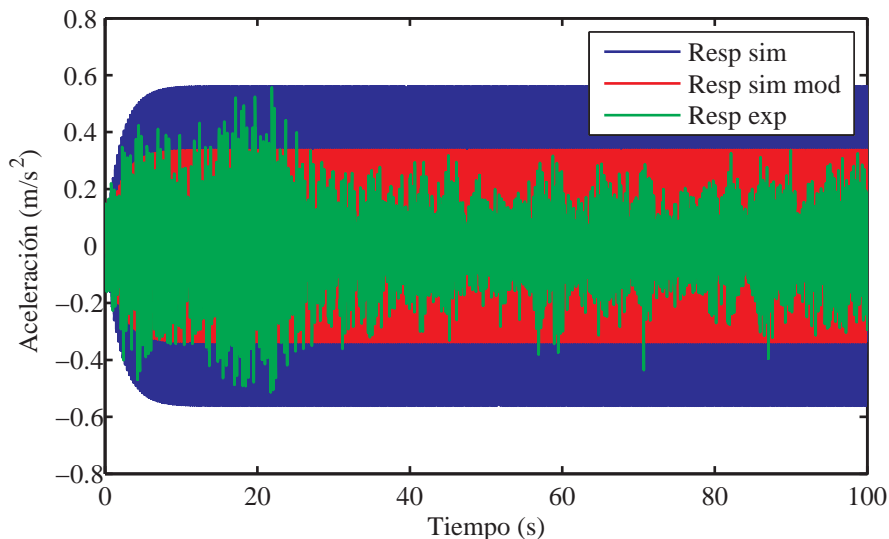


Figura 3-44. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un flujo continuo de 15 peatones (estimada usando fuerza constante, estimada usando fuerza modulada y experimental).

Los resultados simulados y los registros experimentales indican que se sobrestima la respuesta de la estructura, obteniéndose para esta pasarela peatonal de media para todas las pruebas sobrestimaciones del 190% para el Eurocódigo 5, del 125% para la ISO 10137 y del 70% para la SETRA. Si se tiene en cuenta la influencia de los peatones en los parámetros



modales la estimación mejora, aunque sigue sobrestimando el resultado en el Eurocódigo 5 (70%) y en la ISO 10137 (32%), no así en la SETRA (-17%). De forma general para esta estructura las estimaciones para peatones andando (65% media de todas las pruebas) dan peores resultados que las de peatones corriendo (38%).

Se ha visto que la influencia de los peatones en las propiedades modales puede ser importante en la dirección vertical. Por tanto, sería recomendable que futuras guías de cálculo incluyan, de alguna manera, esta influencia evitando sobrestimaciones muy elevadas de los valores de aceleración. Sin embargo, antes de que esto pueda ocurrir es necesario realizar cuantificaciones en numerosas pasarelas en servicio y realizar análisis estadísticos detallados.

Las pruebas se han realizado intentando que los peatones se muevan sincronizadamente. Los resultados muestran la dificultad de esta sincronización, aumentando la dificultad, como es lógico, cuanto mayor es el número de peatones que intentan sincronizarse. También se ha visto que la sincronización al andar es más complicada que al correr, motivo por el que las estimaciones andando dan peores resultados que corriendo, al tener valores experimentales menores que si estuvieran totalmente sincronizados.

### **3.2.6. Evaluación del estado límite de servicio de vibraciones**

Las normativas de puentes y pasarelas peatonales prestan cada vez más atención a los posibles problemas dinámicos y al análisis del ELSV de dichas estructuras. De forma general, dichas normativas recomiendan evitar que los modos principales de las pasarelas estén dentro de los rangos de frecuencia de paso típicos de los peatones (incluyendo andar y correr), y establecen valores límite de aceleración vertical y lateral tal que se asegure el ELSV de la estructura. Por otro lado, en algunas normativas se formulan diferentes estados de carga que deben ser analizados por el diseñador de la estructura.

En el caso de España, en 1996 el Ministerio de Fomento publicó las recomendaciones para el proyecto de puentes metálicos sobre carreteras RPM 95 [66] y su homóloga para puentes mixtos RPX 95 [67]. Estas recomendaciones, en la parte del ELSV, se limitan a establecer el valor máximo de aceleración vertical ( $0.5\sqrt{f_0}$  (m/s<sup>2</sup>), siendo  $f_0$  la frecuencia fundamental del vano) para puentes con tránsito de peatones y pasarelas.

En 2011 se publicó la instrucción sobre las acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera IAP 11 [68], en el que se incluyó un nuevo apartado de “Estado límite de vibraciones en pasarelas peatonales”. En este apartado se establecen: (i) unos rangos de frecuencia críticos para los que será necesario realizar estudios dinámicos (vertical/longitudinal: [1.25-4.60] Hz, lateral [0.50-1.20] Hz), y (ii) unas circunstancias que, con independencia de los valores de las frecuencias naturales, implican la realización de estudios dinámicos (luz > 50 m, anchura útil > 3 m, tipología singular, nuevos materiales, ubicación en zona urbana con previsible tráfico intenso de peatones). En el apartado de pruebas de carga, se establece que

cuando la pasarela peatonal esté dentro de los criterios para la realización de estudios dinámicos se incluirá el proyecto de prueba de carga dinámica, para tal efecto se podría consultar el apartado correspondiente del documento “Recomendaciones para la realización de pruebas de carga de recepción de puentes de carretera” [69] que publicó el Ministerio de Fomento en 1999.

Por otro lado, la instrucción de hormigón estructural EHE-08 [70] y la de acero estructural EAE [71] en sus últimas versiones también establecen el ELSV en pasarelas peatonales. La EHE-08 fija el mismo valor de aceleración de confort que en la RPX 95 y RPM 95, y establece la necesidad de comprobar el valor de la flecha estática debida a un peatón de 750 N en el punto de máxima flecha para pasarelas con el primer modo de flexión vertical menor de 5 Hz. También indica la necesidad de realizar pruebas de carga dinámicas cuando se prevea la aparición de vibraciones molestas para los usuarios. Por otro lado, la EAE (artículo 38 (estado límite de vibraciones) establece rangos de frecuencia críticos (vertical: [1.6-2.4] Hz y [3.5-4.5] Hz y horizontal: [0.6-1.2] Hz), y los niveles de vibración máximos que deben cumplirse (vertical:  $0.7 \text{ m/s}^2$  cuando un peatón de 750 N ande o corra; horizontal:  $0.2 \text{ m/s}^2$  en condiciones de uso normal y  $0.4 \text{ m/s}^2$  en condiciones de aglomeraciones excepcionales). También establece la realización de estudios con modelos de carga correspondientes a peatones individuales y grupos (andando, saltando, ...) pero no define qué modelos teóricos de carga deben emplearse.

Los eurocódigos que tratan temas relacionados con la evaluación del ELSV y que pueden ser aplicados a pasarelas peatonales son: la UNE-EN 1990:2003 [72] o Eurocódigo 0 de Bases de cálculo, la UNE-EN 1991-2:2004 [73] o Eurocódigo 1 en su parte de cargas de tráfico en puentes y la UNE-EN 1995-2:2010 [55] o Eurocódigo 5 de estructuras de madera en el apartado de puentes. Los eurocódigos no son de obligado cumplimiento a menos que exista una cláusula de excepción general prevista en el Código Técnico de la Edificación [74].

Además de los eurocódigos existen una serie de normativas internacionales que en muchos casos han sido la base de las normativas nacionales. Ejemplos de éstas son la ISO 2631-1 *Mechanical vibration and shock -- Evaluation of human exposure to whole-body vibration -- Part 1: General requirements* [75] de 1985, revisada en 1997 y aceptada por AENOR en 2008 (UNE-ISO 2631). Es también reseñable la ISO 10137 *Bases for design of structures: Serviceability of buildings and walkways against vibrations* [56] de 1992 y revisada en 2007.

A modo de resumen, en la Tabla 3-14 se muestran los rangos críticos de frecuencia y los límites de aceleración de las principales normativas nacionales e internacionales. Las variables  $f_v$  y  $f_h$  son, respectivamente, la frecuencia de los modos verticales y laterales de la estructura. La Figura 3-45 muestra los valores de aceleración vertical máximos de confort que especifican las principales normativas tanto españolas como internacionales.

Tabla 3-14. Frecuencias críticas y valores de aceleración máximos de confort en las normativas.

Normativas	Frecuencias críticas (Hz)		Aceleraciones máximas de confort (m/s <sup>2</sup> )	
	Vertical	Lateral	Vertical	Lateral
Eurocódigo 0 (Anejo A2)	< 5	< 2.5	0.7	0.2 (0.4)
Eurocódigo 1	< 5	< 2.5	$\min(0.5*\sqrt{f_v}, 0.7)$	$\min(0.14*\sqrt{f_h}, 0.15)$
Eurocódigo 2 (ENV1992-2)	1.6-2.4	0.8-1.2		
Eurocódigo 5 (ENV1995-2)	< 5	< 2.5	0.7	0.2
RPX95, RPM95 (España)			$0.5*\sqrt{f_v}$	
EAE (España)	1.6-2.4, 3.5-4.5	0.6-1.2	$\min(0.5*\sqrt{f_v}, 0.7)$	0.2 (0.4)
BS 5400 (Reino Unido)	< 5		$0.5*\sqrt{f_v}$	
Din-Fachberitch 102 (Alemania)	1.6-2.4, 3.5-4.5		$0.5*\sqrt{f_v}$	
SIA 260 (Suiza)	1.6-4.5	< 1.3		
AASHTO 1997 (USA)	< 3			
ONT83 (Canada)			$0.25*f_v^{0.78}$	
Austroroads (Australia)	1.5-3			
Normativa de diseño de Pasarelas japonesa (1979)	1.5-2.3		1	
AISC Guide 11			100*curva base de ISO 2631-2	
VDI 2057			$0.6*\sqrt{f_v}$	0.214
ISO 10137	1.7-2.3		60* curva base de ISO 2631-2	

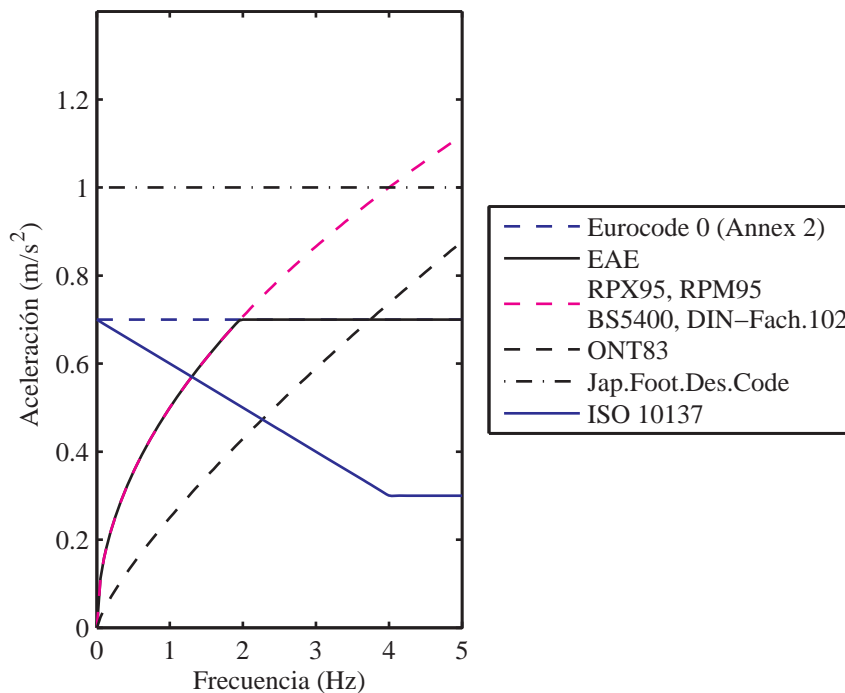


Figura 3-45. Valores de aceleración vertical máximos de confort recogidos en las normativas.

Además de los valores máximos de aceleración fijados en las normativas ya mencionadas, existen otras normativas que tratan el tema de las vibraciones que afectan a las personas (por ejemplo en edificios) cuantificando el valor de la vibración mediante otros índices, como es el MTVV (*Maximum Transient Vibration Value*) o los dosados de vibración (VDV - *Vibration Dose Value*) [75]. Aunque estos índices no están incluidos en las normativas

### 3. Metodología y resultados

referentes a puentes y pasarelas, podrían aportar más conocimiento sobre el estado de servicio de las mismas.

Finalmente, en los últimos años se han publicado guías de pasarelas peatonales con el objeto de facilitar a los proyectistas el proceso de cálculo. Las guías más extendidas son “*Guidelines for the design of footbridges*” [23] publicada por FIB en 2005, “*Assessment of vibrational behaviour of footbridges under pedestrian loading*” [9] publicada por SETRA en 2006 y “*Design of footbridges*” [76] publicada como resultado del proyecto HIVOSS en 2008. En estas guías se dan pautas de cómo evaluar la respuesta dinámica de las pasarelas en la fase de cálculo.

En la Figura 3-46 se muestra una línea temporal con las fechas de publicación de los principales documentos de consulta tanto nacionales (parte superior de la línea) como internacionales (parte inferior de la línea).

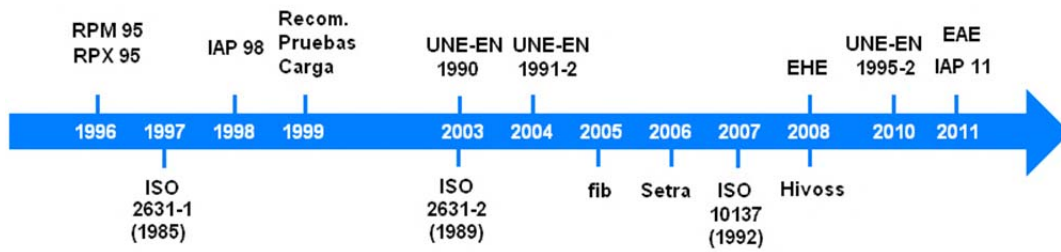


Figura 3-46. Línea temporal con la fechas de publicación de documentos nacionales e internacionales relacionadas con el estado de servicio en pasarelas peatonales.

Se realizaron diversas pruebas en la PMC para estudiar la respuesta de la estructura ante diferentes cargas de peatones y comprobar si se cumplían los criterios de confort dados en las normativas. Las pruebas de peatones andando y corriendo tuvieron la misma configuración que las realizadas para la evaluación de los modelos de cargas peatonales.

Los valores de aceleración máxima de la pasarela registrados durante las pruebas con peatones andando se muestran en la Tabla 3-15. La Figura 3-47 muestra la comparación de los valores de aceleración máxima obtenidos en todas las pruebas con los límites de confort propuestos en las normativas.

Tabla 3-15. Aceleraciones máximas de la pasarela con peatones andando.

Número de peatones	Aceleraciones máximas ( $m/s^2$ )
1	[0.1077 - 0.4820]
2	[0.3673 - 0.4787]
3	[0.4563 - 0.6136]
4	[0.4483 - 0.6265]
15	[0.5362 - 0.5562]

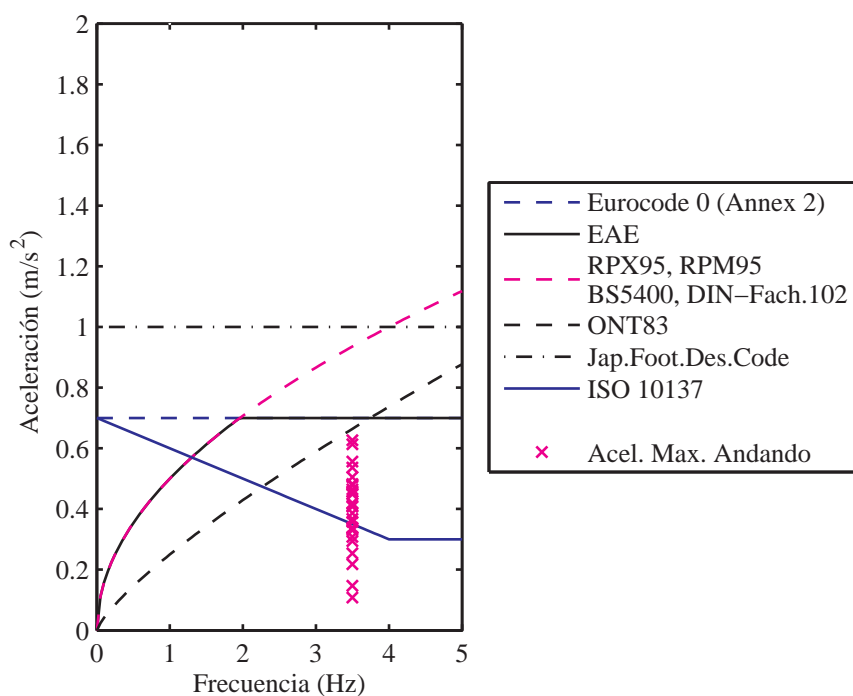


Figura 3-47. Evaluación del ELSV de la PMC con peatones andando.

Los valores de aceleración máxima de la pasarela registrados durante las pruebas con peatones corriendo se muestran en la Tabla 3-16. La Figura 3-48 muestra la comparación de los valores de aceleración máxima obtenidos en todas las pruebas con los límites de confort propuestos en las normativas.

Tabla 3-16. Aceleraciones máximas de la pasarela con peatones corriendo.

Número de peatones	Aceleraciones máximas ( $m/s^2$ )
1	[2.4535 – 4.1335]
2	[5.7893 – 7.2322]
3	[5.9135 – 9.3690]
4	[4.8302 – 8.5464]

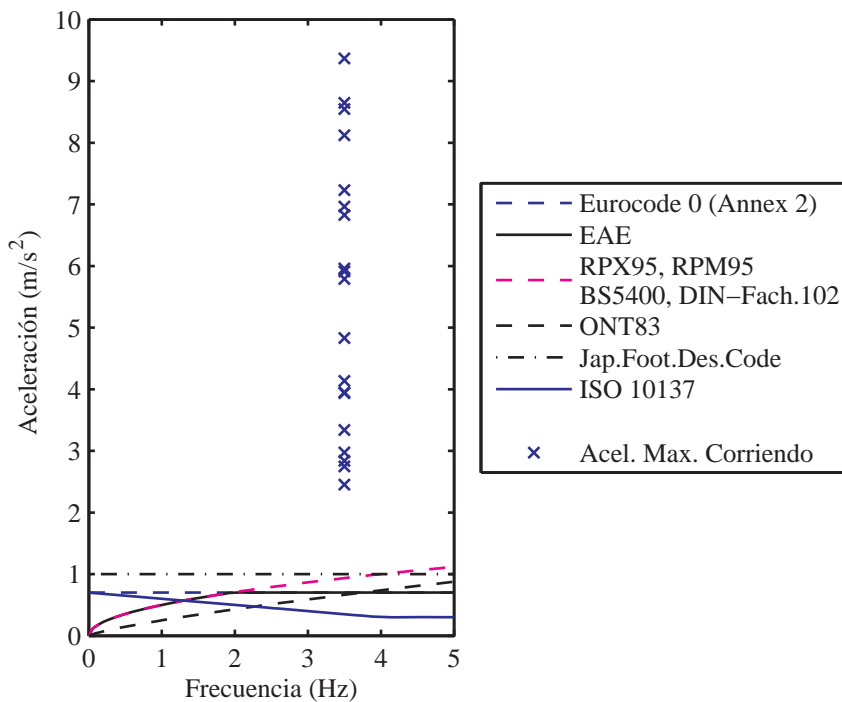


Figura 3-48. Evaluación del ELSV de la PMC con peatones corriendo.

Analizando los resultados mostrados en la Figura 3-47 y Figura 3-48, se observa que el vano 2 de la PMC tiene valores de aceleración máximos muy por encima de la normativa española en el caso de peatones corriendo. En el caso de peatones andando se observa que la pasarela sí que cumple la normativa española, no así la norma ISO 10137.

### 3.2.7. Control de vibraciones pasivo

Una vez comprobado que las vibraciones verticales del vano 2 de 51 metros eran las de mayor nivel, y que su primer modo de flexión entraba fácilmente en resonancia al paso de peatones corriendo, se decidió diseñar e implementar un TMD para su montaje temporal en el centro del vano.

Un TMD consiste básicamente en una masa acoplada a la estructura por medio de muelles y amortiguadores viscosos cuyo objetivo es la mejora del comportamiento dinámico de la estructura en torno a la frecuencia natural a la que ha sido sintonizado. Habitualmente este dispositivo es pasivo, aunque también hay realizaciones activas y semiactivas que mejoran su eficacia.

Para el diseño del TMD sintonizado al primer modo de flexión del vano 2 se utilizaron los parámetros modales estimados con el OMA y el EMA. Los parámetros utilizados fueron 3.5 Hz de frecuencia, 0.4% de amortiguamiento y 18000 kg de masa modal. Una vez conocidos los parámetros modales del primer modo de flexión del vano 2, la masa móvil del TMD se fijó en 185 kg, es decir, aproximadamente el 1% de la masa modal. Esta razón de masa supone teóricamente aumentar el amortiguamiento desde un 0.4% a un 2.5%, lo que significa una

importante mejora en el comportamiento dinámico del vano. Para el cálculo del resto de los parámetros del TMD, amortiguamiento y frecuencia, se emplearon varias formulaciones de sintonizado óptimo [58] con las que se obtuvo un conjunto de valores iniciales (masa: 185 kg, frecuencia: 3.45 Hz, rigidez: 87015 N/m y amortiguamiento 537 Ns/m) que fueron ajustados in-situ una vez instalado el TMD en la pasarela.

El diseño del TMD se realizó teniendo en cuenta los parámetros de diseño calculados anteriormente y el limitado espacio que hay debajo del tablero, que es donde se decidió su instalación. La Figura 3-49 muestra la sección transversal de la pasarela y el espacio disponible bajo el tablero para la instalación del TMD. En la Figura 3-50 se muestra un esquema del TMD diseñado y posteriormente implementado. En ella se observa como la masa del TMD está formada por una serie de pletinas de acero (10, 5, 2, 1 kg) que descansan sobre una bandeja, la cual se une al bastidor del TMD por medio de cuatro muelles y dos amortiguadores viscosos. Se utilizaron 4 muelles helicoidales comerciales (SPEC-BARNE DH14330) con rigidez 21900 N/m para obtener una rigidez total de 87600 N/m. Se diseñaron e implementaron 2 amortiguadores viscosos. Este amortiguador consistía simplemente en un pistón sumergido en un líquido viscoso. Se realizó una identificación experimental del coeficiente de amortiguamiento resultando aproximadamente 260 Ns/m. Por lo tanto, los dos amortiguadores juntos proporcionaban aproximadamente el amortiguamiento óptimo al TMD. En la Figura 3-51 se muestra tanto el montaje final del TMD en la PMC como un detalle del mismo instalado bajo el tablero.

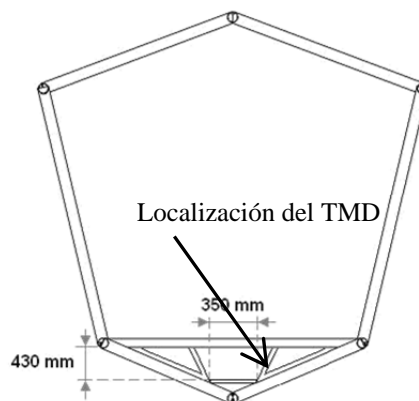


Figura 3-49. Sección de la PMC y localización del TMD bajo el tablero.

### 3. Metodología y resultados

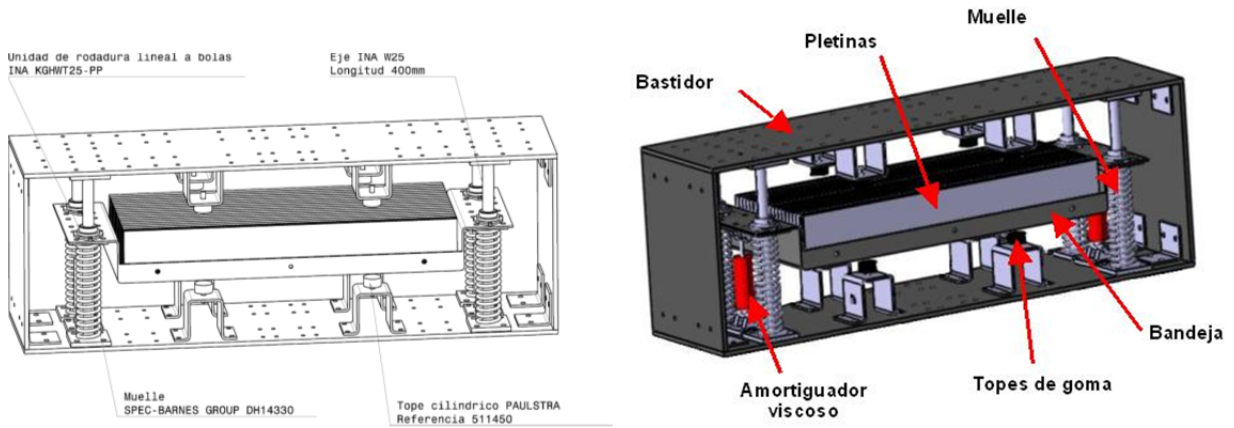
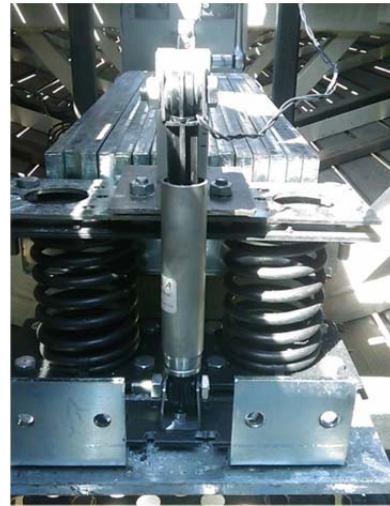


Figura 3-50. Prototipo del TMD.



a)



b)

Figura 3-51. a) Montaje temporal del TMD en el centro del vano 2 b) Detalle del TMD.

Una vez instalado el TMD se realizó un ajuste de su masa para optimizar su comportamiento dinámico. En la Figura 3-52 se presentan las FRF experimentales entre la aceleración de la estructura y la fuerza de excitación obtenidas en el centro del vano 2 con el TMD ajustado y sin él. En la figura se observa como el modo de flexión de 3.5 Hz que queremos amortiguar se ha desdoblado en dos modos. El objetivo del diseño del TMD y del posterior ajuste fino era el de obtener esos dos modos con la mínima, y al mismo tiempo similar, amplitud. La distancia entre estos dos modos depende del valor de la razón de masa del TMD [58].



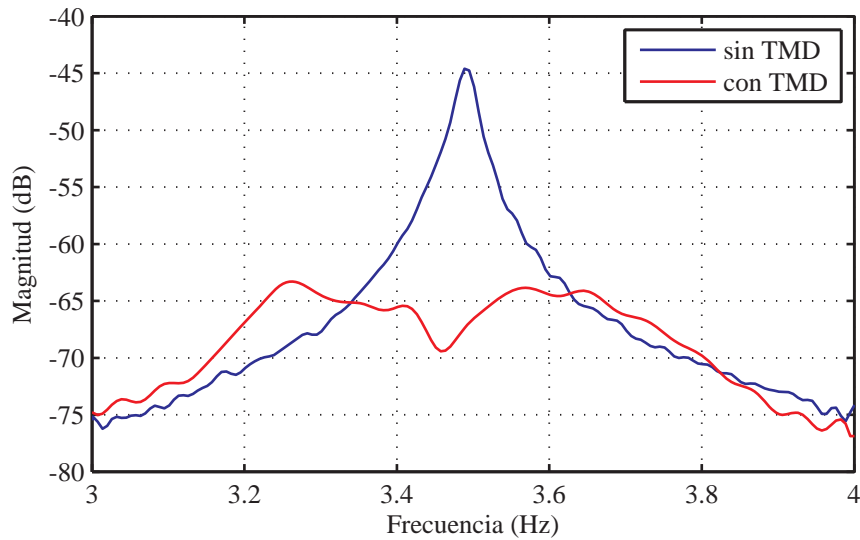


Figura 3-52. FRF experimental del vano 2 de la pasarela con y sin el TMD en el centro.

Se realizaron varios ensayos para cuantificar el desempeño del sistema pasivo diseñado. Para ello se analizaron varios estados de carga en los que un peatón sincronizaba, con ayuda de un metrónomo, su frecuencia de paso a la primera frecuencia de flexión del vano, la cual es la única que está dentro del rango crítico de frecuencias. De esta forma, se realizaron ensayos tanto con el peatón corriendo a la frecuencia de 3.5 Hz, como andando a la mitad de la frecuencia (1.75 Hz). En este último caso el objetivo de la prueba fue el de evaluar el efecto del segundo armónico de la excitación en la respuesta del vano. En ambas pruebas el peatón realizaba un recorrido de ida y vuelta por el vano en estudio.

En la Figura 3-53, Figura 3-54, Figura 3-55 y Figura 3-56 se muestran los registros temporales de aceleración obtenidos en las pruebas con y sin TMD de un peatón andando a 1.75 Hz y corriendo a 3.5 Hz y un grupo de 4 peatones andando a 1.75 Hz y corriendo a 3.5 Hz, respectivamente. En la Figura 3-57 se comparan los valores de aceleración máxima obtenidos en todas pruebas con los límites de confort propuestos en algunas de las normativas indicadas en la Tabla 3-14.

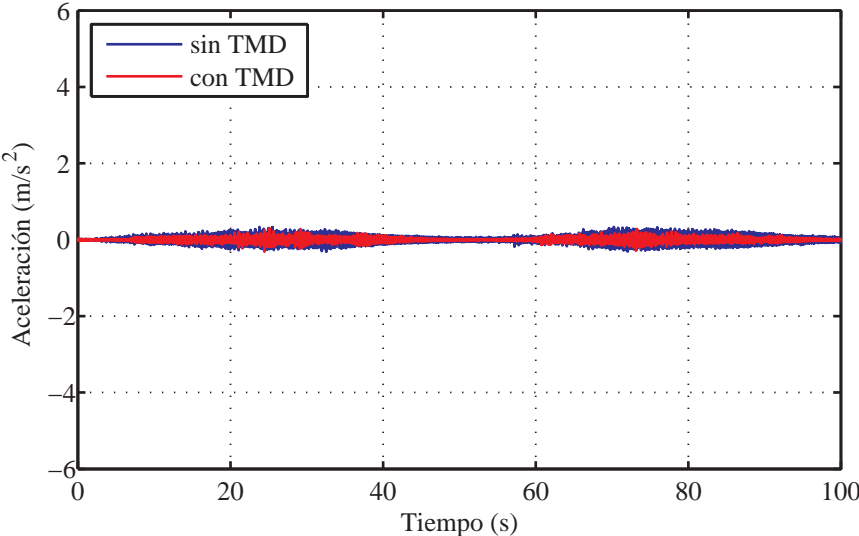


Figura 3-53. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin TMD con un peatón andando a 1.75 Hz.

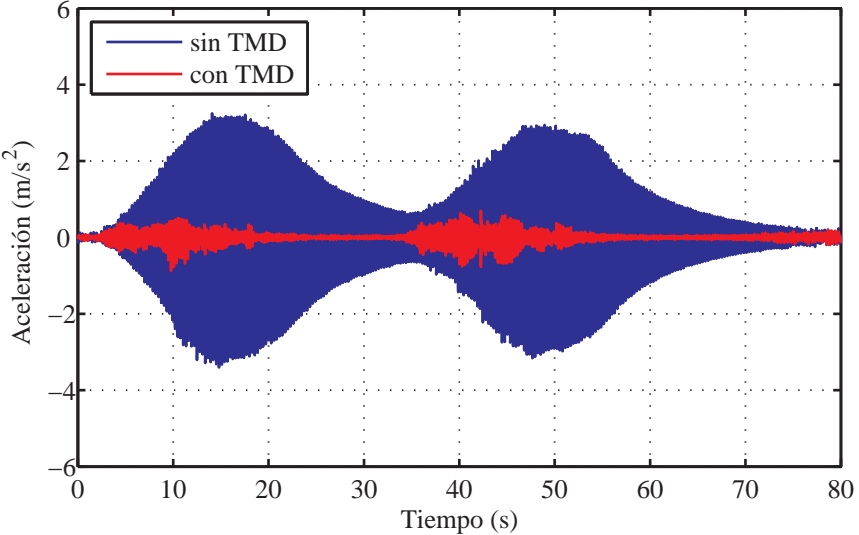


Figura 3-54. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin TMD con un peatón corriendo a 3.5 Hz.

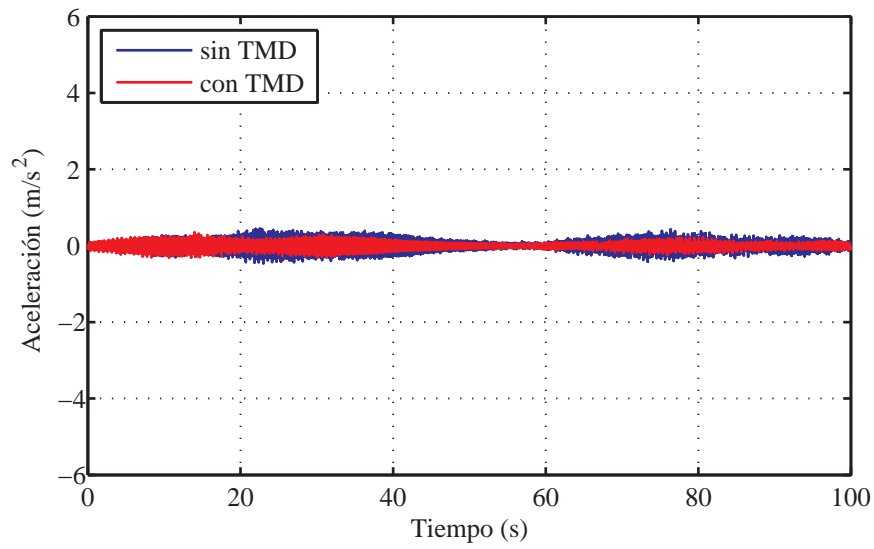


Figura 3-55. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin TMD con un grupo de cuatro peatones andando a 1.75 Hz.

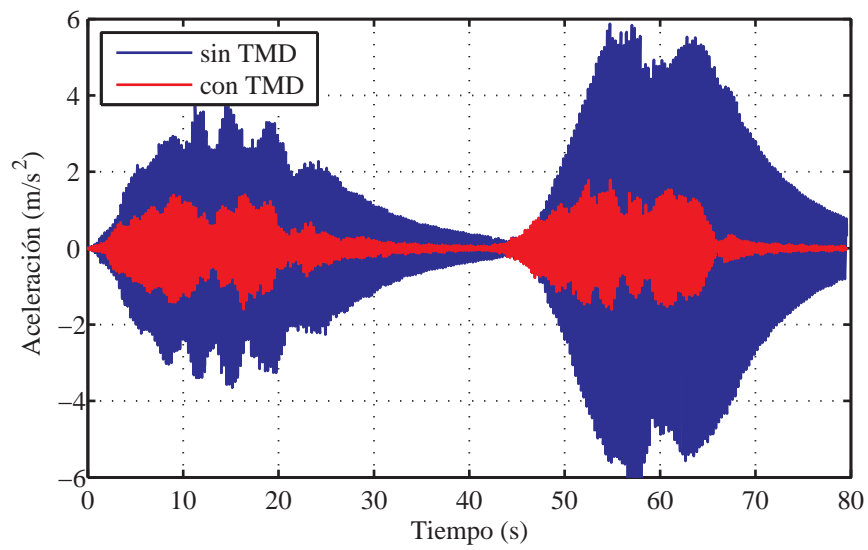


Figura 3-56. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin TMD con un grupo de cuatro peatones corriendo a 3.5 Hz.

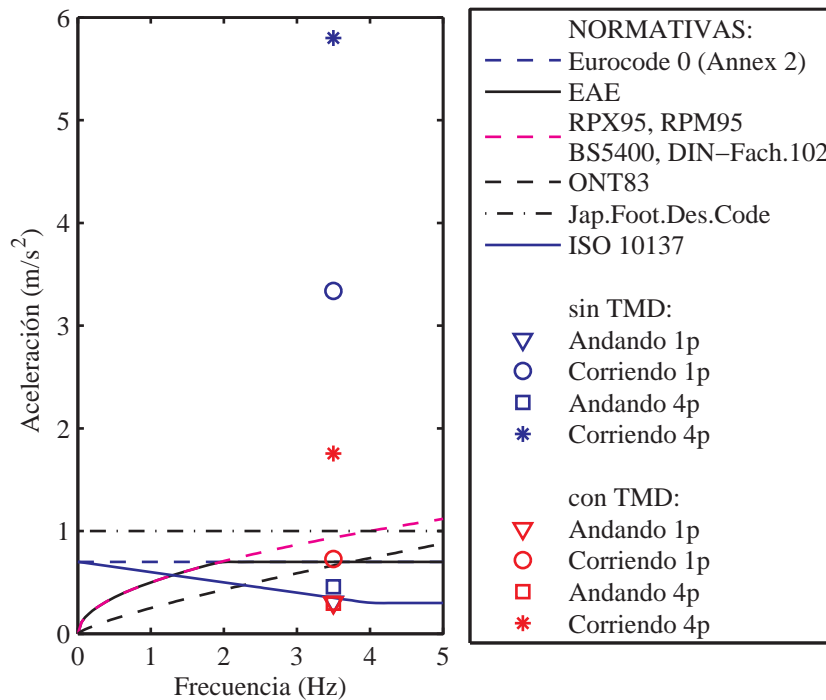


Figura 3-57. Verificación del ELSV del vano 2 de la PMC con y sin TMD.

En la Figura 3-57 se puede observar la mejora del comportamiento dinámico de la PMC con el sistema de control pasivo instalado. En todos los casos de peatones andando se consigue tener aceleraciones máximas por debajo de las recomendaciones de las normativas. En el caso de un peatón corriendo se consigue rebajar la aceleración por debajo del límite de confort de las normas RPX95 y RPM95 y se queda en el límite de la norma EAE ( $0.72 m/s^2$ ). En el caso de 4 peatones corriendo, aunque se ha conseguido rebajar la aceleración máxima significativamente (de  $5.81$  a  $1.75 m/s^2$ ) seguimos sin cumplir ninguna normativa.

### 3.2.8. Control de vibraciones activo

Diversos dispositivos, tanto pasivos como semiactivos, han sido propuestos para reducir las vibraciones en forjados [77], [78] o pasarelas [19]. Sin embargo, debido a su naturaleza pasiva, estos sistemas son a menudo ineficaces para vibraciones de pequeña amplitud (como las producidas por humanos) y se tienen que utilizar varios de estos dispositivos para lograr una reducción de la vibración significativa en múltiples modos. Sin embargo, el uso del control activo de vibraciones en lugar de sistemas pasivos podría ser más eficaz [79].

Con el objetivo de amortiguar las vibraciones en el vano 2 de la PMC, se implementó un sistema de control activo (AMD - *Active Mass Damper*) utilizando un actuador de masa inercial como el utilizado en el EMA (Figura 3-58), y se diseñó una ley de control basada en la aplicación de una red en retraso a la aceleración de la estructura, la cual se mide directamente con un acelerómetro [80].

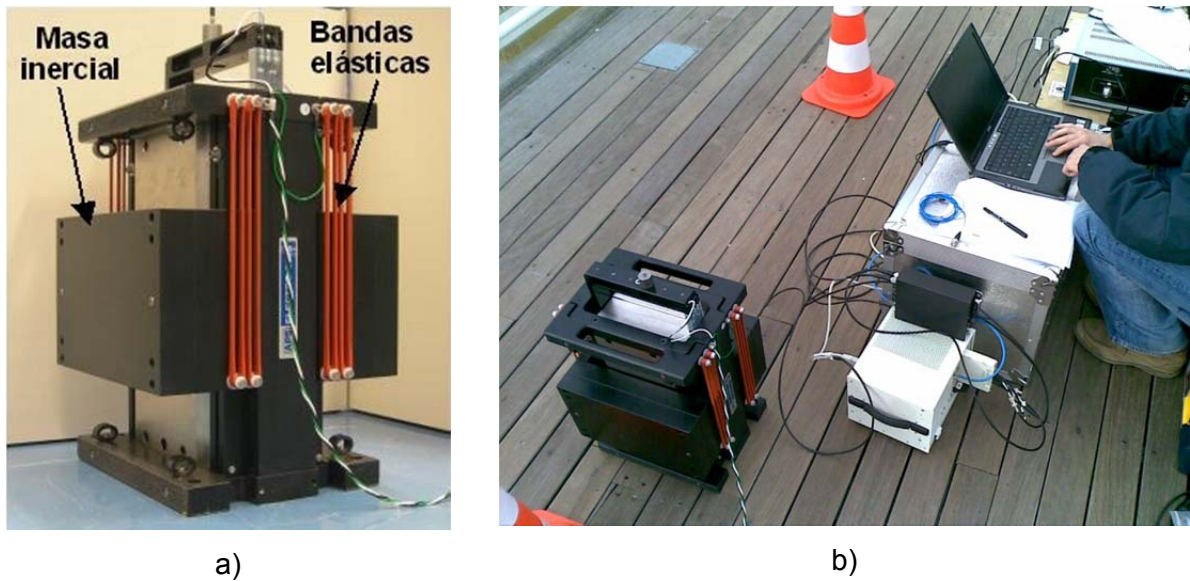


Figura 3-58. Excitador electrodinámico (APS 400). a) Detalle del actuador. b) Montaje sobre la pasarela.

La función de transferencia del actuador entre la fuerza inercial aplicada a la estructura y el voltaje de entrada puede ser modelada por una función lineal de tercer orden [81]. Utilizando el modo de funcionamiento en voltaje esta función de transferencia se identificó como

$$G_A(s) = \frac{K_A s^2}{s^2 + 2\zeta_A \omega_A s + \omega_A^2} \left( \frac{1}{s + \varepsilon} \right) = \frac{22400s^2}{s^3 + 135.4s^2 + 519.4s + 8803} \quad (3-39)$$

donde  $\omega_A = 8.17 \text{ rad/s}$  (1.3 Hz) es la frecuencia natural asociada a la masa móvil suspendida y  $\zeta_A = 0.21$  es el ratio de amortiguamiento. El parámetro  $\varepsilon$  tiene en cuenta las propiedades pasa bajo que presentan estos actuadores. Se identificó una frecuencia de corte de 21 Hz ( $\varepsilon = 2\pi \cdot 21 = 131.94$ ) para este elemento pasa bajo. La Figura 3-59 muestra la magnitud de la FRF experimental y modelada entre 0 y 30 Hz.

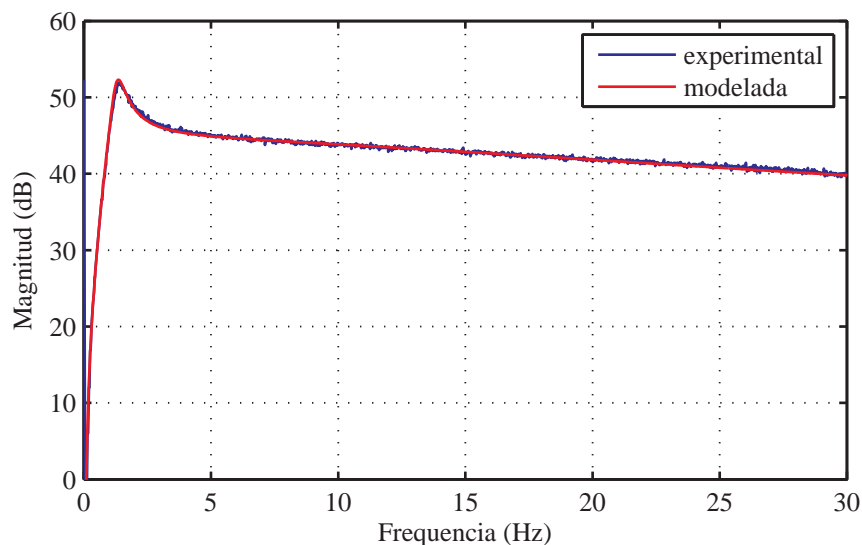


Figura 3-59. Función de transferencia del actuador  $G_A(s)$ : magnitud en dB referenciada a 1 N/V.

La función de transferencia de la estructura entre la aceleración y la fuerza puede representarse por la suma de  $N$  sistemas de segundo orden como [81]

$$G(s) = \sum_{i=1}^N \frac{\alpha_i s^2}{s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2} \quad (3-40)$$

donde  $s = j\omega$ ,  $\omega$  es la frecuencia,  $N$  es el número de modos considerados en el rango de frecuencias de interés y  $\alpha_i \geq 0$ ,  $\zeta_i$  y  $\omega_i$  son la inversa de la masa modal, el ratio de amortiguamiento y la frecuencia natural asociada al modo  $i$ -ésimo, respectivamente.

En el rango de frecuencias de 1 a 15 Hz tenemos en este caso dos modos, el primer y el tercer modo de flexión, ya que el segundo modo de flexión se anula en el centro del vano y no nos afecta. Utilizando los parámetros identificados en el OMA y EMA y usando el modelo (Ec. (3-40)) con  $N = 2$ , se obtiene

$$G(s) = \frac{5.40 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.3079s + 483.6} + \frac{5.85 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.5887s + 3451} \quad (3-41)$$

La Figura 3-60 muestra la magnitud de la FRF experimental y modelada entre 1 y 15 Hz. Es improbable que los peatones puedan excitar modos de vibración mayores. Se puede observar que el segundo modo de flexión (7.4 Hz) no se observa claramente y es por ello que no se ha tenido en cuenta en el modelo. Se ha comprobado que el modelo reproduce la dinámica de la estructura con suficiente precisión en el rango de interés. Este es el modelo de la estructura que se ha utilizado en el diseño del control activo.

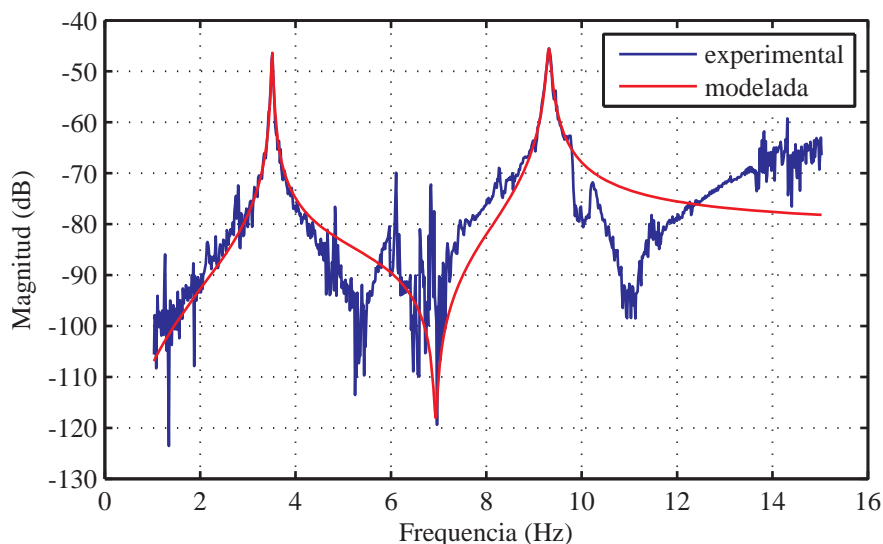
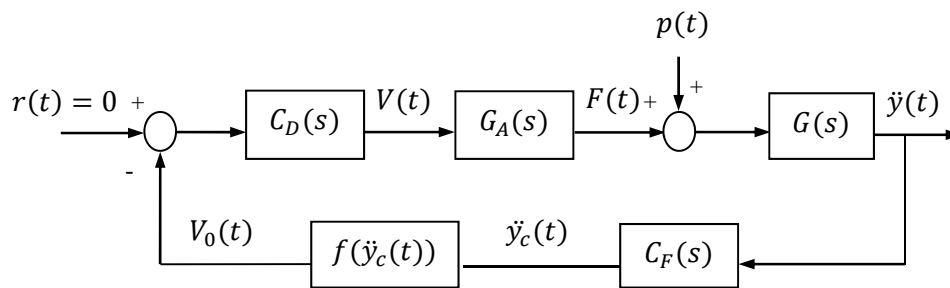


Figura 3-60. Función de transferencia de la estructura  $G(s)$ : magnitud en dB referenciada a  $1 \text{ ms}^{-2} \text{ N}^{-1}$ .

Los principales componentes de la estrategia de control adoptada en el sistema de control activo se muestran en la Figura 3-61. La salida del sistema es la aceleración de la estructura ya que es la magnitud más conveniente para ser medida experimentalmente. Ya que no es fácil medir el estado del sistema y por razones de simplicidad, en los problemas prácticos

se prefiere usar la medida directa de la salida en control realimentado que el espacio de estado realimentado [82]. En el esquema de control,  $G_A$  es la función de transferencia del actuador (Ec. (3-39)),  $G$  es la función de transferencia de la estructura (Ec. (3-41)),  $C_F$  es el compensador en realimentación y  $C_D$  es el compensador directo. El compensador en realimentación es un compensador de retraso de fase (compensador de primer orden) diseñado para incrementar la estabilidad del sistema en lazo cerrado y hacer que el sistema sea más receptivo a la introducción de un considerable amortiguamiento por el control en lazo cerrado. El compensador directo es simplemente un compensador en adelanto de fase (con propiedades pasa-alto) diseñado para evitar la saturación del movimiento del actuador por componentes de baja frecuencia. Hay que destacar que la influencia en la estabilidad global será pequeña porque sólo se ha introducido un adelanto de fase local. La ley de control se completa con un elemento no lineal  $f(\ddot{y}_c)$  que puede ser una saturación no lineal para tener en cuenta la sobrecarga de la fuerza del actuador [83] o una no linealidad on-off con una zona muerta [84]. En este caso se ha utilizado la saturación no lineal.



$r(t)$	Referencia	$\ddot{y}(t)$	Respuesta en aceleración
$V(t)$	Voltaje de control	$\ddot{y}_c(t)$	Aceleración compensada
$F(t)$	Fuerza del actuador	$V_0(t)$	Voltaje de control inicial
$p(t)$	Perturbación	$f(\ddot{y}_c(t))$	Elemento no lineal
$C_D(s)$	Función de transferencia del compensador directo		
$G_A(s)$	Función de transferencia del actuador inercial		
$G(s)$	Función de transferencia de la estructura		
$C_F(s)$	Función de transferencia del compensador en realimentación		

Figura 3-61. Esquema de la ley de control del amortiguador de masa activo.

Se utilizó el proceso de diseño presentado en [83]. Los pasos seguidos en el proceso del diseño del control fueron: (i) identificación de la dinámica del actuador  $G_A$  y de la estructura  $G$ , (ii) diseño de  $C_D$  para reducir la sensibilidad del actuador a la saturación del desplazamiento, (iii) diseño de  $C_F$  para incrementar el amortiguamiento y la robustez con respecto a la estabilidad y comportamiento del sistema en lazo cerrado y (iv) selección de la ganancia de

### 3. Metodología y resultados

---

control utilizando el método del lugar de las raíces y diseño del elemento no lineal  $f(\ddot{y}_c)$  para evitar la sobrecarga de la fuerza.

Por último, se realizaron varios ensayos para cuantificar el desempeño del sistema activo diseñado. Para ello se analizaron varios estados de carga en los que un peatón sincronizaba, con ayuda de un metrónomo, su frecuencia de paso a la primera frecuencia de flexión del vano, la cual es la única que está dentro del rango crítico de frecuencias. De esta forma, se realizaron ensayos tanto con el peatón corriendo a la frecuencia de 3.5 Hz, como andando a la mitad de la frecuencia (1.75 Hz). En este último caso el objetivo de la prueba fue el de evaluar el efecto del segundo armónico de la excitación en la respuesta del vano. En ambas pruebas el peatón realizaba un recorrido de ida y vuelta por el vano en estudio.

En la Figura 3-62 y Figura 3-63 se muestran los registros temporales de aceleración obtenidos en las pruebas con y sin AMD, mientras que en la Figura 3-64 se comparan los valores de aceleración máxima obtenidos en todas las pruebas con los límites de confort propuestos en algunas de las normativas indicadas en la Tabla 3-14.

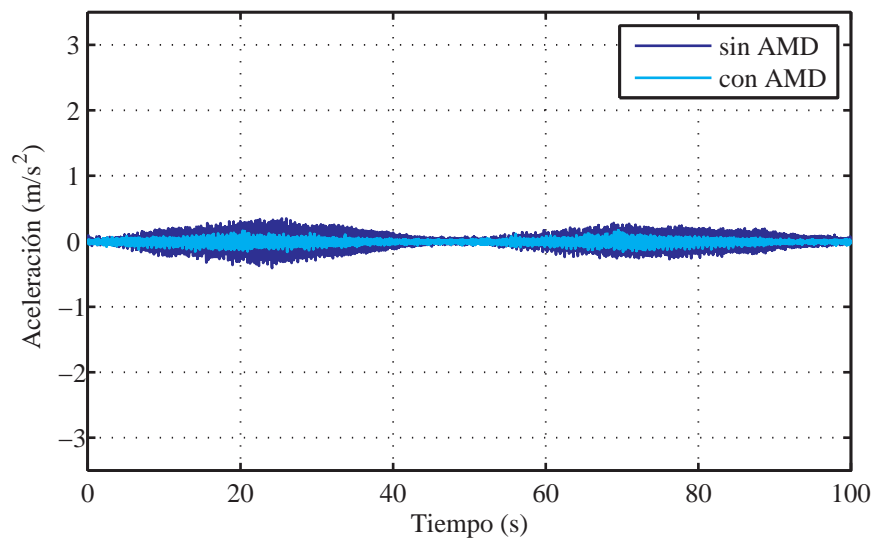


Figura 3-62. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin AMD con un peatón andando a 1.75 Hz.



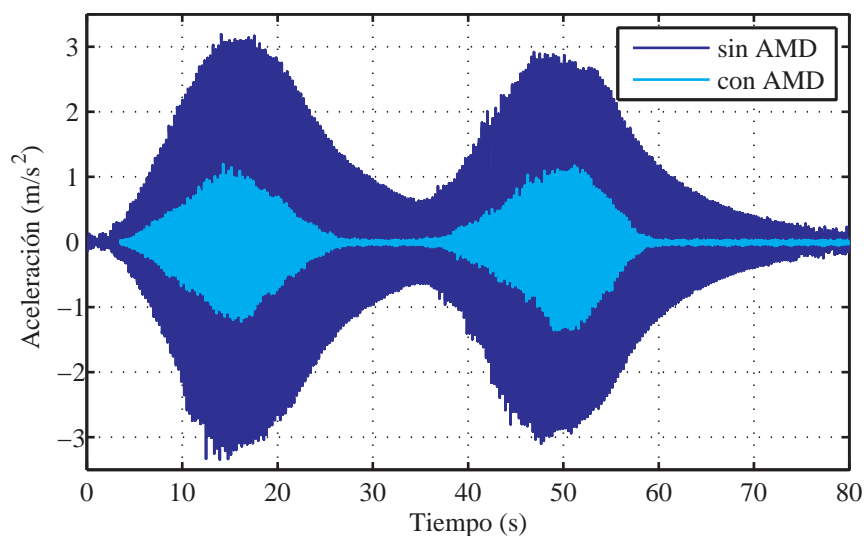


Figura 3-63. Aceleración del vano 2 de la PMC con y sin AMD con un peatón corriendo a 3.5 Hz.

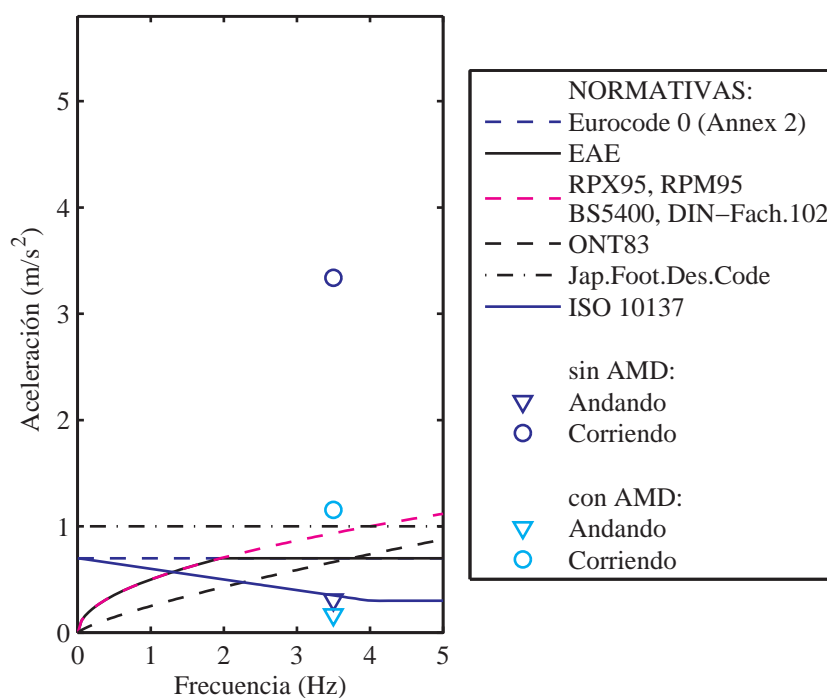


Figura 3-64. Verificación del estado de servicio del vano 2 de la pasarela con y sin AMD.

Por último, se comparan los resultados obtenidos en las pruebas sin control y con sistemas de control, tanto pasivo (TMD) como activo (AMD). En la Figura 3-65 y Figura 3-66 se muestran los registros temporales de aceleración obtenidos en las pruebas sin control y con control, mientras que en la Figura 3-67 se comparan los valores de aceleración máxima obtenidos en todas las pruebas con los límites de confort propuestos en algunas de las normativas indicadas en la Tabla 3-14.

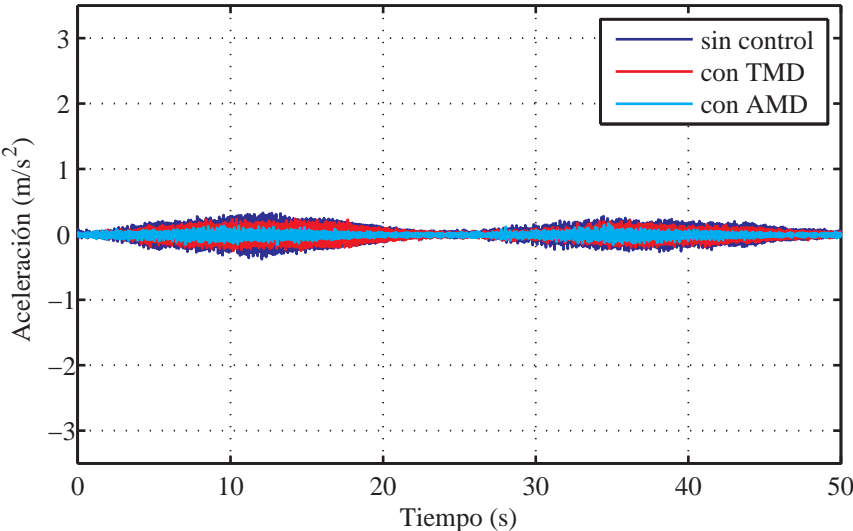


Figura 3-65. Aceleración del vano 2 de la PMC sin control y con sistemas de control con un peatón andando a 1.75 Hz.

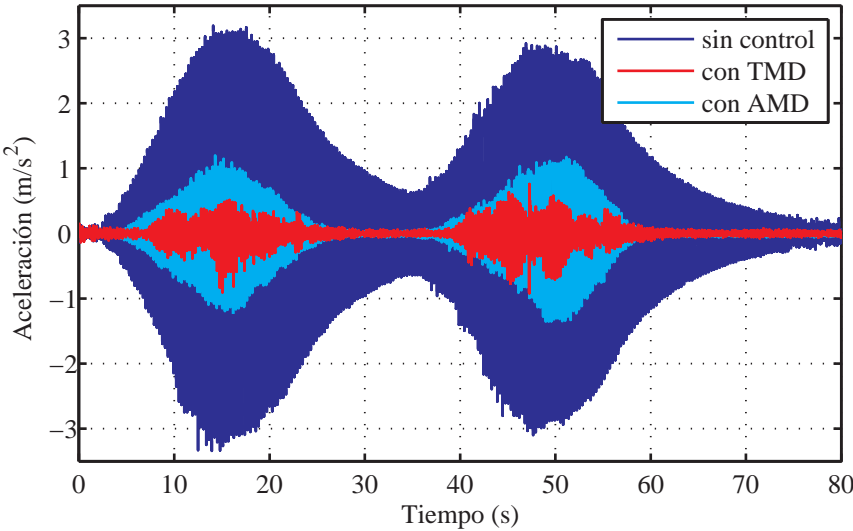


Figura 3-66. Aceleración del vano 2 de la PMC sin control y con sistemas de control con un peatón corriendo a 3.5 Hz.

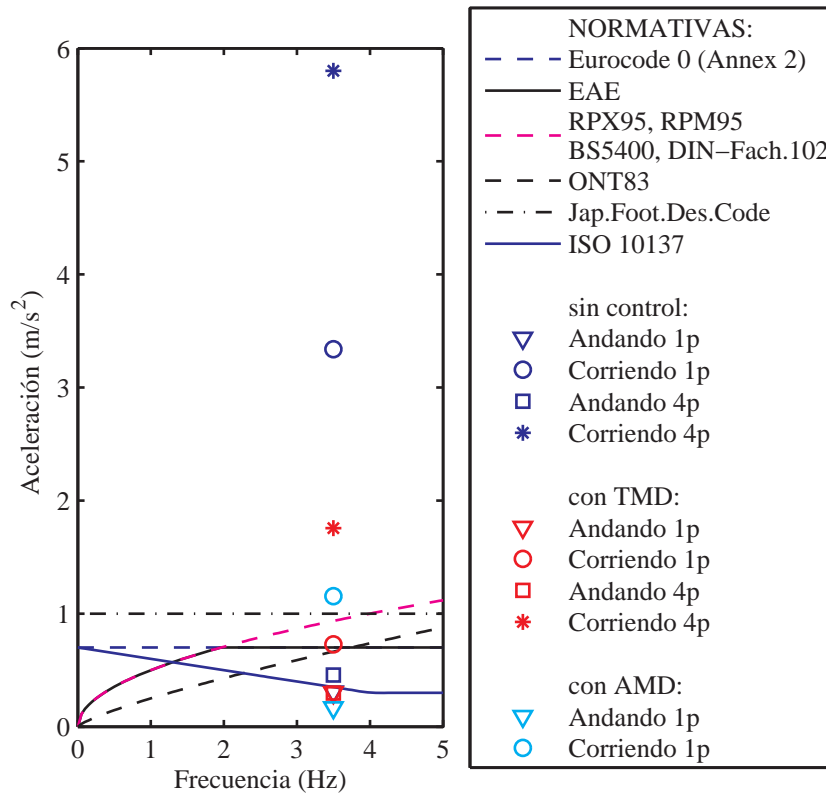


Figura 3-67. Verificación del estado de servicio del vano 2 de la pasarela con y sin sistemas de absorción de vibraciones.

Analizando los resultados mostrados en la Figura 3-67, se observa que el vano 2 de la PMC, previo a la implementación de los sistemas de absorción de vibraciones, tiene valores de aceleración máximos muy por encima de la normativa española cuando un peatón corre a la frecuencia del primer modo de flexión (3.5 Hz). Una vez que se implementan los sistemas pasivo y activo el valor de aceleración máximo se reduce significativamente. Así, en el caso del TMD se obtiene un valor que cumple críticamente con la normativa española, mientras que el sistema activo consigue menos reducción debido en parte a su menor masa inercial, 30 kg frente a los 185 kg del sistema pasivo. La forma de obtener mejores resultados sería incrementar la masa del TMD, e incrementar la masa y/o optimizar la ley de control del sistema activo. En la Figura 3-67 también se observa que el sistema activo trabaja mejor que el pasivo cuando el nivel de vibraciones es bajo (prueba andando a 1.75 Hz) y que necesita menor valor de masa inercial para conseguir las mismas reducciones que el sistema pasivo. Frente a esto, el sistema pasivo tiene como principal ventaja sobre el activo el ser constructivamente sencillo y tener un mantenimiento mínimo.

## 3.3. Estudio de la Pasarela Pedro Gómez Bosque

### 3.3.1. Descripción de la estructura

La pasarela peatonal PPGB situada sobre el río Pisuerga es una estructura esbelta y ligera que une un complejo deportivo y el centro de la ciudad (Figura 3-68). Construida en 2011, es una estructura singular de banda tesa con un único vano de 85 m que proporciona un impacto mínimo sobre el entorno. La pasarela está sustentada únicamente por una pletina de acero de 94 m de largo, 3.6 m de ancho y 30 mm de espesor, que está tensada y anclada a los estribos (Figura 3-69), y sobre la que se disponen losetas prefabricadas de hormigón (Figura 3-70), tomando todo ello la forma de catenaria con una relación flecha/luz de aproximadamente 1/50 [85]. Las losetas no tienen función resistente, es decir, el único elemento estructural es la pletina de acero. La estructura se completa con un suelo de caucho reciclado y una barandilla. El pasamanos incluye un tubo de 60 mm de diámetro a lo largo de toda la pasarela, el cual, como se describirá posteriormente, se aprovecha para la instalación oculta de los acelerómetros y el cableado.

(a)



(b)



Figura 3-68. Pasarela Pedro Gómez Bosque. (a) Vista a la entrada de la pasarela. (b) Vista general.



*Figura 3-69. Pletina de acero de la PPGB.*



*Figura 3-70. Colocación de las losas de hormigón en la PPGB*

### **3.3.2. Sistema de monitorización**

Los sistemas de monitorización continua a largo plazo se utilizan cada vez más en estructuras con el objeto de vigilar su integridad estructural y determinar si es necesaria una intervención. La combinación adecuada de estrategias de prevención y mantenimiento da lugar a una reducción de los costes totales durante la vida útil de la estructura [86], [87]. A ello contribuye la monitorización, que proporciona una forma de conocer la respuesta de la estructura y permite cuantificar las cargas ambientales [88].

Existen múltiples ejemplos de estructuras dotadas de sistemas de monitorización: chimeneas [89], aerogeneradores [90], puentes [91], pasarelas [92], etc. La limitación existente en la implantación de estos sistemas de monitorización es el coste asociado al sistema de medida, i.e., a los sensores y su comunicación con los sistemas de adquisición. Aunque existen

ejemplos de sistemas basados en tecnologías inalámbricas para reducir estos costes [93], [94], [95], éstos suelen experimentar problemas de comunicación en grandes estructuras y bajo condiciones ambientales adversas. Además, suelen surgir problemas asociados a la limitación de la vida de las baterías. Estos problemas se han intentado solucionar mediante el uso de sistemas de captación de energía [96], pero estos sistemas no han alcanzado la madurez suficiente todavía.

Otra posibilidad para reducir la inversión en los sistemas de monitorización es el uso de sistemas de adquisición y sensores de bajo coste. Ésta fue la opción elegida en el caso de la PPGb de Valladolid. Se eligió esta opción no sólo por las limitaciones presupuestarias y facilidad de instalación debido a su reducido tamaño, sino también por la necesidad estética y funcional de dejar fuera del alcance de los usuarios tanto cables como sensores. Se instaló dicho sistema con los siguientes objetivos: estimar los parámetros modales de forma continua, analizar la influencia del nivel de ocupación y de las acciones climatológicas (viento y temperatura) en los parámetros modales y evaluar el ELSV.

El problema de los sensores de bajo coste es que no suelen estar diseñados para la monitorización estructural. Este inconveniente fue resuelto modificando el circuito acondicionador del sensor con el fin de hacerlos adecuados para la monitorización de las vibraciones en la pasarela.

Una vez finalizada la estructura se realizó un OMA utilizando acelerómetros piezoeléctricos con el objetivo de tener un conocimiento previo de las frecuencias naturales y los modos de vibración de la estructura. Para ello se empleó el método en el dominio de la frecuencia FDD implementado en el programa comercial ARTeMIS [37]. Se identificaron más de veinte modos de vibración hasta 10 Hz, incluidos modos verticales, laterales y torsionales. Estos parámetros son importantes para el diseño del sistema de monitorización y para la elección de los sensores más adecuados.

El sistema de monitorización tenía que cumplir dos premisas: (i) tenía que ser lo más barato posible (el presupuesto era muy limitado) y (ii) no podía influir en ningún caso en la estética de la pasarela y nadie podía darse cuenta de su presencia. Por otro lado, aparte de los acelerómetros necesarios para llevar a cabo el análisis modal, era necesario instalar sensores para medir las condiciones ambientales de viento y de temperatura. Así, el sistema de monitorización está compuesto de 18 acelerómetros triaxiales tipo MEMs instalados ocultos dentro de las barandillas, 9 a cada lado de la pasarela situados equidistantemente (suficiente número para estimar los modos más bajos de forma adecuada), un sensor de temperatura y un anemómetro-veleta que permite medir la velocidad y dirección del viento (Figura 3-71). No se afectaba a la estética de la pasarela si bien esto complicó tanto el proceso de instalación como el tratamiento de los datos al ser necesarias ciertas transformaciones angulares.



Figura 3-71. Distribución de los sensores en la estructura.

#### Sensores y adquisición de datos

El sensor de vibración utilizado para el sistema de monitorización fue el acelerómetro MEMS ADXL327 desarrollado por Analog Devices [97]. Se trata de un acelerómetro triaxial pequeño (4 x 4 x 1.45 mm) y de muy bajo consumo con señal de salida en tensión. Puede medir la aceleración estática, i.e. la gravedad, además de la aceleración dinámica. Este acelerómetro tiene buenas características (rango de medición de  $\pm 2.5$  g, sensibilidad hasta 500 mV/g, ancho de banda hasta 550 Hz), pero tiene un inconveniente importante: no está diseñado para transmitir la señal a largas distancias. Por otra parte, se deben colocar condensadores en los circuitos de medición de cada eje para seleccionar el ancho de banda de interés.

Con el fin de solventar los problemas descritos anteriormente, se diseñó un circuito acondicionador que permitía su uso en esta aplicación. Para asegurar la tensión de trabajo requerida para la sensibilidad de 500 mV/g, se utilizó una fuente de alimentación de 12 V y un regulador de tensión de 3,6 V con el fin de evitar pérdidas de carga en los cables. La impedancia de cada canal a la salida del acelerómetro es de 32 k $\Omega$ , lo suficientemente grande como dar problemas de ruido en los cables. Así, se utilizó un amplificador operacional para reducir la impedancia a 10 m $\Omega$  y reducir el ruido a 25  $\mu\text{g}/(\text{Hz})^{1/2}$ .

La Figura 3-72 muestra el esquema de las diferentes partes del circuito del sensor de vibración que han sido identificadas con los siguientes números: (1) el acelerómetro ADXL327, (2) tres condensadores, uno en cada canal, que se utilizan para seleccionar el ancho de banda (100 Hz), (3) un regulador de tensión en la entrada de acelerómetro, (4) un amplificador operacional a la salida de cada eje de medición y (5) un LED para comprobaciones. Se diseñó

### 3. Metodología y resultados

y fabricó una placa de circuito impreso para conectar todos los componentes (Figura 3-73). Esta placa tenía que ser pequeña por requisitos de instalación (17 x 50 mm). También es importante destacar que uno de los ejes del acelerómetro triaxial se colocó a lo largo de la dirección longitudinal de la placa.

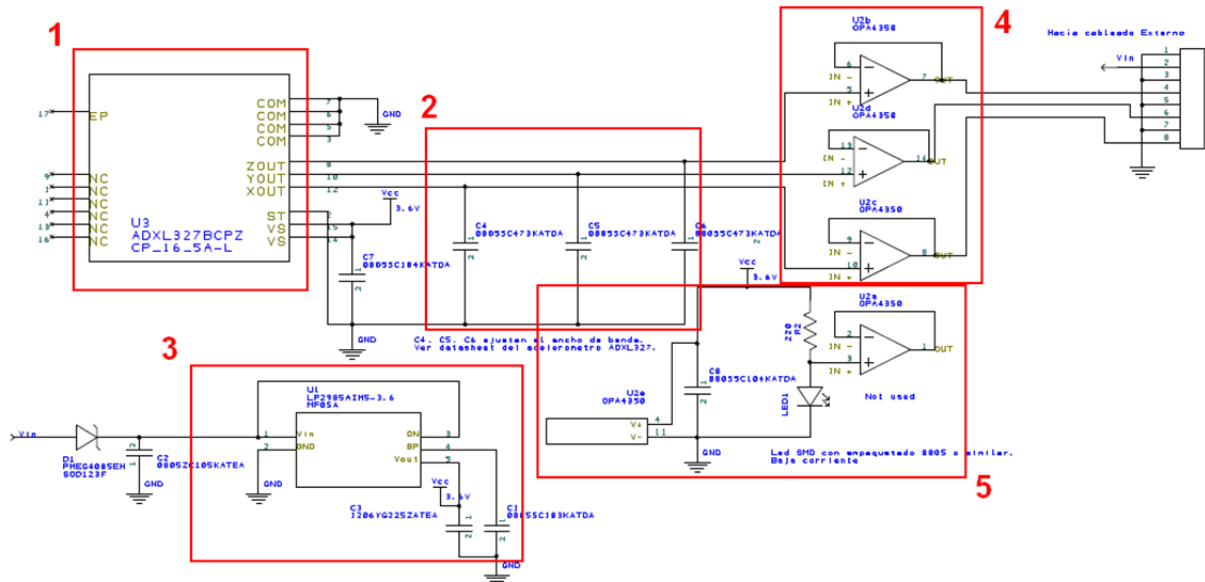


Figura 3-72. Esquema del circuito acondicionador del sensor de vibración. (1) sensor MEMS, (2) condensadores, (3) regulador de tensión, (4) amplificador operacional y (5) LED.

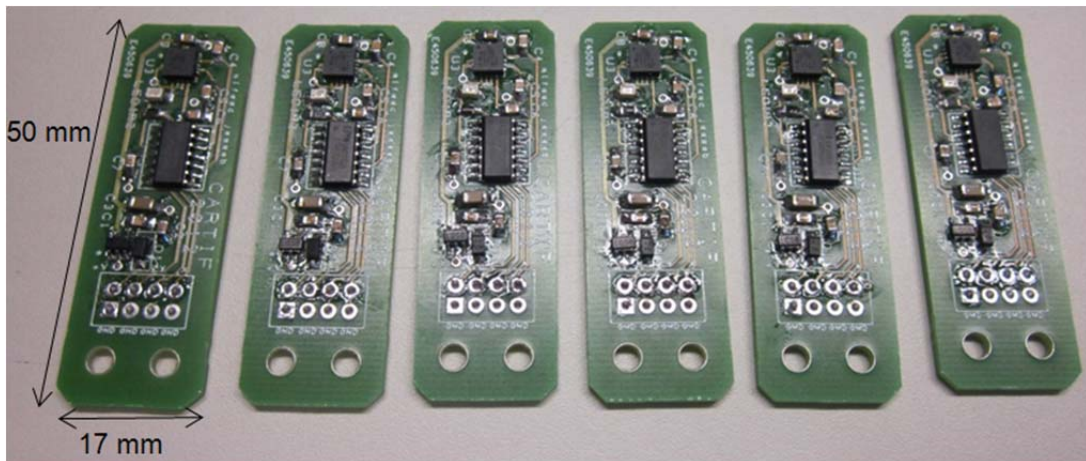


Figura 3-73. Placa de circuito impreso con componentes.

Por último, la placa de circuito impreso con todos sus componentes se recubrió con un revestimiento plástico termorretráctil para protegerlo de las condiciones ambientales (Figura 3-74). Los acelerómetros desarrollados lograron tanto una buena relación señal-ruido (sensibilidad constante y bajo nivel de ruido) como la posibilidad de ser instalado en el interior del tubo de la barandilla.





Figura 3-74. Acelerómetro usado en la monitorización.

El sensor de temperatura utilizado en el sistema de monitorización fue el modelo T0110 de Comet con un rango de medida de  $-30$  a  $80$  °C y una precisión  $\pm 0.4$  °C [98]. El sensor de viento que se utilizó fue el modelo 03002L de RM Young Company con un rango de medida de  $0$  a  $50$  m/s y precisión  $\pm 0.5$  m/s para la velocidad y rango de  $360$  ° y precisión de  $\pm 5$  ° para la dirección [99].

Como el sistema de monitorización está formado por 18 acelerómetros triaxiales, un sensor de temperatura y un anemómetro y una veleta, el sistema de adquisición necesitaba al menos 57 canales en voltaje. El sistema elegido fue el CompactRIO 9076 de National Instruments con dos módulos NI 9205 de 32 canales de entradas analógicas cada uno (Figura 3-75). Este es un sistema que posee un chasis robusto con un sistema de control embebido y reconfigurable que permite la adquisición en tiempo real. El procesador en tiempo real es de 400 MHz y tiene la posibilidad de conexión Ethernet, USB y RS232 [100]. Cada módulo tiene 32 entradas analógicas con neutro común con una resolución de 16 bits, una frecuencia de muestreo total de 250 kS/s y un rango de tensión de  $\pm 200$  mV a  $\pm 10$  V [101].

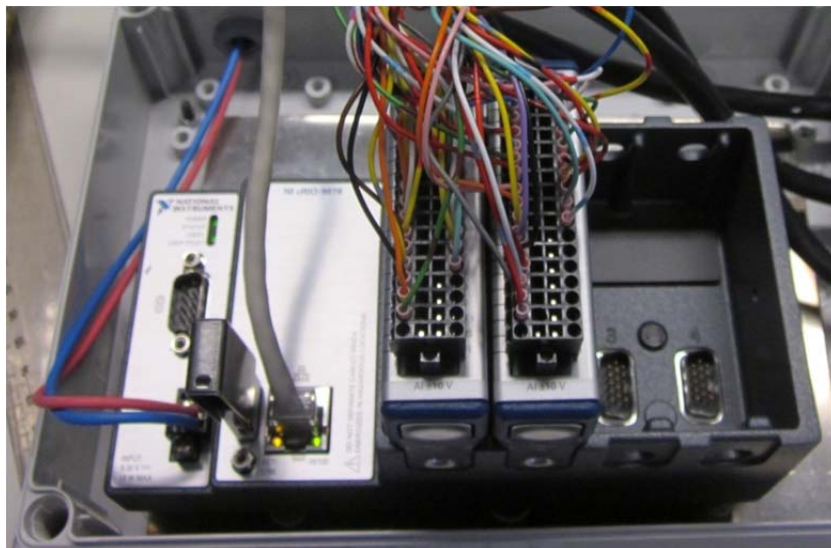


Figura 3-75. Registrador con módulos en voltaje.

La frecuencia de muestreo elegida para cada canal fue de 200 Hz, lo suficiente como para identificar los parámetros modales de la estructura y para evitar problemas de aliasing (los modos de vibración significativos tienen frecuencias naturales inferiores a 10 Hz). Se crea un

### 3. Metodología y resultados

---

archivo con los datos grabados cada hora con el fin de evitar pérdidas significativas de datos ante fallos puntuales de alimentación. Este archivo queda disponible para su descarga a través de Internet.

#### Instalación

Los acelerómetros y los cables se introdujeron en el tubo de la barandilla y los sensores de temperatura y viento se instalaron en la torre de iluminación pública cercana a la estructura (Figura 3-76). Para la instalación, se prepararon los 9 acelerómetros cableados y se distanciaron 10.625m, formando una manguera de hasta 9 cables en la parte más gruesa que se deslizó con ayuda de un pasacables. Se cuidó que cada placa (Figura 3-74) quedase alineada con la manguera de tal manera que se aseguraba una de las direcciones (identificada como eje x) del acelerómetro triaxial, pero no las otras dos.

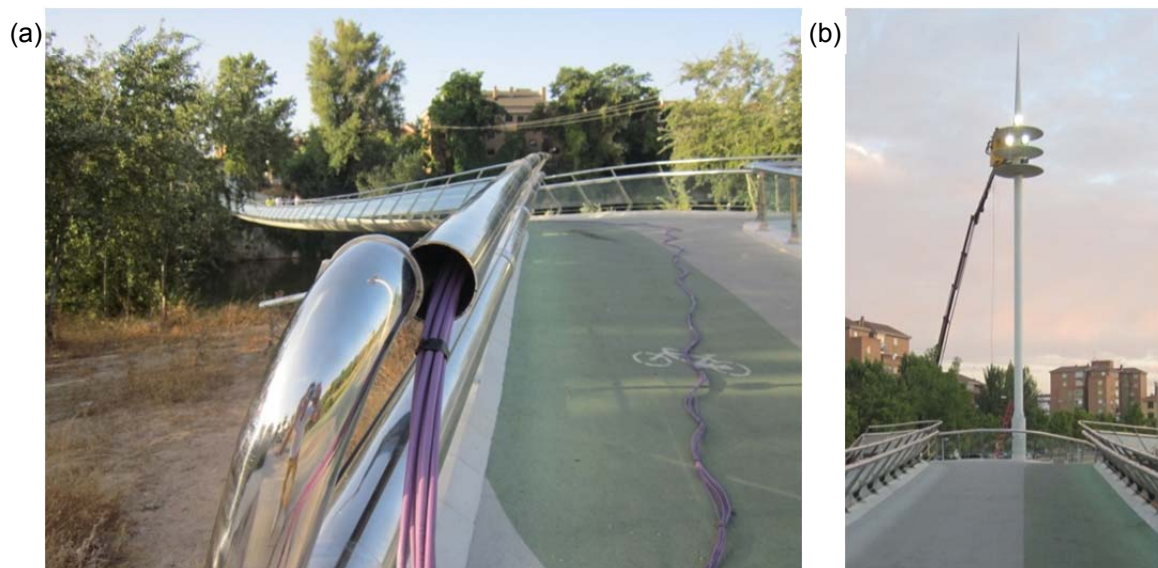


Figura 3-76. Instalación de los sensores. (a) Acelerómetros y cables. (b) Medidor de temperatura y viento.

Las dos mangueras eran lo suficientemente largas para llegar al cuadro de alumbrado público situado cerca de la pasarela, donde se instalaron el sistema de adquisición de datos y el router inalámbrico (Figura 3-77).



Figura 3-77. Sistema de medida instalado en el sistema eléctrico.

#### Validación in-situ

Una vez instalado el equipo de monitorización se realizó una validación del mismo. Primeramente, se comprobó que los acelerómetros se colocaron en el lugar correcto. Sin embargo, había que tener en cuenta que la orientación de los acelerómetros era desconocida: el eje x de cada acelerómetro coincidía con el eje longitudinal de la pasarela en ese punto, pero las direcciones de los otros dos ejes eran desconocidas (Figura 3-78). Aprovechando que los acelerómetros MEMS son capaces de medir desde 0 Hz, i.e. miden la aceleración estática, se utiliza la medida de la gravedad para calcular los ángulos de Euler entre el sistema de coordenadas del acelerómetro y el sistema de coordenadas absoluto (Figura 3-79).

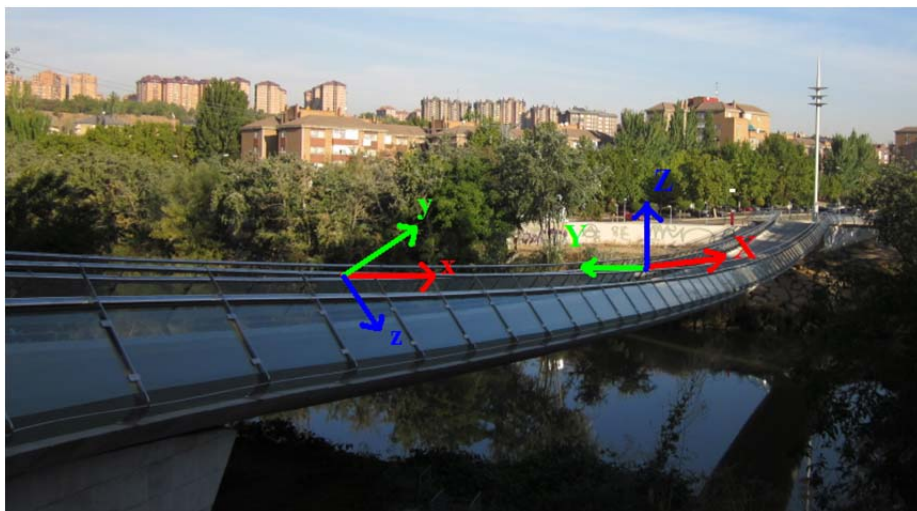


Figura 3-78. Ejes del acelerómetro y ejes absolutos.

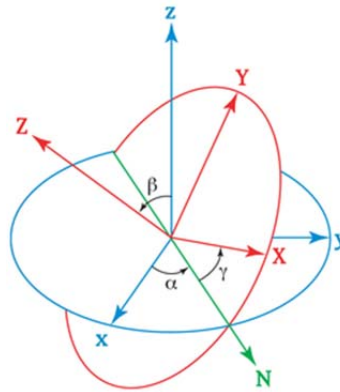


Figura 3-79. Sistema de ejes fijo (azul) y sistema de ejes rotado (rojo).

La matriz de cambio de base ( $R$ ) entre un sistema de coordenadas fijo (o absoluto) XYZ y un sistema de coordenadas móvil xyz (sistema que puede rotar) viene dada por

$$R = \begin{pmatrix} \cos \gamma \cdot \cos \beta & \sin \gamma \cdot \cos \beta & -\sin \beta \\ \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha - \sin \gamma \cdot \cos \alpha & \sin \gamma \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha + \cos \gamma \cdot \cos \alpha & \cos \beta \cdot \sin \alpha \\ \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha + \sin \gamma \cdot \sin \alpha & \sin \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha - \cos \gamma \cdot \sin \alpha & \cos \beta \cdot \cos \alpha \end{pmatrix}. \quad (3-42)$$

El eje x del acelerómetro permanece en el plano XZ absoluto, por lo que no existe rotación en torno al eje Z absoluto ( $\gamma = 0$ ). Los otros dos ángulos ( $\alpha$  y  $\beta$ ) pueden obtenerse resolviendo la siguiente ecuación

$$\underline{a}^e = R \cdot \underline{g} \rightarrow \begin{pmatrix} a_x^e \\ a_y^e \\ a_z^e \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & -\sin \beta \\ \sin \beta \cdot \sin \alpha & \cos \alpha & \cos \beta \cdot \sin \alpha \\ \sin \beta \cdot \cos \alpha & \sin \alpha & \cos \beta \cdot \cos \alpha \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -9.81 \end{pmatrix}, \quad (3-43)$$

siendo  $\underline{a}^e$  el vector de aceleración estática en los ejes del acelerómetro (i.e. el valor de continua de cada uno de los ejes del acelerómetro) y  $\underline{g}$  el vector de la gravedad. Como quiera que la pasarela está en continuo movimiento, es necesario promediar los 3 registros de cada acelerómetro durante un cierto intervalo de tiempo (60 s) para obtener una medida de la aceleración estática registrada por cada uno de ellos. Una vez identificada la matriz de transformación  $R$ , el vector de aceleración en cada instante de tiempo en coordenadas absolutas  $\underline{A}$  se obtiene a partir del vector de aceleración medido  $\underline{a}$  como sigue

$$\underline{A} = R^T \cdot \underline{a} \rightarrow \begin{pmatrix} A_x \\ A_y \\ A_z \end{pmatrix} = R^T \cdot \begin{pmatrix} a_x \\ a_y \\ a_z \end{pmatrix}, \quad (3-44)$$

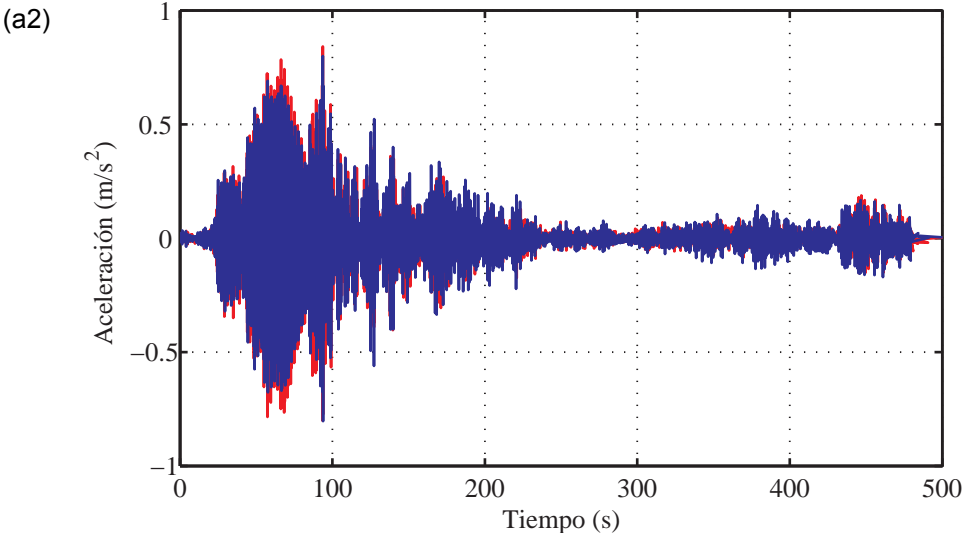
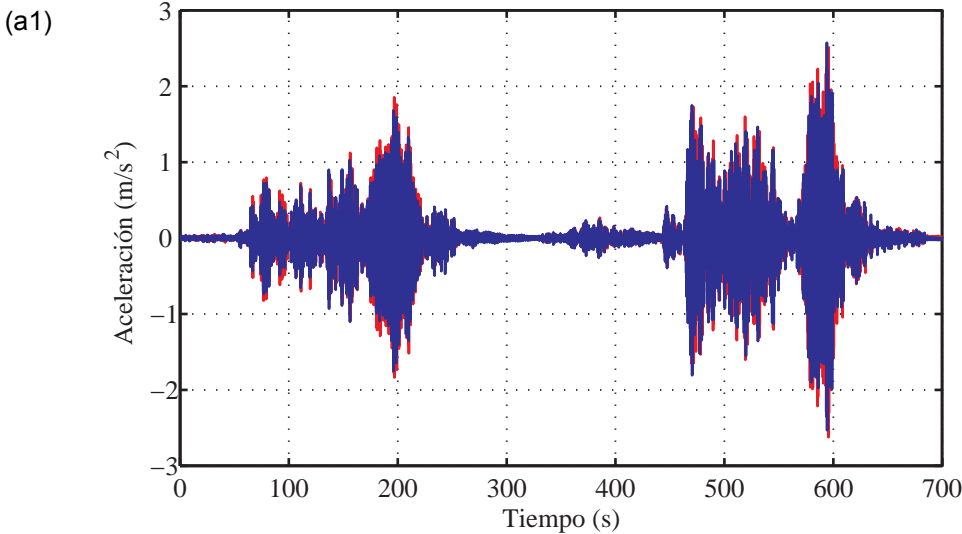
y posteriormente se elimina la media del registro resultante para dejar cada señal oscilando en torno al cero como es usual.

Se realizaron pruebas de grupos de peatones caminando sobre la pasarela y se registró la vibración de la estructura utilizando acelerómetros piezoeléctricos comerciales y los nuevos sensores MEMS (Figura 3-80). Los acelerómetros piezoeléctricos utilizados fueron los MMF-KS48C (Metra Mess-und Frequenztechnik) con alta sensibilidad (1000 mV/g) y bajo rango de frecuencia ( $<0,2$  Hz). El sistema de adquisición de datos utilizado para estos acelerómetros fue el MGCplus de HBM con módulos ICP para acelerómetros piezoeléctricos.



Figura 3-80. Sistema de medida de los acelerómetros piezoeléctricos y su posición en el tablero.

Los acelerómetros piezoeléctricos se nivelaron para medir la aceleración en ejes absolutos. Estos valores se compararon con los registros obtenidos con los MEMS postprocesados como se ha indicado anteriormente. En la Figura 3-81 se muestra la aceleración medida con ambos acelerómetros en dos pruebas diferentes tanto en el dominio del tiempo como en el de la frecuencia. Los resultados obtenidos fueron prácticamente iguales, salvo que en los registros obtenidos con los MEMS aparece un nuevo pico de resonancia en el espectro en frecuencia en torno a los 4,9 Hz. Este nuevo pico podría deberse a un modo local de la barandilla.



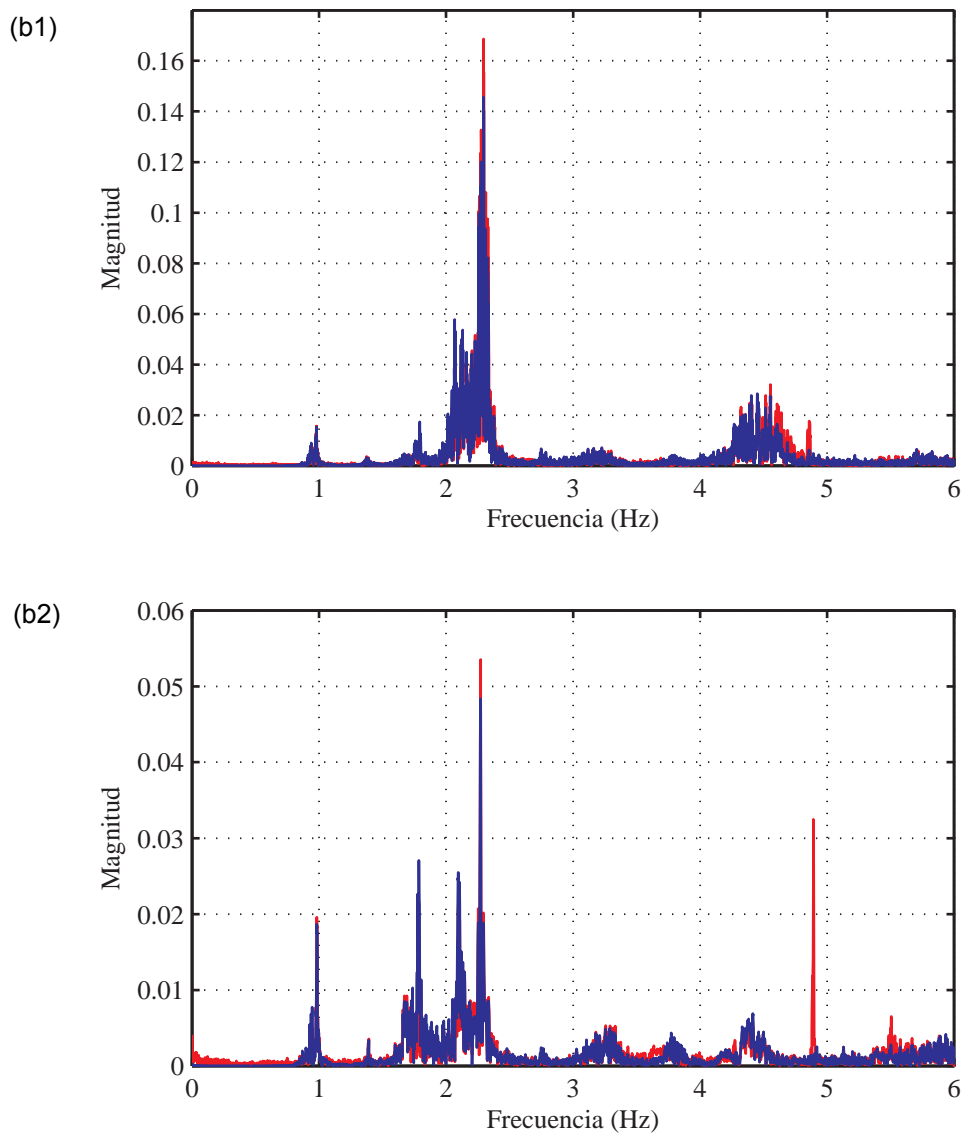


Figura 3-81. Dos ejemplos de la respuesta de la pasarela medida con acelerómetros piezoeléctricos (azul) y MEMS (rojo). a) Dominio del tiempo. b) Dominio de la frecuencia.

### 3.3.3. Caracterización dinámica

Para la caracterización dinámica de la PPGB se realizó un OMA utilizando los datos registrados por el sistema de monitorización diseñado. Los parámetros modales se identificaron empleando el algoritmo en el dominio de la frecuencia EFDD. En la Tabla 3-17 se muestran los valores de frecuencia y amortiguamiento obtenidos para los ocho primeros modos y en la Figura 3-82 a Figura 3-89 se muestran las formas modales de esos ocho primeros modos.

### 3. Metodología y resultados

Tabla 3-17. Resultados del OMA de la PPGB.

Modo	Descripción	Frecuencia (Hz)	Amortiguamiento (%)
1	1 <sup>er</sup> modo de flexión vertical	0.85	1.69
2	1 <sup>er</sup> modo de torsión	0.96	1.85
3	1 <sup>er</sup> modo de flexión lateral	1.00	2.48
4	2 <sup>o</sup> modo de flexión vertical	1.38	0.78
5	2 <sup>o</sup> modo de flexión lateral	1.48	2.68
6	3 <sup>er</sup> modo de flexión vertical	1.76	0.67
7	3 <sup>er</sup> modo de flexión lateral	2.11	2.95
8	4 <sup>o</sup> modo de flexión lateral	2.50	3.27

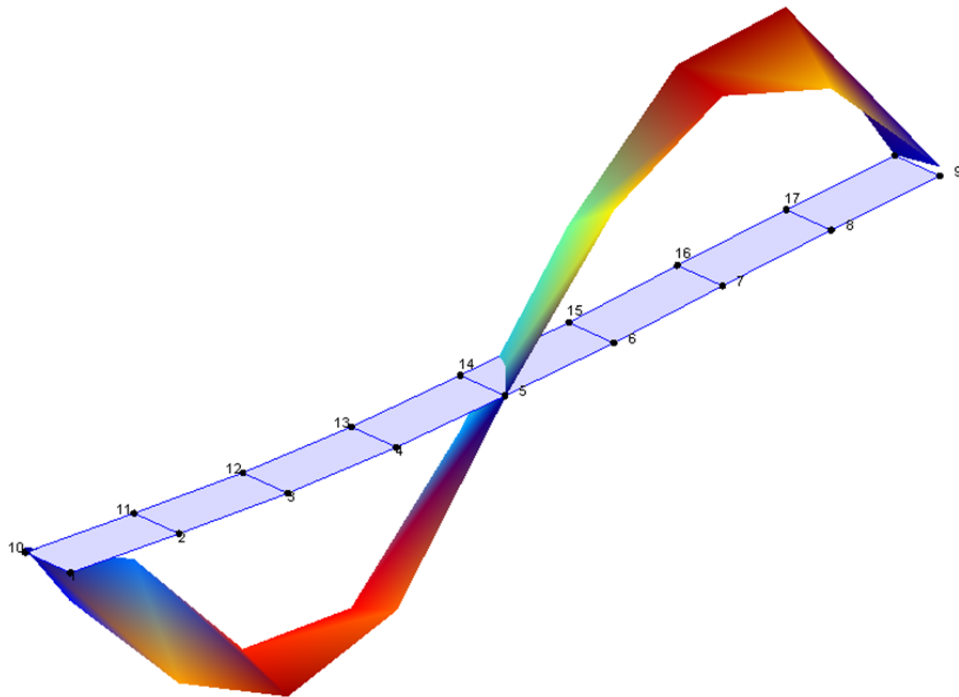


Figura 3-82. Primer modo de flexión vertical de la PPGB (0.85 Hz).



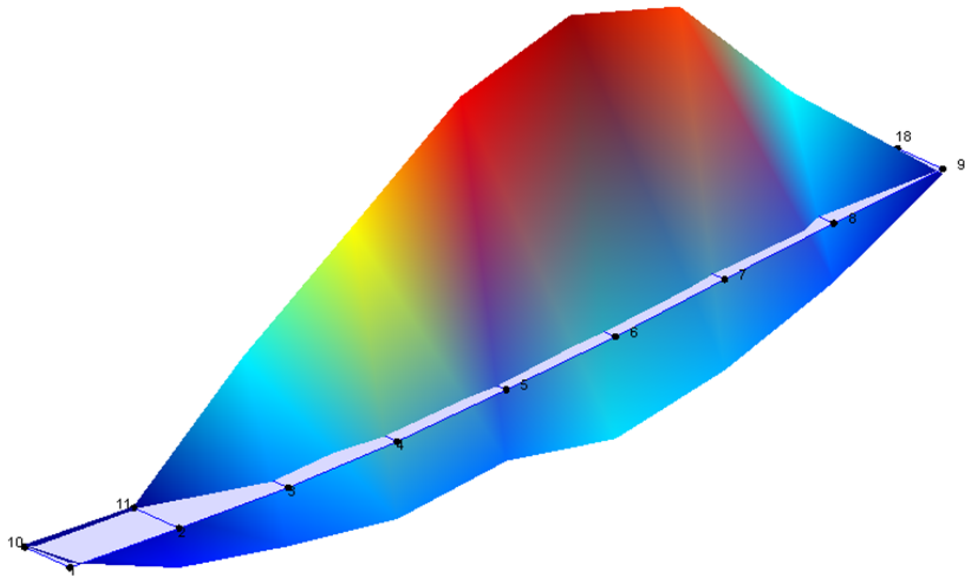


Figura 3-83. Primer modo de torsión de la PPGB (0.96 Hz).

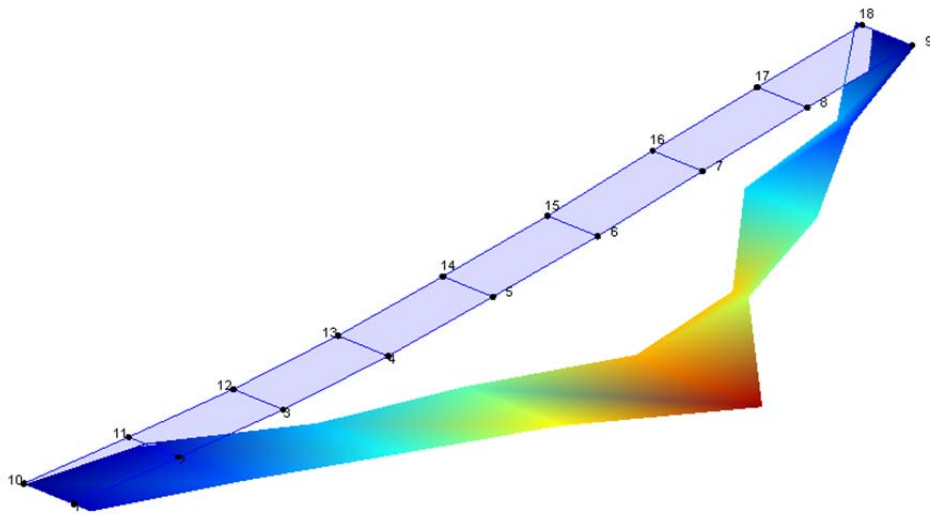


Figura 3-84. Primer modo de flexión lateral de la PPGB (1.00 Hz).

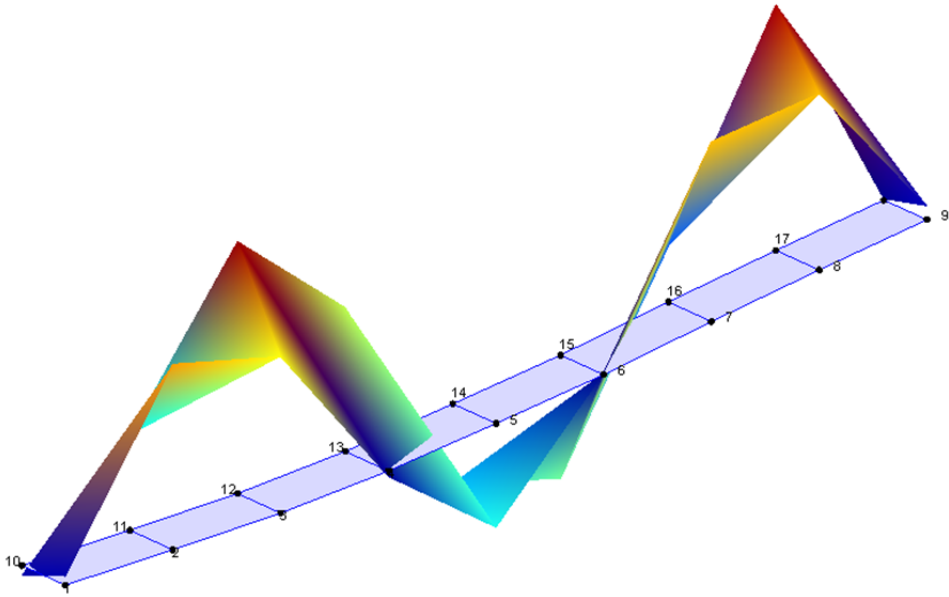


Figura 3-85. Segundo modo de flexión vertical de la PPGB (1.38 Hz).

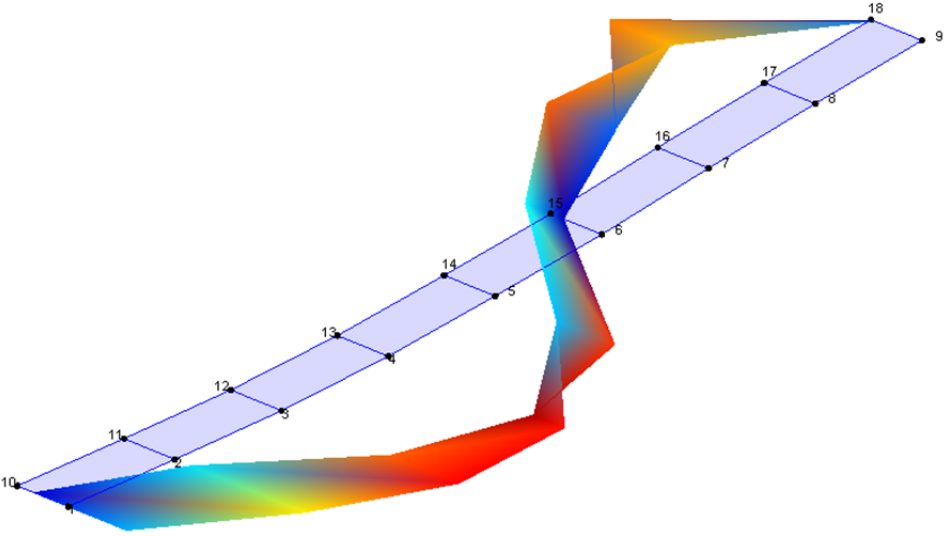


Figura 3-86. Segundo modo de flexión lateral de la PPGB (1.48 Hz).

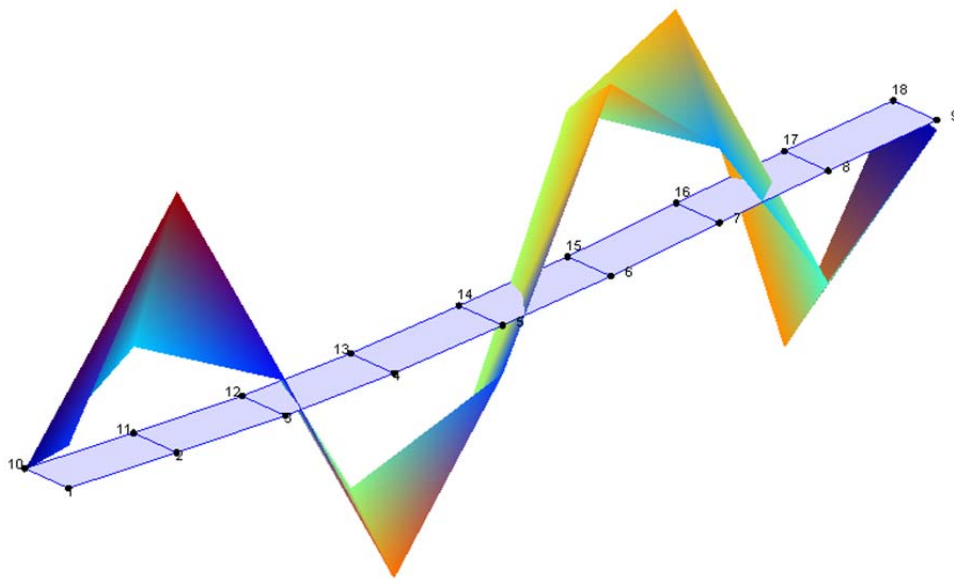


Figura 3-87. Tercer modo de flexión vertical de la PPGB (1.76 Hz).

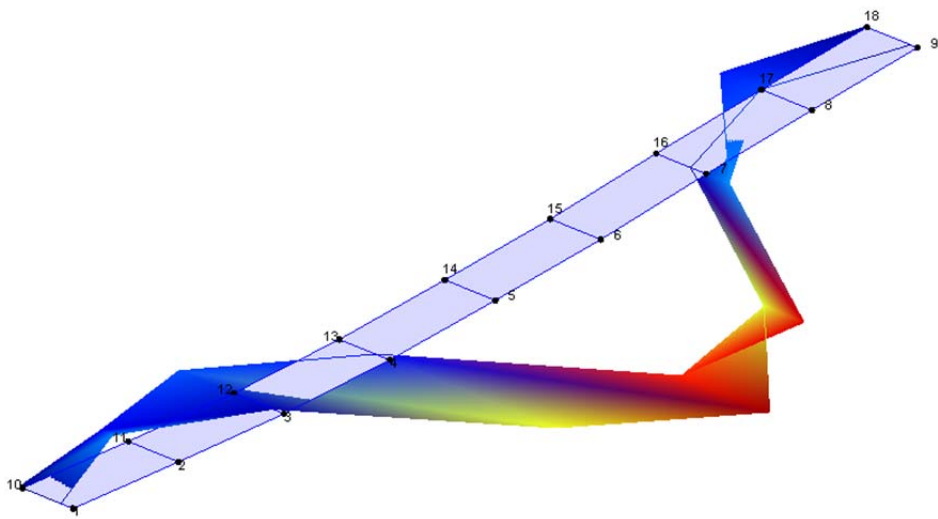


Figura 3-88. Tercer modo de flexión lateral de la PPGB (2.11 Hz).

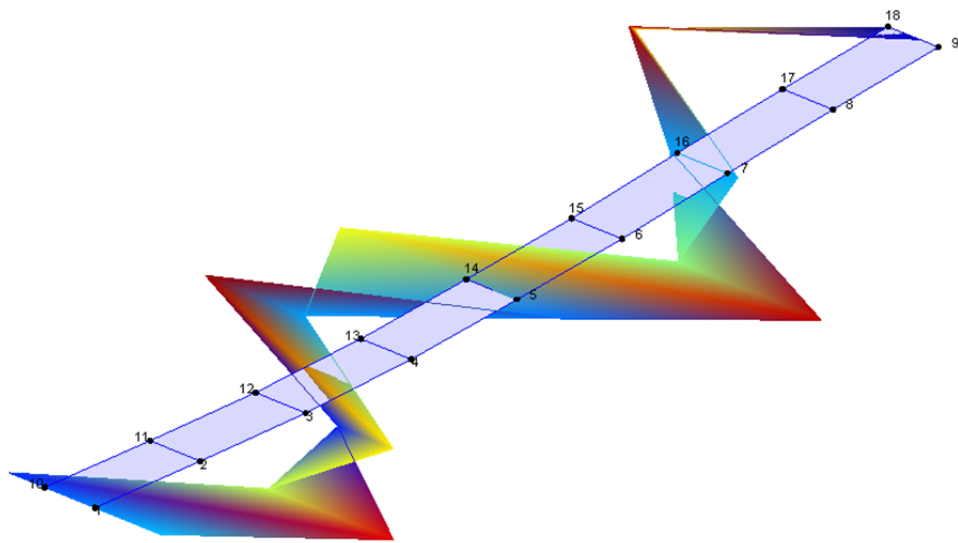


Figura 3-89. Cuarto modo de flexión lateral de la PPGB (2.50 Hz).

### 3.3.4. Variabilidad de la estimación modal

Se realizó un estudio de la influencia de la temperatura en los parámetros modales de la pasarela peatonal. Se calcularon los parámetros modales de la PPGB realizando OMA's utilizando los datos registrados por el sistema de monitorización diseñado. Para el OMA se ha empleado el método de identificación en el dominio del tiempo SSI (*Stochastic Subspace Identification*), método que se ha impuesto en los últimos años por su eficacia en el análisis modal operacional/ambiental. Más en concreto, se ha empleado el SSI basado en la covarianza que ha sido programado en MATLAB [102]. En la Figura 3-90, Figura 3-91 y Figura 3-92 se muestra la influencia de la temperatura en las frecuencias de los tres primeros modos de flexión vertical.

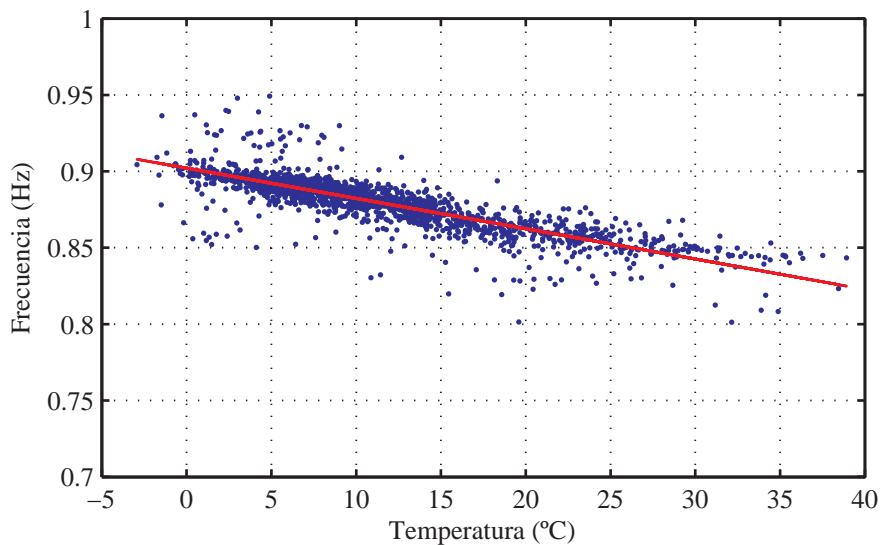


Figura 3-90. Influencia de la temperatura en la frecuencia del primer modo de flexión vertical.

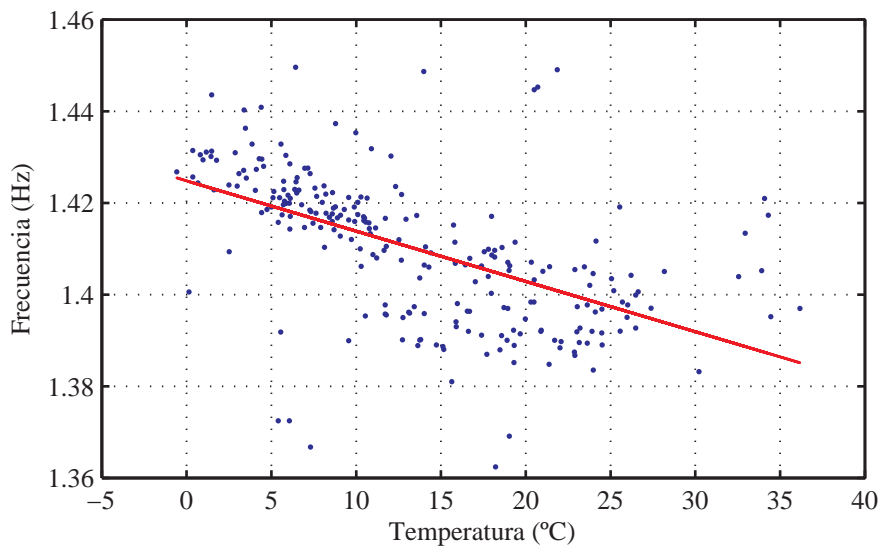


Figura 3-91. Influencia de la temperatura en la frecuencia del segundo modo de flexión vertical.

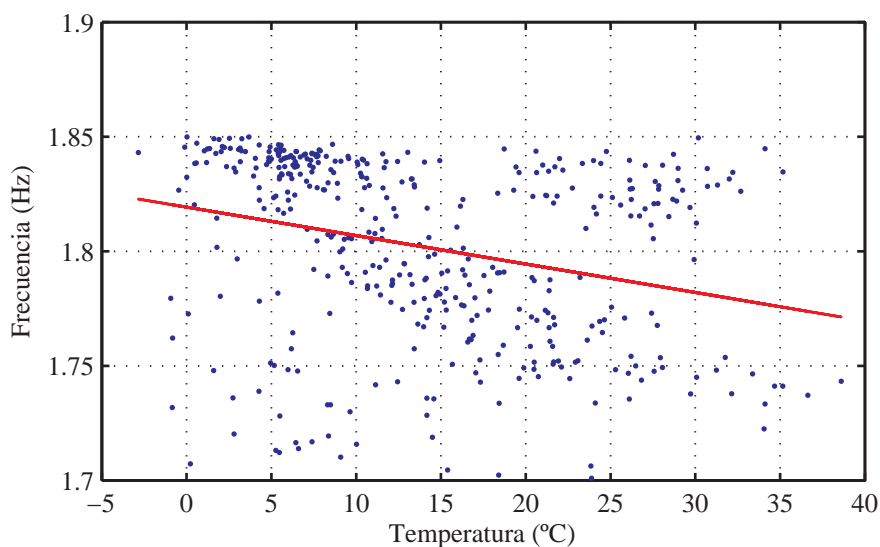


Figura 3-92. Influencia de la temperatura en la frecuencia del tercer modo de flexión vertical.

Se puede observar que la temperatura tiene una gran influencia en la estimación de la frecuencia, teniendo variaciones que en el primer modo de flexión de hasta una décima de Hz.

### 3.3.5. Evaluación del estado límite de servicio de vibraciones

Se realizaron diversas pruebas para verificar el ELSV en la PPGB. En primer lugar se realizaron varios ensayos para estudiar la respuesta de la estructura ante diferentes cargas de peatones y comprobar si se cumplían los criterios de confort dados en las normativas. Así, diversos peatones, con la ayuda de un metrónomo, cruzaron la PPGB sincronizándose a las frecuencias naturales de los modos 1, 2, 4, 6 y 8. A modo de ejemplo, en la Figura 3-93 y Figura 3-94 se muestran los registros temporales de un peatón andando y corriendo a la frecuencia del modo 6. En la Figura 3-95 se muestran los valores de aceleración máxima

### 3. Metodología y resultados

---

obtenidos en todas las pruebas realizadas junto con los límites de confort propuestos en las normativas.

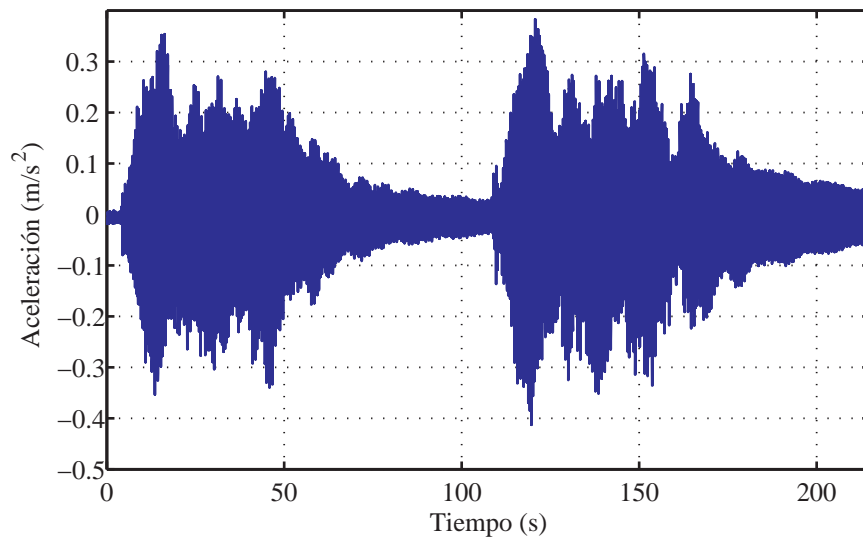


Figura 3-93. Respuesta de la estructura debida a la excitación de un peatón andando a 1.76 Hz.

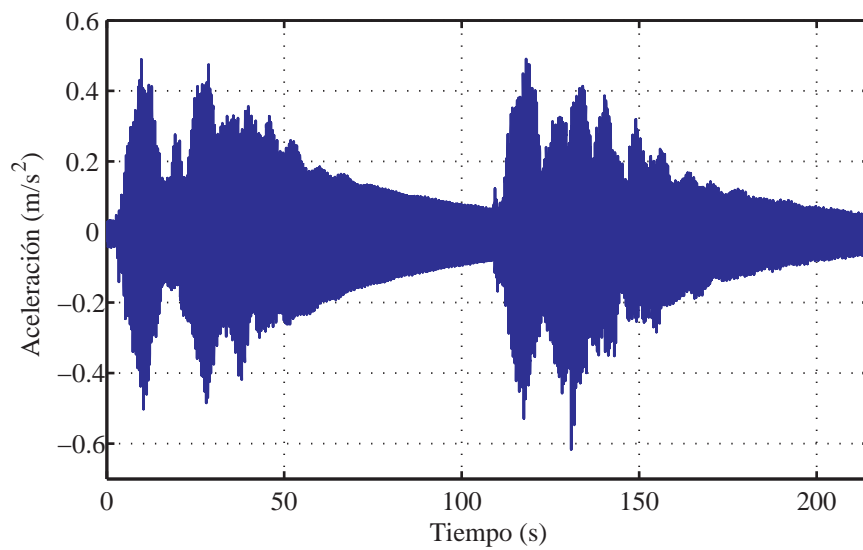


Figura 3-94. Respuesta de la estructura debida a la excitación de un peatón corriendo a 1.76 Hz.

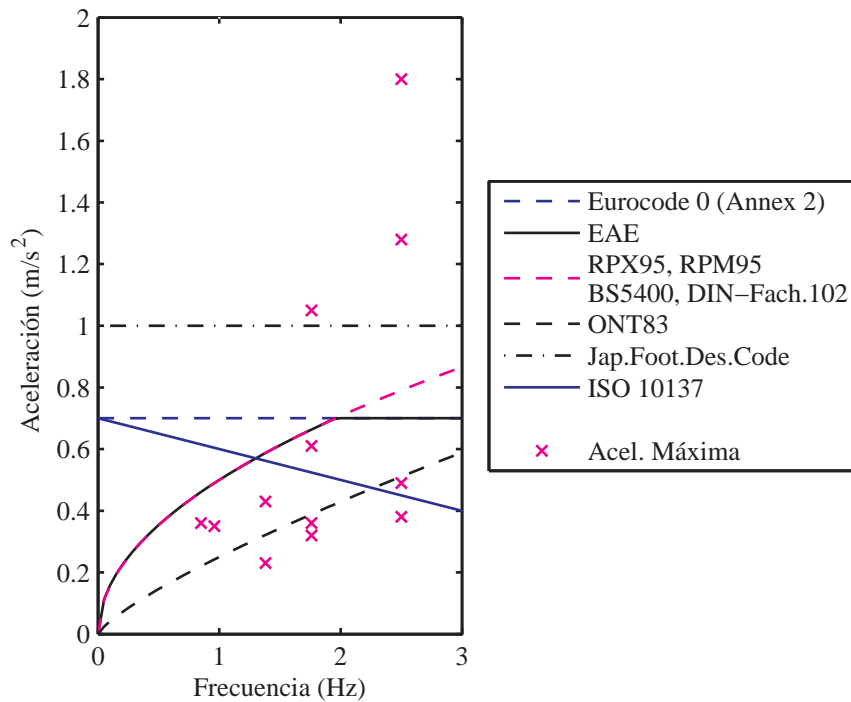


Figura 3-95. Evaluación del ELSV de la PPGB con peatones andando y corriendo.

Analizando los resultados mostrados en la Figura 3-95, se observa que la PPGB tiene valores de aceleración máximos por encima de la normativa española, aunque en la mayoría de los casos se observa que la pasarela sí que cumple la normativa.

Además de las pruebas puntuales descritas anteriormente, se hizo un estudio de los valores máximos de aceleración de los registros obtenidos en continuo por el sistema de monitorización. A modo de ejemplo, en la Figura 3-96 se muestran las aceleraciones máximas cada hora registradas en la pasarela durante el mes de enero de 2013.

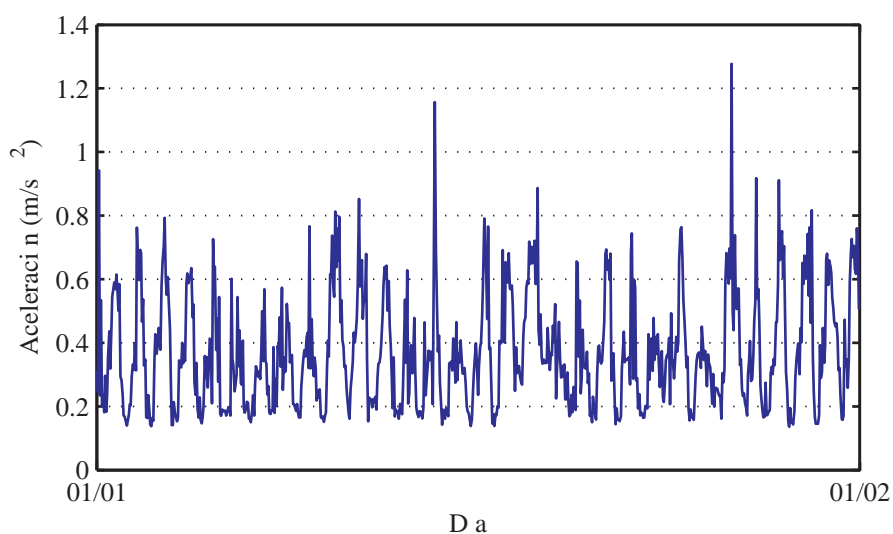


Figura 3-96. Aceleraciones máximas horarias en la PPGB durante el mes de enero de 2013.

### 3. Metodología y resultados

También se calculó el factor R de las aceleraciones laterales y verticales en cada mes. El factor R representa el tanto por ciento del tiempo en el que el parámetro (en este caso la aceleración) supera un determinado valor. En la Tabla 3-18 y Tabla 3-19 se muestra el factor R de la aceleración vertical y lateral respectivamente.

Tabla 3-18. Porcentaje del tiempo en el que la aceleración vertical de la PPGB supera un cierto valor.

Mes	a>0.005 (%)	a>0.05 (%)	a>0.2 (%)	a>0.5 (%)	a>0.7 (%)	a>1 (%)	a>2 (%)	a>3 (%)	a>4 (%)
Octubre'12	98.613	86.271	54.408	14.595	3.858	0.093	0.002	0.000	0.000
Noviembre'12	97.775	77.835	39.531	10.417	2.700	0.070	0.000	0.000	0.000
Diciembre'12	97.279	72.715	28.189	7.307	1.886	0.054	0.000	0.000	0.000
Enero'13	96.847	68.395	19.190	5.290	1.423	0.044	0.000	0.000	0.000
Febrero'13	96.868	68.882	22.778	6.602	1.875	0.062	0.000	0.000	0.000
Marzo'13	97.728	77.328	40.215	11.023	2.635	0.051	0.000	0.000	0.000
Abril'13	98.480	84.700	50.879	11.583	2.267	0.042	0.000	0.000	0.000
Mayo'13	98.828	88.203	54.979	11.022	2.976	1.249	0.502	0.206	0.088
Junio'13	98.940	89.371	57.898	15.416	6.970	4.048	1.541	0.637	0.227
Julio'13	98.869	88.683	55.488	14.044	6.985	4.558	1.744	0.671	0.313
Agosto'13	98.988	89.819	59.175	18.094	9.799	5.832	1.792	0.500	0.131
Septiembre'13	97.949	79.181	35.418	4.477	1.372	0.613	0.228	0.135	0.132
Octubre'13	97.559	74.825	23.896	2.254	1.086	0.345	0.025	0.011	0.010
Noviembre'13	97.845	78.593	26.510	1.572	0.412	0.160	0.020	0.011	0.010
Total	97.981	79.739	39.458	9.159	3.031	1.010	0.337	0.125	0.053

Tabla 3-19. Porcentaje del tiempo en el que la aceleración lateral de la PPGB supera un cierto valor.

Mes	a>0.005 (%)	a>0.05 (%)	a>0.2 (%)	a>0.5 (%)	a>0.7 (%)	a>1 (%)	a>2 (%)	a>3 (%)	a>4 (%)
Octubre'12	95.822	59.658	4.411	0.016	0.005	0.001	0.000	0.000	0.000
Noviembre'12	95.180	52.935	3.495	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Diciembre'12	94.965	49.652	2.737	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Enero'13	94.989	49.004	2.262	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Febrero'13	94.945	49.061	2.891	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Marzo'13	95.665	55.771	4.123	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Abril'13	95.920	59.597	3.887	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Mayo'13	95.851	59.903	3.129	0.001	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Junio'13	95.740	59.097	2.614	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Julio'13	95.312	55.408	1.744	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Agosto'13	95.548	57.408	2.169	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
Septiembre'13	91.011	34.270	1.171	0.133	0.131	0.127	0.117	0.107	0.094
Octubre'13	87.388	15.365	1.307	0.461	0.278	0.149	0.032	0.009	0.008
Noviembre'13	87.123	18.169	0.183	0.002	0.001	0.001	0.000	0.000	0.000
Total	93.849	47.580	2.603	0.048	0.032	0.021	0.011	0.009	0.008

Se puede observar que, en el caso de la aceleración vertical, si consideramos un valor de confort de  $0.7 \text{ m/s}^2$ , sólo el 3 % del tiempo la PPGB soporta valores superiores a dicho valor y en el caso de la aceleración lateral, considerando un valor de confort de  $0.2 \text{ m/s}^2$ , solamente el 2.6 % del tiempo se supera este valor.



## 4. CONCLUSIONES

La tesis que se ha presentado es el resultado de los trabajos realizados por el autor dentro de los proyectos de investigación siguientes:

- Proyecto de investigación BIA2011-28493 del programa de apoyo a Proyectos de Investigación Fundamental No Orientada (PIFNO) del Ministerio de Ciencia e Innovación.
- Proyecto de investigación VA019A07 del Programa de apoyo a proyectos de Investigación de la Junta de Castilla y León
- Proyecto de investigación PCT-380000-2007-4 financiado por el Ministerio de Educación y Ciencia.
- Proyecto de investigación C16/2006 del programa de ayudas a la realización de proyectos de investigación, desarrollo e innovación tecnológica en el marco del Plan Nacional de Investigación Científica, Desarrollo e Innovación Tecnológica 2004-2007, correspondientes al Área de Transportes y Construcción, del Ministerio de Fomento.
- Proyecto de investigación FIT 380000-2005-0104 DRAGADOS S.A financiado por el Ministerio de Industria.

Dentro de estos proyectos, el autor se ha centrado en las pasarelas peatonales en general, y en particular en la caracterización dinámica de la estructura y en el ELSV, tanto en su análisis como en las posibles soluciones con amortiguadores de masa. A continuación se exponen las principales conclusiones y aportaciones y además, se proponen una serie de trabajos futuros a modo de continuación de la investigación desarrollada.

### 4.1. Conclusiones y aportaciones de la tesis

En esta tesis se han investigado diferentes aspectos relacionados con la monitorización, análisis y el control de vibraciones en estructura peatonales, como son las pasarelas. Se trata de una tesis con contenido fundamentalmente experimental que en muchas de sus partes puede servir de guía para otros investigadores o ingenieros que se dispongan a analizar y resolver un problema de vibraciones en estas estructuras. Así, estos trabajos se han realizado sobre dos pasarelas singulares situadas en la ciudad de Valladolid y que se encuentran actualmente en servicio. A continuación se presentan las principales aportaciones asociadas a los diferentes campos del estudio dinámico de vibraciones:

(i) En el apartado de la caracterización dinámica se ha realizado una revisión de las principales metodologías existentes en el análisis dinámico experimental y se han presentado los trabajos prácticos realizado en las dos estructuras. También se ha presentado un nuevo método para calcular la masa modal del sistema, un parámetro imprescindible para obtener estimaciones usando modelos y para el diseño de sistemas de control. En ambas estructuras se ha estudiado la influencia que tiene los agentes ambientales (temperatura y viento) y el

grado de ocupación en las propiedades modales. Este es un aspecto clave en el estudio del ELSV y la posible implementación de un sistema de monitorización de fallos. No existen muchos trabajos publicados ejemplos en los que se estudien estos factores. Además, se ha presentado el desarrollo y la instalación de un sistema de monitorización continuo en la pasarela de banda tesa. Este sistema emplea acelerómetros de bajo coste basados en la tecnología MEMS. Además, la instalación tuvo cierta dificultad ya que no se podía afectar en ninguna medida la estética de la estructura, lo cual obligó a instalar los acelerómetros dentro del tubo de la barandilla no pudiéndose conocer a priori la orientación de los acelerómetros. Dicho sistema fue puesto a punto, validado experimentalmente y empleado para el análisis del ELSV. Sin duda que la descripción detallada de todo el proceso ayudará a investigadores e ingenieros encargados de diseñar sistemas de monitorización de vibraciones con restricciones tanto en la estética de la estructura como en el presupuesto del sistema.

(ii) En el apartado del análisis del ELSV se ha realizado una revisión de las principales normativas y guías de diseño que abordan dicho análisis. En general, las normativas en vigor recomiendan rangos de frecuencia que deben ser evitados por las frecuencias naturales de las pasarelas, y valores máximos de aceleración que aseguren el estado de servicio de la pasarela. En esta tesis se han estudiado en detalle tres de los documentos que proponen modelos de carga (explicando de forma práctica su uso). Además, se han realizado estimaciones de la respuesta de las pasarelas utilizando dichos modelos y se han comparado los resultados estimados con resultados experimentales obtenidos mediante la realización de numerosas pruebas. No existen apenas trabajos en la literatura dónde realmente se compruebe la bondad de estos modelos en una estructura ya en servicio. En general, los resultados simulados y los registros experimentales indican que las guías de cálculo tienden a sobrestimar la respuesta de la estructura. Sin embargo, si se tiene en cuenta la influencia de los peatones en los parámetros modales la estimación mejora, y se ajusta bastante bien a los resultados reales. Así, se ha visto que la influencia de los peatones en las propiedades modales puede ser importante en la dirección vertical. Se concluye que sería recomendable que futuras guías de cálculo incluyan, de alguna manera, esta influencia evitando sobrestimaciones muy elevadas. Sin embargo, antes de que esto pueda ocurrir es necesario continuar realizando cuantificaciones en pasarelas en servicio y realizar análisis estadísticos.

Por otro lado, a partir de las pruebas realizadas, se observa la dificultad que existe en la sincronización, aumentando ésta, como es lógico, cuanto mayor es el número de peatones que intentan sincronizarse. También se ha visto que la sincronización al andar es más complicada que al correr, motivo por el que las estimaciones andando dan peores resultados que corriendo, al tener valores experimentales menores que si estuvieran totalmente sincronizados.

(iii) En el apartado de los sistemas de control, se han recopilado los diferentes sistemas que se han empleado hasta la fecha en el control de vibraciones en estructuras peatonales y se

ha abordado el problema de la cancelación de vibraciones en una de las estructuras. Se han diseñado e implementado dos amortiguadores inerciales, uno pasivo y otro activo. El sistema pasivo basado en un amortiguador de masa sintonizado ha sido diseñado, construido e instalado. Se aportan (a diferencia de la gran mayoría de trabajos encontrados en la literatura) detalles que incluyen desde el diseño teórico como la fabricación del mismo hasta la fabricación de los amortiguadores viscosos o a la elección de los muelles. Este tipo de sistemas pasivos funcionan relativamente bien cuando la respuesta de la estructura está dominada por un modo de vibración fundamental. Sin embargo cuando aparecen más de un modo de vibración en la respuesta dinámica su comportamiento se degrada drásticamente y puede ser necesario utilizar otros sistemas más avanzados. Así, en esta tesis se ha explorado el uso de un amortiguador de masa activa. Para tal fin, se ha empleado un excitador electrodinámico utilizado para el análisis dinámico como actuador. Se ha cerrado un lazo de control automático y se han controlado las vibraciones de la estructura de forma activa. Hasta donde ha podido saber el autor, esta ha sido la única implementación práctica de un control activo con cierto grado de éxito en una pasarela en servicio. Como conclusión de las pruebas realizadas, se ha visto que el sistema pasivo es efectivo para vibraciones de amplitudes importantes (por encima de  $1\text{-}2\text{ m/s}^2$ ), pero poco efectivo para vibraciones de baja amplitud. Por otro lado, el sistema activo tiene un comportamiento que básicamente es insensible al nivel de amplitud de la excitación; eso sí, está limitado por la máxima fuerza que es capaz de dar el actuador, que puede no ser suficiente para excitaciones grandes.

#### **4.2. Trabajos futuros**

A continuación se exponen algunos de los posibles trabajos futuros:

(i) desarrollo e implementación de un sistema de monitorización de la salud estructural (SHM) en la PPGB utilizando el sistema de monitorización instalado

(ii) desarrollo e implementación de sistemas de control semiactivo, tanto de rigidez como de amortiguamiento variable, que mejoren el comportamiento de los sistemas ya probados

(iii) desarrollo e implementación de algoritmos de control activo de múltiples entradas y múltiples salidas (MIMO) que mejoren el comportamiento de los sistemas de control activo desarrollados.

(iv) desarrollo de nuevos modelos de carga de peatones en pasarelas peatonales que mejoren los existentes actualmente en las guías y normativas.



## 5. ARTÍCULOS PUBLICADOS

“Modal mass estimation from output-only data using oscillator assembly”

Javier Porras, Jesús de Sebastián, Carlos Casado, Antolín Lorenzana.

*Mechanical Systems and Signal Processing*. Vol. 26. 15-23. 2012.

Factor de impacto: 1.913.

Categoría: Engineering, mechanical.

Ranking: Q1.





Contents lists available at ScienceDirect

## Mechanical Systems and Signal Processing

journal homepage: [www.elsevier.com/locate/ymssp](http://www.elsevier.com/locate/ymssp)

## Modal mass estimation from output-only data using oscillator assembly

J.A. Porras<sup>a,\*</sup>, J. de Sebastian<sup>a</sup>, C.M. Casado<sup>a</sup>, A. Lorenzana<sup>a,b</sup>

<sup>a</sup> Centro Tecnológico CARTIF, Parque Tecnológico 205, 47151 Boecillo, Valladolid, Spain

<sup>b</sup> ITAP, University of Valladolid, 47011 Valladolid, Spain

### ARTICLE INFO

#### Article history:

Received 14 June 2010

Received in revised form

6 April 2011

Accepted 18 June 2011

Available online 8 July 2011

#### Keywords:

Modal analysis

Output-only

Tuned mass damper

Modal mass

Mode shape scaling

### ABSTRACT

A novel single degree of freedom method is proposed to identify the modal mass or mode shape scaling of an isolated vibration mode from output-only data, using the response of the system coupled with an oscillator which can be very small in comparison. The expedient is considerably simpler than some alternatives requiring controlled input, and no prior assumption is required concerning the unknown parameter, but the frequency of the mode must be known in advance. Two proof-of-concept algorithms were developed for testing the method: a frequency domain peak picking algorithm for lightly damped systems and a time domain one that can take heavy damping into account. Tests were performed on a laboratory set-up and on a real lively footbridge (with and oscillator mass around 1% of the modal mass), assessing the viability of the method and its suitability for real applications.

© 2011 Elsevier Ltd. All rights reserved.

### 1. Introduction

Modal analysis, by decoupling the equations of motion, allows for the solution of systems with multiple degrees of freedom, and hence has long been one of the capital tools of vibration analysis. Even partial knowledge of modal parameters can be very valuable; however unless the full set of parameters are obtained, a complete model cannot be composed, and full simulation of the system is not possible.

Classical modal testing [1,2] can provide estimations for all modal parameters, including mode shape scaling, but requires the input to be controlled; this implies elaborate and expensive equipment [3–5] that are often not practical, or feasible at all—specially in large systems such as civil structures. Brownjohn and Pavic [6] proposed a method to approximate the modal mass of lively footbridges by using human-induced excitation, that is not measured on site, but previously in laboratory conditions, and presumed to vary little enough.

Operational modal analysis [7] is a relatively recent technique that emphasizes testing under ambient instead of laboratory conditions, using output-only data. Under certain conditions [8] it overcomes the need for controlled input, and can estimate natural frequencies, damping and mode shapes from output-only data; but it cannot directly provide mode shape scaling. Without this information the model is incomplete and it cannot simulate the system. Various applications of modal analysis [9] need mode shape scaling or modal mass information. In particular, once a specific mode has been identified as problematic because of resonant excitations, its modal mass must be known in order to design a comprehensive vibration control strategy, for example for the precise design of tuned mass dampers [10].

\* Corresponding author. Tel.: +34 983 546504; fax: +34 983 546521.

E-mail addresses: [japofran@yahoo.es](mailto:japofran@yahoo.es), [javpor@cartif.es](mailto:javpor@cartif.es) (J.A. Porras).

Nevertheless there have been advancements in mode shape scaling using output-only in-operation measurements; Parloo et al. [11] proposed such a method, comprising the measurement of natural frequency shifts caused by controlled lumped mass attachments. Research has also been carried out on hybrid testing with both operational and controlled (exogenous) inputs [12] at once, using methods that allow for smaller amplitudes of the exogenous forces, rendering the testing considerably more practical.

The present method is an alternative solution to the problem of scaling modes found by operational methods; the fundamental approach is different, and a different experimental set-up is used. Section 4.2 shows one example of a real application in which this method was considered suitable.

In order to obtain the scaling information of an otherwise known mode, a secondary vibratory system is attached, and the coupled response of the assembly is recorded and processed. The mass of this secondary system can be relatively small, although experimental work so far has not essayed oscillators below 1% of the modal mass (see Section 4.2). It is assumed that no other mode participates in the coupled response, so the presence of other modes with close natural frequencies and interfering shapes would pose a problem. The mathematical validity of the method itself is not dependent on specific values for the parameters of this secondary oscillator; however its natural frequency should be conveniently chosen close to that of the mode whose mass is to be estimated, for good signal to noise ratio with minimal secondary mass. Such a vibratory system can be a dynamic absorber or tuned mass damper [13–15].

In the following Section 2 the problem at hand is explained and the notation established, and the equivalence between modal mass and mode shape scaling is demonstrated. In Section 3 two algorithms are proposed to implement the method. In Section 4 the algorithms are put to test, with a laboratory benchmark test and a real application in civil engineering.

## 2. Theoretical background

Before introducing the method itself, which will be done in Section 3, it is necessary at this point to explain the problem, and establish the notation to be used henceforth. The equivalence between modal mass and mode shape scaling will also be shown and proven. The content of this section will be already familiar to engineers and scientists versed in modal analysis, as well as the formulation of the problem itself, but is included for the sake of clarity.

It is common in the literature, when the study of a single mode of a vibratory system can be of interest [13–15] to reduce the model of the system to a single degree of freedom (SDOF) linear system, whose vibratory parameters derive from that single mode. The proposed method involves attaching a secondary oscillator that interacts essentially with one mode alone. The resultant assembly comprising the original system and the oscillator is accordingly regarded as a system with two degrees of freedom (2-DOF). Physical coordinates are used instead of modal ones, so the two DOF are the displacements of both the oscillator and the point of the original system where it is attached; in this context both displacement (and its derivatives) and modal mass would vary if the location of the oscillator were changed, as will be demonstrated below.

Let us consider the whole original  $N_f$ -DOF system whose free response can be described by the equations:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{0} \quad (1)$$

where  $\mathbf{u}$  is the displacement vector and  $\mathbf{M}$ ,  $\mathbf{C}$ , and  $\mathbf{K}$  the mass, damping, and stiffness matrices [2]. When this system is coupled with an oscillator attached to its  $n$ th DOF, a degree of freedom is added and the new equations of motion are

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}} + \mathbf{K}\mathbf{u} - m_d(2\zeta_d\omega_d(\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2(u_d - u_n))[\delta_{in}] = 0 \quad (2)$$

$$\ddot{u}_d + 2\zeta_d\omega_d(\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2(u_d - u_n) = 0 \quad (3)$$

where  $u_d$  is the absolute displacement of the oscillator,  $m_d$  its mass,  $\omega_d$  its natural frequency,  $\zeta_d$  its damping ratio, and  $[\delta_{in}]$  denotes a vector whose components are all zero except for the  $n$ th one which equals unity.

The fundamental change of basis of modal analysis will be used to decouple the original  $N_f$ -DOF system (1):

$$\mathbf{u} = \Phi\mathbf{q} \quad (4)$$

where  $\Phi$  is the modal matrix, whose columns are the mode shapes, and the components of  $\mathbf{q}$  are called modal or natural coordinates. The mode shapes are normalized or scaled so that

$$\Phi^T\mathbf{M}\Phi = \mathbf{I} \quad (5)$$

Substituting Eq. (4) into Eq. (1) and considering the orthogonality of the modes (approximately extensive to the damping term if it is small), the  $N_f$  equations would result uncoupled as

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i\omega_i\dot{q}_i + \omega_i^2q_i = 0 \quad (6)$$

where  $i = 1 \dots N_f$ , and  $\omega_i$  and  $\zeta_i$  are the natural frequency and modal damping ratio of each  $i$ th mode. Applying the same operations to Eq. (2), which includes an additional term representing the action exerted by the oscillator, the result is

$$\ddot{q}_i + 2\zeta_i\omega_i\dot{q}_i + \omega_i^2q_i - m_d(2\zeta_d\omega_d(\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2(u_d - u_n))\phi_{ni} = 0 \quad (7)$$



The free vibration of the assembly is modelled by Eq. (7) (particularized for the mode of interest,  $i=m$ ) and Eq. (3). Nevertheless there is the difficulty that Eq. (7) includes modal coordinates, which are mathematical abstractions that cannot be measured physically.

The vibrations studied by this method must be participated only by the oscillator and the  $m$ th mode. Any excitations or additional modes would have to be filtered out. This means the  $\mathbf{q}$  vector has only one non-zero component, and then from Eq. (4)

$$u_n = \phi_{nm} q_m \quad (8)$$

According to notation,  $\phi_{nm}$  is the  $n$ th component of the ( $m$ )th mode shape of interest, where  $n$  is the index of the DOF where to the oscillator has been attached. Substituting this into Eq. (7) it becomes

$$\ddot{u}_n + 2\zeta_m \omega_m \dot{u}_n + \omega_m^2 u_n - m_d (2\zeta_d \omega_d (\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2 (u_d - u_n)) \phi_{nm}^2 = 0 \quad (9)$$

which along with Eq. (3) constitute the equation system for the reduced 2-DOF model.

The modal mass  $m_m$  is defined as the mass of a SDOF system equivalent to the mode of interest, in the physical coordinate  $u_n$  (as opposed to modal or natural coordinates,  $\mathbf{q}$ ). The equations of free motion of such a system coupled with the secondary oscillator into a 2-DOF system, found by applying Newton's Second Law directly, are

$$\ddot{u}_n + 2\zeta_m \omega_m \dot{u}_n + \omega_m^2 u_n - \frac{m_d}{m_m} (2\zeta_d \omega_d (\dot{u}_d - \dot{u}_n) + \omega_d^2 (u_d - u_n)) = 0 \quad (10)$$

and Eq. (3). Comparing Eq. (10) with Eq. (9) it can be seen that

$$m_m = \frac{1}{\phi_{nm}^2} \quad (11)$$

In consequence, once the value for the modal mass is calculated, Eq. (11) can be used to scale the respective unscaled mode shape, previously obtained from operational modal analysis. If the  $n$ th component of the unscaled mode shape is  $\check{\phi}_{nm}$ , according to Eq. (11) the unscaled mode shape vector must be multiplied by the scalar ratio

$$\frac{\phi_{nm}}{\check{\phi}_{nm}} = \frac{1}{\check{\phi}_{nm} \sqrt{m_m}} \quad (12)$$

and hence the mode shape is scaled according to Eq. (5).

### 3. Algorithms

The aim of the proposed method is to obtain the modal mass (or mode scaling, see Eq. (11)) by attaching a secondary vibratory system to the main system under study, and recording the coupled response of this assembly. An inspection of Eqs. (9) and (3) shows that modal mass does influence the free response of this 2-DOF system. Because of this it will be possible to calculate the modal mass out of the free response if the rest of the system parameters are known, even without knowing the magnitude of the initial excitation that caused the vibration. This is unlike the case of a linear SDOF system, whose free response is characterized by a shape constant in all cases, and an amplitude that would remain constant if both the mass of the system and the magnitude of the initial excitation—or total energy in the system at that moment—were changed at the same time according to a certain relationship [13].

The natural frequency of the oscillator should be chosen close to the mode under study:

$$\omega_d \approx \omega_m \quad (13)$$

so the effect of a light oscillator (small  $m_d$  value) will be noticeable even on a much heavier system, and the two aforementioned modes are close and can be easily filtered from the rest of the spectrum. The precise value of  $\omega_d$  is not critical, as long as it is known and close to the mode of interest.

Two algorithms have been developed to implement and test this method. They are proof of the more generic concept propounded here, namely estimating the modal mass out of the free response (e.g. impulse excited) of the proposed assembly.

#### 3.1. Frequency domain algorithm

The apparent effect of an oscillator complying with Eq. (13) on the frequency response function of the assembly is to “split” the original mode into two close ones. The position and relative magnitude of these two modes depend on the parameters of the oscillator [13]. Since the parameters of the oscillator are all known, the proposed method uses the position of these modes in the frequency spectrum to obtain the modal mass.

Carrying out a modal analysis on the system governed by Eqs. (9) and (3) (considering Eq. (11)), the two natural frequencies are found to be [16]

$$\omega_1 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\omega_m^2 + \omega_d^2(1+\mu) + \sqrt{(\omega_m^2 + \omega_d^2(1+\mu))^2 - 4\omega_m^2\omega_d^2}} \quad (14)$$

$$\omega_2 = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{\omega_m^2 + \omega_d^2(1 + \mu) - \sqrt{(\omega_m^2 + \omega_d^2(1 + \mu))^2 - 4\omega_m^2\omega_d^2}} \quad (15)$$

where the mass ratio  $\mu$  is defined as the quotient of the oscillator mass divided by the modal mass:

$$\mu = \frac{m_d}{m_m} \quad (16)$$

The original frequency  $\omega_m$  can be found by analysing the original system (without oscillator) with any operational method. The coupled natural frequencies  $\omega_1$  and  $\omega_2$  can be obtained from the free response of the coupled system, whose recording is the experimental requisite of this method.

Hence the unknown  $\mu$  can be found by solving Eq. (14) or Eq. (15). Although both should lead to the same one value, in practice their solutions will differ depending on the quality of the experimental data.

Considering that Eqs. (14) and (15) do not take into account any damping, high damping could pose a problem. The effect of increasing damping on the oscillator is to bring the two peaks of the coupled frequency response function closer together [13]. Nevertheless, the impact on frequency peak location of typical values of intrinsic damping is usually very little. In Section 3.2 it will be put forward an alternative time domain algorithm that can take damping—both on the oscillator and the original system—into account.

### 3.2. Time domain algorithm

For the time domain approach, a state space formulation of the aforementioned 2-DOF assembly model (formed by the mode of interest and the oscillator) will be used. Customarily the choice of state variables would be, in this order: displacement of the original system, its velocity, displacement of the oscillator, and its velocity, referenced as absolute. The equations of free motion (equivalent to Eqs. (10) and (3)) in this state space form are

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{A}\mathbf{x} \quad (17)$$

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\omega_m^2 - \mu\omega_d^2 & -2\zeta_m\omega_m - 2\mu\zeta_d\omega_d & \mu\omega_d^2 & 2\mu\zeta_d\omega_d \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \omega_d^2 & 2\zeta_d\omega_d & -\omega_d^2 & -2\zeta_d\omega_d \end{bmatrix} \quad (18)$$

However it may be advantageous to use a different set of state variables, because in practice acceleration can be usually measured more conveniently than velocity or displacement. Applying the change of variables

$$\mathbf{y} = \mathbf{x} \quad (19)$$

differentiating Eq. (17), and considering that the state matrix is time-invariant, the equations of motion in this different state space are

$$\dot{\mathbf{y}} = \mathbf{A}\mathbf{y} \quad (20)$$

And so the state variables chosen are velocity of the original system, its acceleration, velocity of the oscillator, and its acceleration. Nevertheless, the similarity between Eqs. (17) and (20) means that the choice is irrelevant to this method, because it is based on free response.

A solution to Eq. (20) is

$$\mathbf{y}(t+T) = e^{\mathbf{A}T}\mathbf{y}(t) \quad (21)$$

The input fed to the algorithm consists of a data log of the four state variables, sampled with a constant period  $T$ , for any segment of transient free response. (The free response signal of the 2-DOF system can be extracted from the data log, applying a band-pass filter enclosing the two modes of interest.) The state variables are sampled at  $N_s$  instants indexed  $k=0, \dots, N_s-1$ , and so the total duration of the sampled time segment is  $T(N_s-1)$ . A truncated approximation is used in Eq. (21):

$$e^{\mathbf{A}T} = \sum_{i=0}^{\infty} \frac{T^i}{i!} \mathbf{A}^i \approx \sum_{i=0}^p \frac{T^i}{i!} \mathbf{A}^i \equiv \mathbf{S} \quad (22)$$

Since the unknown  $\mu$  is present in the state matrix, the elements of  $\mathbf{S}$  will be in general polynomials in  $\mu$  of degree  $p$ . An estimation of the state at the following sampling instant  $t_{k+1}$  can be had by applying Eqs. (21) and (22) to every sampled state  $\mathbf{y}(t_k) \equiv \mathbf{y}(k)$  at  $t_k = kT$  ( $k=0, \dots, N_s-2$ ):

$$\mathbf{y}(k+1) \approx \tilde{\mathbf{y}}(k+1) = \mathbf{S}\mathbf{y}(k) \quad (23)$$

and the elements of this state vector are consequently also expressed as polynomial functions in  $\mu$  of degree  $p$ .

The basic idea of the proposed algorithm is estimating  $\mu$  by minimizing the total deviation between the  $\mathbf{y}$  and  $\tilde{\mathbf{y}}$  sets along  $k=1, \dots, N_s-1$ . The squared Euclidean norm of the difference between the estimated and the measured states is calculated for every sampling point—again as a polynomial in the unknown  $\mu$ , of degree  $2p$ —then added together

progressively, and the solution of the algorithm is the value that minimizes the final sum:

$$\min_{\mu} \sum_{k=1}^{N_s-1} \|\mathbf{y}(k) - \hat{\mathbf{y}}(k)\|^2 \quad (24)$$

This minimum can be found as one of the roots of the derivative, which is in turn a polynomial of degree  $2p-1$ , whose roots can be found algebraically for  $p=1,2$ . This was the approach used in Section 4.

#### 4. Experimental tests

##### 4.1. Laboratory set-up

In order to validate the method and the algorithms, some tests were performed on a laboratory set-up shown in Fig. 1. Three different values were used for the primary mass  $m_m$  (shown on the upper side of the image) and three others for the secondary mass  $m_d$  (on the lower side), totalling nine different experiments as detailed in Table 1. After gently starting movement by hand, the free response was recorded by two accelerometers, which are also visible in Fig. 1. Fig. 2 shows a sample fragment of the free response of the secondary mass during one of the tests.

The results estimated by using the frequency domain algorithm are shown in Table 2. The experiments are numbered according to Table 1. Since the frequency domain algorithm yields two values according to Eqs. (14) and (15) (called



Fig. 1. Set-up used in laboratory tests. A 2-DOF system was built with two variable groups of weights hung by steel springs.

Table 1  
Experiment parameters.

Case	$m_m$ (kg)	$\omega_m$ (rad/s)	$m_d$ (kg)	$\omega_d$ (rad/s)	$\mu$	$\omega_d/\omega_m$
1a	22.88	20.26	1.56	25.11	0.0682	1.2394
1b	22.88	20.26	2.56	19.68	0.1119	0.9714
1c	22.88	20.26	3.56	16.78	0.1556	0.8282
2a	26.80	18.69	1.56	25.11	0.0582	1.3435
2b	26.80	18.69	2.56	19.68	0.0955	1.0530
2c	26.80	18.69	3.56	16.78	0.1328	0.8978
3a	28.94	18.06	1.56	25.11	0.0539	1.3904
3b	28.94	18.06	2.56	19.68	0.0885	1.0897
3c	28.94	18.06	3.56	16.78	0.1230	0.9291

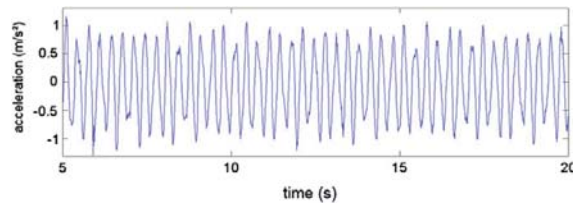


Fig. 2. Sample of free response.

**Table 2**  
Results from the frequency domain algorithm.

Case	$\tilde{m}_m$ (kg)	$\omega_1$ (rad/s)	$\omega_2$ (rad/s)	$\tilde{e}$	$e$
1a	23.08	26.95	18.79	0.0644	0.0087
1b	22.95	23.56	16.96	0.0082	0.0031
1c	22.92	22.56	15.07	0.0187	0.0017
2a	26.13	26.70	17.71	0.1511	-0.0250
2b	26.93	22.56	16.40	0.0657	0.0049
2c	27.11	21.24	14.83	0.0365	0.0116
3a	28.48	26.39	17.22	0.0214	-0.0159
3b	28.55	22.18	16.02	0.0087	-0.0135
3c	29.16	20.61	14.64	0.0301	0.0076

**Table 3**  
Results from the time domain algorithm.

Case	$\tilde{m}_m$ (kg)	$e$
1a	24.92	0.0882
1b	24.83	0.0843
1c	24.09	0.0520
2a	30.51	0.1384
2b	29.26	0.0918
2c	27.44	0.0239
3a	31.82	0.1010
3b	30.70	0.0623
3c	30.20	0.0450

henceforth  $m_{m1}$  and  $m_{m2}$ ), the values displayed on Table 2 are the mean between both

$$\tilde{m}_m = \frac{m_{m1} + m_{m2}}{2} \quad (25)$$

the discrepancy between them defined as

$$\tilde{e} = \frac{|m_{m1} - m_{m2}|}{\tilde{m}_m} = 2 \frac{|m_{m1} - m_{m2}|}{m_{m1} + m_{m2}} \quad (26)$$

and the error defined as

$$e = \frac{\tilde{m}_m - m_m}{m_m} \quad (27)$$

No correlation can be established between  $e$  and  $\tilde{e}$  from these results; nevertheless all these tests showed minimal error, presumably because of the high mass ratio and the virtual absence of damping. Table 2 also shows the two natural frequencies of the 2-DOF assembly.

Table 3 contains the results of the time domain algorithm. It looks significant that the error is always positive corresponding to an overestimation of the modal mass. The required velocity data were obtained from numerical integration of the acceleration data, and an example is shown in Fig. 3, which corresponds to the filtered integral of Fig. 2. Although no special dissipative element was installed, the intrinsic damping ratios  $\zeta_m$  and  $\zeta_d$  were obtained for each mass-spring SDOF subsystem by exponential decay curve fitting of the isolated free response.

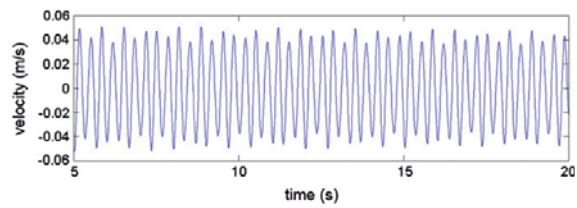


Fig. 3. Sample of velocity response integrated from the acceleration.



Fig. 4. Science Museum Footbridge.

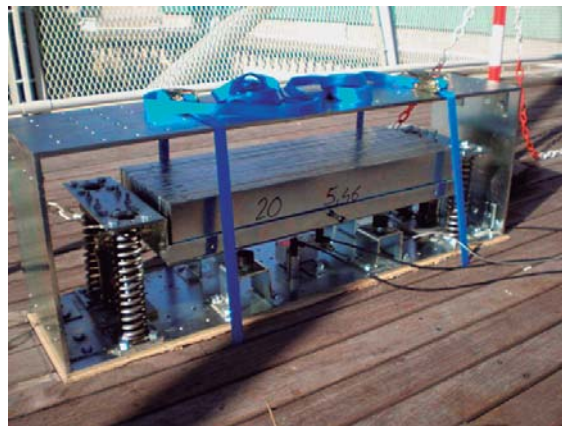


Fig. 5. Prototype tuned mass damper.

#### 4.2. Lively steel footbridge in Valladolid, Spain

The method has been used to estimate the mass of the first vertical mode of one of the spans of the Science Museum Footbridge in Valladolid, Spain (Fig. 4), whose natural frequency has been previously found to be 3.5 Hz, with a damping ratio  $\zeta_m = 0.006$ . This span is a 51 m long steel truss structure [17]. With the aim of reducing the participation of the previously mentioned mode on the response vibration under pedestrian excitation, a tuned mass damper (TMD) had been proposed, and the prototype is pictured in Fig. 5. One of the problems encountered during the design was the unknown modal mass, whose value is needed for calculating the optimal TMD parameters [10,13,14].

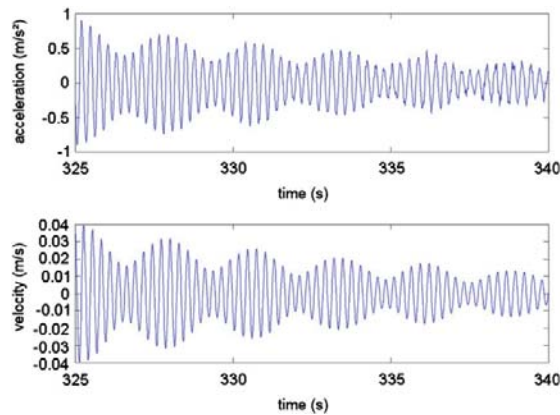


Fig. 6. Free response of the bridge. Top: raw acceleration. Bottom: velocity after integration and filtering.

Table 4

Estimation of the bridge modal mass using both algorithms and an alternative FRF method.

Method	$\bar{m}_m$ (t)
Frequency algorithm	17.95
Time algorithm	18.06
FRF curve fitting	17.90

The very same prototype TMD without dashpots was used to estimate the modal mass by means of the proposed method. This prototype had been tuned to the mode of interest (resulting in  $\omega_d = 3.45$  Hz for  $m_d = 183$  kg) and placed near the centre of the bridge span (anti-node). Due to the lively nature of this structure, a single person was able to excite it enough by bouncing in resonance, then stopping before acquiring the subsequent free response. Fig. 6 shows graphs of the acceleration recorded on the deck, and the velocity obtained by numerical integration.

In addition to the proposed method, the modal mass was estimated with a controlled input method. The bridge was excited with a 445 N shaker, both input (shaker mass acceleration) and output (bridge anti-node acceleration) were measured, and the resultant frequency response function (FRF) was fitted to the theoretical curve to find the modal mass.

Table 4 shows the results of both algorithms, as well as the result of the FRF curve fitting. All results have been averaged from at least three experiments. In the case of the frequency domain algorithm, the deviation  $\bar{\epsilon}$  (Eq. (26)) was 0.133 on average.

## 5. Conclusions

A novel method for estimating a modal mass—or equivalently scaling the mode shape—is proposed. The purpose is to scale a mode already found by other methods, e.g. operational modal analysis. This mode must be excited and its response isolated; so modes with close natural frequencies and interfering shapes would pose a problem. The necessary set-up consists of an oscillator whose natural frequency is close to the mode of interest. An already installed tuned mass damper (TMD) can be made use of, substituting the need for any special equipment, what makes this approach attractive in certain real situations. Two proof-of-concept algorithms were proposed: a frequency domain peak picking algorithm for lightly damped systems and a time domain one that can take heavy damping into account. Tests were performed: on a laboratory set-up of known parameters, where the high potential accuracy of the method was demonstrated; and on a steel footbridge, exploring the practical application in civil engineering.

## Acknowledgements

The authors wish to thank Dr. Ivan Muñoz Diaz from the University of Castilla-la Mancha, for his valuable contribution on the frequency response function measurement and curve fitting.

**References**

- [1] D.J. Ewins, *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, Research Studies Press, Taunton, UK, 2000.
- [2] J. He, Z. Fu, *Modal Analysis*, Butterworth-Heinemann, Oxford, UK, 2001.
- [3] C.R. Farrar, T.A. Duffey, P.J. Cornwell, S.W. Doebling, Excitation methods for bridge structures, in: *Proceedings of the 17th International Modal Analysis Conference*, Kissimmee, Florida, USA, 1999, pp. 1063–1068.
- [4] R.L. Mayes, M.A. Nusser, The Interstate-40 Bridge Shaker Project, Report SAND94-0228, Experimental Structural Dynamics Department, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, USA, April 1994.
- [5] H. Panossian, W. Gawronski, J. Ossman, Balanced shaker and sensor placement for modal testing of large flexible structures, in: *Proceedings of the 16th International Modal Analysis Conference*, Santa Barbara, California, USA, 1998.
- [6] J.M.W. Brownjohn, A. Pavic, Experimental methods for estimating modal mass in footbridges using human-induced dynamic excitation, *Eng. Struct.* 29 (2007) 2833–2843.
- [7] L. Hermans, H. Van der Auweraer, Modal testing and analysis of structures under operational conditions: industrial applications, *Mech. Syst. Signal Process.* 13 (1999) 193–216.
- [8] C. Devriendt, G. De Sitter, S. Vanlanduit, P. Guillaume, Operational modal analysis in the presence of harmonic excitations by the use of transmissibility measurements, *Mech. Syst. Signal Process.* 23 (2009) 621–635.
- [9] J.T. Kim, N. Stubbs, Improved damage identification method based on modal information, *J. Sound Vib.* 252 (2002) 223–238.
- [10] E. Pennestri, An application of Chebyshev's min–max criterion to the optimal design of a damped dynamic vibration absorber, *J. Sound Vib.* 217 (1998) 757–765.
- [11] E. Parloo, P. Verboven, P. Guillaume, M. Van Overmeire, Sensitivity-based operational mode shape normalisation, *Mech. Syst. Signal Process.* 16 (2002) 757–767.
- [12] E. Reynders, G. De Roeck, A hybrid experimental-operational approach to modal parameter identification of large structures, in: *Proceedings of the 4th European Conference on Computational Mechanics*, Paris, France, 2010.
- [13] J.P. Den Hartog, *Mechanical Vibrations*, Dover Publications, New York, USA, 1985.
- [14] J.J. Connor, *Introduction to Structural Motion Control*, Prentice Hall Pearson Education, New Jersey, USA, 2003.
- [15] J. Hwang, H. Kim, J. Kim, Estimation of the modal mass of a structure with a tuned-mass damper using H-infinity optimal model reduction, *Eng. Struct.* 28 (2006) 34–42.
- [16] W.D. Pilkey, *Formulas for Stress, Strain and Structural Matrices*, John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, USA, 2005.
- [17] C.M. Casado, J. de Sebastian, A. Poncela, A. Lorenzana, Design of a semi-active tuned mass damper for the science museum footbridge of Valladolid, in: *Proceedings of the 4th European Conference on Structural Control*, 2008, pp. 125–132.





*“Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio”*

Jesús de Sebastián, Iván M. Díaz, Carlos Casado, Alfonso Poncela,  
Antolín Lorenzana.

*Informes de la construcción*. Vol. 65. Núm.531. 335-348. Julio 2013.

Factor de impacto: 0.465.

Categoría: Construction & building technology.

Ranking: Q3.



Informes de la Construcción  
 Vol. 65, 531, 335-348,  
 julio-septiembre 2013  
 ISSN: 0020-0883  
 eISSN: 1988-3234  
 doi: 10.3989/ic.12.025

## Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio

*Evaluation of acceleration estimates due to pedestrian  
 loading on an in-service footbridge*

J. de Sebastián<sup>(\*)</sup>, I. M. Díaz<sup>(\*\*)</sup>, C. M. Casado<sup>(\*)</sup>, A. V. Poncela<sup>(\*\*\*)</sup>, A. Lorenzana<sup>(\*\*\*\*)</sup>

### RESUMEN

En este artículo se evalúan algunos modelos de carga de peatones en la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid siguiendo estos pasos: (i) identificación experimental de los parámetros modales usando diversos métodos para la estimación de la masa modal, (ii) estimación de la respuesta de aceleración utilizando algunos modelos de carga dados por normativas, y (iii) desarrollo de pruebas experimentales y comparación de los valores de aceleración medidos con los estimados. Se ha estudiado la influencia de los peatones en las propiedades modales incluyéndose este efecto en la estimación de las aceleraciones y la mejora de las mismas. Así, este trabajo es un ejemplo de análisis de las vibraciones de una pasarela en servicio poniendo especial atención a la bondad de las estimaciones comparadas con los registros reales y a la influencia de los peatones en dichas estimaciones.

562-158

**Palabras clave:** Pasarela peatonal; Análisis dinámico; Sistema peatones-estructura; Modelo de carga de peatones.

### SUMMARY

*Pedestrian load models on the Valladolid Science Museum Footbridge have been evaluated in this paper following these steps: (i) experimental identification of the modal parameters using several methods for the modal mass estimation, (ii) estimation of acceleration response through pedestrian models given by codes, and (iii) development of experimental tests and comparison of acceleration records with acceleration estimates. The influence of pedestrians on the structural modal properties has been studied and its effects have been considered into the acceleration estimates, leading to better estimates. Then, this paper is an example of vibration analysis of an in-service footbridge focusing on the performance of vibration estimates as compared with experimental measures and on the influence of pedestrians on those estimates.*

**Keywords:** Footbridge; Dynamic analysis; Pedestrian-structure system; Pedestrian load model.

(\*) CARTIF Centro Tecnológico, Valladolid (España).

(\*\*) Universidad Politécnica de Madrid (España).

(\*\*\*) Universidad de Valladolid (España).

Persona de contacto/Corresponding author: jesseb@cartif.es (J. de Sebastián)

Recibido/Received: 27 mar 2012

Aceptado/Accepted: 22 jun 2012

Publicado online/

Published online: 01 jul 2013

### 1. INTRODUCCIÓN

El avance en los materiales y en las tecnologías de construcción ha propiciado el desarrollo de estructuras civiles más ligeras y esbeltas, construidas con menos material, menos mano de obra y menos tiempo de construcción (1) (2). Por otro lado, estas estructuras son más susceptibles de vibrar ante cargas producidas por el viento, automóviles o personas. Más concretamente, estructuras tales como forjados de grandes luces, pasarelas peatonales, escaleras esbeltas o graderíos, pueden ser excitadas por los usuarios al realizar actividades como andar, correr o saltar. La excitación producida por los usuarios podría alcanzar niveles de vibración excesivos, sobrepasando los valores de confort recomendados en las normativas. El factor decisivo en el dimensionamiento de este tipo de estructuras suele ser el estado límite de servicio de vibraciones (ELSV).

Existen varias guías de cálculo y normativas en las que se incluyen diversos modelos de cargas producidas por humanos, y entre ellos se encuentran aquéllos que modelan un flujo o tránsito de peatones continuo, que es el estado de carga más representativo. Estos modelos pueden ser empleados en el dimensionamiento de la estructura, pero en general no se confía demasiado en ellos ya que no existen muchos ejemplos de verificación en estructuras ya construidas (3). Por tanto, es interesante comprobar como se comportan estos modelos en estructuras en servicio.

La influencia de los peatones parados o sentados (pasivos) en el comportamiento dinámico de las estructuras se ha estudiado en numerosos trabajos de investigación (4) (5); sin embargo no está tan clara la influencia que tienen los peatones activos (andando, corriendo o saltando) en las propiedades dinámicas del conjunto peatones-estructura. En algunos trabajos previos se ha visto que esta influencia podría ser importante (6) (7) y debería considerarse en cualquier predicción teórica previa. Así, en este trabajo se estudia esa influencia en las propiedades dinámicas con objeto de valorar la importancia que tiene su consideración en la fase de cálculo.

En el presente trabajo se comentan las principales normativas en vigor junto con algunas de las guías de cálculo de pasarelas peatonales publicadas hasta la fecha. Posteriormente, se analiza la dinámica de la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid (PMC) obteniéndose sus parámetros modales. A continuación se obtienen las predicciones de la respuesta

de aceleración de la misma utilizando tres documentos: el Eurocódigo 5 (8), la ISO 10137 (9) y la guía SETRA (10). Por último, se realizan pruebas experimentales y se comparan los resultados estimados utilizando algunos de los modelos recogidos en dichos documentos con los valores experimentales.

### 2. NORMATIVAS Y GUÍAS DE CÁLCULO DE PASARELAS PEATONALES

Cuando un proyectista de estructuras tiene la tarea de analizar, en la fase de cálculo, el ELSV de una pasarela peatonal, éste dispone de un gran número de documentos en forma de normas, instrucciones, recomendaciones y guías nacionales e internacionales. Este apartado trata de dar una visión conjunta de todos estos documentos.

En el caso de España, en 1996 el Ministerio de Fomento publicó las recomendaciones para el proyecto de puentes metálicos sobre carreteras RPM 95 (11) y su homóloga para puentes mixtos RPX 95 (12). Estas recomendaciones, en la parte del ELSV, se limitan a establecer el valor máximo de aceleración vertical ( $0,5\sqrt{f_0}$ ) ( $m/s^2$ ), siendo  $f_0$  la frecuencia fundamental del vano) para puentes con tránsito de peatones y pasarelas. Además, en ausencia de cálculos específicos, establecen que la aceleración máxima es admisible si se cumple una condición de flecha máxima estática. En 1998 se publicó la primera edición de la instrucción sobre las acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera IAP 98 (13), incluyendo pasarelas peatonales. Esta instrucción sólo plantea la realización de pruebas de carga dinámicas en aquellas pasarelas en las que las vibraciones puedan afectar a su funcionalidad. En 2011 se revisó este documento denominándose IAP 11 (14), en el que se incluyó un nuevo apartado de "Estado límite de vibraciones en pasarelas peatonales". En este apartado se establecen: (i) unos rangos de frecuencia críticos para los que será necesario realizar estudios dinámicos (vertical/longitudinal: [1,25-4,60] Hz, lateral [0,50-1,20] Hz), y (ii) unas circunstancias que, con independencia de los valores de las frecuencias naturales, implican la realización de estudios dinámicos (luz > 50 m, anchura útil > 3 m, tipología singular, nuevos materiales, ubicación en zona urbana con previsible tráfico intenso de peatones). En el apartado de pruebas de carga, se establece que cuando la pasarela peatonal esté dentro de los criterios para la realización de estudios dinámicos se incluirá el proyecto de prueba de carga dinámica, para tal efecto se podría consultar el apartado correspondiente del documento "Recomendaciones

Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio

*Evaluation of acceleration estimates due to pedestrian loading on an in-service footbridge*

para la realización de pruebas de carga de recepción de puentes de carretera" (15) que publicó el Ministerio de Fomento en 1999.

Por otro lado, la instrucción de hormigón estructural EHE-08 (16) y la de acero estructural EAE (17) en sus últimas versiones también establecen el ELSV en pasarelas peatonales. La EHE-08 fija el mismo valor de aceleración de confort que en la RPX 95 y RPM 95, y establece la necesidad de comprobar el valor de la flecha estática debida a un peatón de 750 N en el punto de máxima flecha para pasarelas con el primer modo de flexión vertical menor de 5 Hz. También indica la necesidad de realizar pruebas de carga dinámicas cuando se prevea la aparición de vibraciones molestas para los usuarios. Por otro lado, la EAE (artículo 38) (estado límite de vibraciones) establece rangos de frecuencia críticos (vertical: [1,6-2,4] Hz y [3,5-4,5] Hz y horizontal: [0,6-1,2] Hz), y los niveles de vibración máximos que deben cumplirse (vertical: 0,7 m/s<sup>2</sup> cuando un peatón de 750 N ande o corra; horizontal: 0,2 m/s<sup>2</sup> en condiciones de uso normal y 0,4 m/s<sup>2</sup> en condiciones de aglomeraciones excepcionales). También establece la realización de estudios con modelos de carga correspondientes a peatones individuales y grupos (andando, saltando, etc.) pero no define qué modelos teóricos de carga deben emplearse. Además, estos escenarios de carga deberán acordarse entre el autor del proyecto y el propietario de la pasarela.

Una mención aparte merecen los Eurocódigos. Los eurocódigos no son de obligado cumplimiento, a menos que exista una cláusula de excepción general prevista en el Código Técnico de la Edificación (18). De todos los eurocódigos, los que tratan temas relacionados con la evaluación del ELSV y que pueden ser aplicados a pasarelas peatonales son: la UNE-EN 1990:2003 (19) o Eurocódigo 0 de Bases de cálculo, la UNE-EN 1991-2:2004 (20) o Eurocódigo 1 en su parte de cargas de tráfico en puentes y la UNE-EN 1995-2:2010 (8) o Eurocódigo 5 de estructuras de madera en el apartado de puentes.

Como resumen, la normativa española en relación con las herramientas para la verificación del ELSV en pasarelas peatonales dispone de varios documentos en los que no se definen modelos para las cargas ni se detalla

una metodología que ayude en el proceso de cálculo, debiendo ser dichas cargas definidas entre el proyectista de la estructura y el propietario de ésta, por lo que en general es necesario acudir a alguna de las guías de cálculo internacionales existentes.

Aparte de los eurocódigos, existen una serie de normativas internacionales que en muchos casos han sido la base de las normativas nacionales. Ejemplos de éstas son la ISO 2631-1 *Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part 1: General requirements* (21) de 1985, revisada en 1997 y aceptada por AENOR en 2008 (UNE-ISO 2631). Es también reseñable la ISO 10137 *Bases for design of structures: Serviceability of buildings and walkways against vibrations* (9) de 1992 y revisada en 2007.

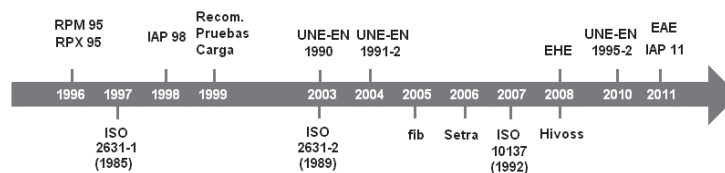
Finalmente, en los últimos años se han publicado guías de pasarelas peatonales con el objeto de facilitar a los proyectistas el proceso de cálculo. Las guías más extendidas son "Guidelines for the design of footbridges" (22) publicada por FIB en 2005, "Assessment of vibrational behaviour of footbridges under pedestrian loading" (10) publicada por Sétra en 2006 y "Design of footbridges" (23) publicada como resultado del proyecto Hivoss en 2008. En estas guías se dan pautas de cómo diseñar y evaluar la respuesta dinámica de las pasarelas en la fase de cálculo. En este sentido, dan formulaciones sencillas de modelos de carga para un peatón, grupos de peatones y flujo continuo de peatones en los que se tiene en cuenta factores de sincronización en función del rango de frecuencias de paso, entre otros aspectos.

En la Figura 1 se muestra una línea temporal con las fechas de publicación de los principales documentos de consulta tanto nacionales (parte superior de la línea) como internacionales (parte inferior de la línea).

### 3. IDENTIFICACIÓN DE LOS PARÁMETROS MODALES DE LA ESTRUCTURA

En esta sección se describe la identificación de los parámetros modales de la PMC. Se realizó un análisis modal operacional (AMO) y un análisis modal experimental

1. Fechas de publicación de documentos nacionales e internacionales relacionadas con el estado de servicio en pasarelas peatonales.



1

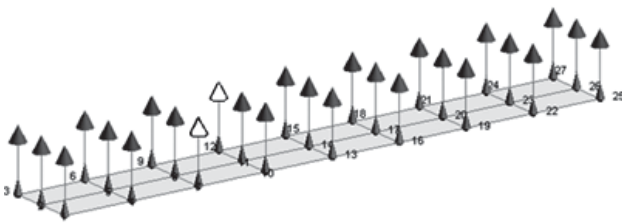
J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. M. Casado, A. V. Poncela, A. Lorenzana



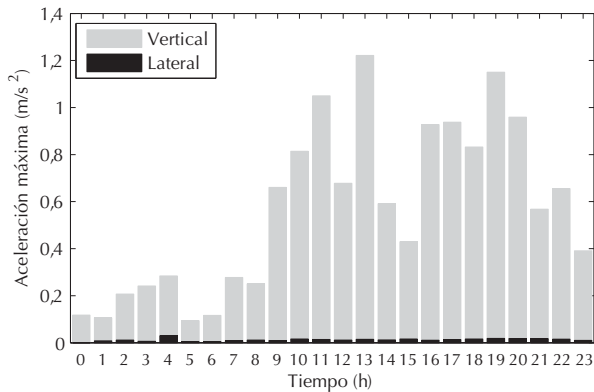
2



3



4



5

2. Vista general de la estructura en estudio.

3. Vista del vano 2.

4. Posición de los acelerómetros de medida, con los de referencia en blanco.

5. Ejemplo de valores máximos de aceleración en cada hora durante un día completo.

(AME) del vano donde se registran los mayores niveles de vibraciones. Los ensayos se realizaron con un número de peatones variable para estudiar su influencia en los parámetros modales. También se estudió la linealidad de la estructura para descartar que la variación en los parámetros modales fuera debido a un posible comportamiento no lineal.

### 3.1. Descripción de la estructura

La estructura estudiada, situada en Valladolid, es una pasarela peatonal sobre el río Pisuerga que une el Museo de la Ciencia con el centro de la ciudad. Este puente, de 234 metros y construido en el año 2004, está compuesto por cuatro vanos: tres formados por barras metálicas tubulares y uno de hormigón, con tablero de madera. Los tres vanos metálicos tienen sección

hexagonal. El vano principal (vano 3 en la Figura 2) tiene 111 metros y cuenta con un sistema de tendones externos postensados, el segundo vano (vano 2) tiene 51 metros y los otros dos vanos son más cortos y rígidos (24). El sistema de tendones externo del vano 3 hace que este vano sea suficientemente rígido (25). Sin embargo, el vano 2 (Figura 3), es más sensible a excitaciones dinámicas producidas por humanos. En dicho vano, con una masa estimada de 27.500 kg, se alcanzan niveles de vibración que, según la opinión de los usuarios, a veces son molestos, particularmente cuando un corredor cruza el puente. Así, se decidió estudiar las propiedades dinámicas de este vano.

### 3.2. Análisis modal operacional

Se realizó un AMO del vano 2 para obtener las frecuencias naturales, coeficientes de amortiguamiento y modos de vibración de las primeras frecuencias. Para la realización del AMO se utilizaron cinco acelerómetros móviles y dos de referencia (MMF-KS48C-1000 mV/g). Se consideró una malla de tres líneas longitudinales con un total de 27 puntos de medida. Se registraron cinco conjuntos de medidas con un tiempo de adquisición de 12 minutos y una frecuencia de muestreo de 100 Hz. En la Figura 4 se muestra la disposición de los acelerómetros y la posición de los de referencia. Se realizaron análisis espectrales preliminares y registros temporales que indicaron que la vibración vertical era considerablemente mayor que la horizontal, por lo que sólo se midió la respuesta vertical. Como ejemplo, se muestran en la Figura 5 los valores máximos de aceleración medidos (vertical y lateral) en cada hora durante un día completo. En ese día la vibración máxima medida fue de 1,20 m/s<sup>2</sup> en vertical y de 0,03 m/s<sup>2</sup> en lateral. La estimación de los parámetros modales se hizo utilizando el método en el dominio de la frecuencia EFDD (*Enhanced Frequency Domain Decomposition*). Se estiman los modos a partir de la descomposición en valores singulares de las matrices de densidad espectral de cada una de las

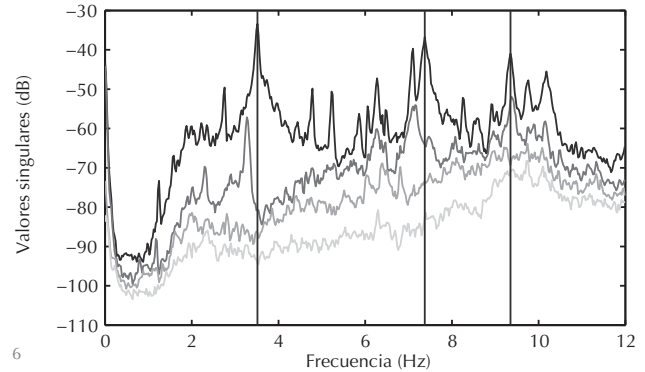
Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio  
*Evaluation of acceleration estimates due to pedestrian loading on an in-service footbridge*

mediciones y se identifica cada valor singular como un sistema de un grado de libertad. En la Figura 6 se muestran los cuatro primeros valores singulares promediados obtenidos empleando el programa comercial ARTEMIS (26). En la Tabla 1 se muestran los parámetros modales estimados (frecuencias y amortiguamientos modales) y en la Figura 7 los correspondientes modos de vibración. El primer modo, con una frecuencia de 3,51 Hz, podría ser excitado por una persona andando (2.º armónico) o corriendo (1.º o 2.º armónico).

Para conocer la variabilidad de sus parámetros modales en servicio se realizó un AMO de la pasarela con diferentes niveles de ocupación. El análisis modal se llevó a cabo utilizando los acelerómetros de la línea central. El tiempo de adquisición con peatones se incrementó a 30 minutos para eliminar la influencia de éstos en la excitación. Los análisis se realizaron con 1, 2, 3, 4 y 15 peatones caminando a su ritmo, eligiendo tanto la velocidad como la forma de andar y pudiendo adelantar para no influirse unos a otros. Los modos resultantes eran similares a los obtenidos en el AMO sin peatones, pero se observó un aumento considerable del amortiguamiento. Este comportamiento también se ha documentado en otros trabajos (5) (27) (28) (29). Los resultados estimados se muestran en la Tabla 2. Se aprecia que con 4 peatones casi se dobla el amortiguamiento y con 15 se quintuplica. Este es un parámetro significativo ya que se emplea en la predicción de la respuesta de la estructura (8) (9) (10). Por otro lado, se observó que la frecuencia estimada apenas cambiaba: sólo se reducía muy ligeramente, probablemente debido al efecto de la masa de los peatones (menos del 4 % de la masa del vano).

**3.3. Estimación de la masa modal**

La identificación de los parámetros modales de la estructura utilizando el AMO tiene el inconveniente de no identificar la masa modal, parámetro necesario para realizar las estimaciones de la respuesta. Para la determinación de la masa modal del primer modo se han utilizado tres métodos: el primero, basado en el AME, en la que la fuerza de excitación es conocida; el segundo,



basado en el ajuste del modelo modal utilizando un oscilador (30) y el tercero, basado en el ajuste del modelo modal al aumentar la respuesta de la estructura ante una excitación armónica (31). Los dos últimos no requieren la medición de la excitación.

Para el AME, la fuerza de excitación se generó con un excitador electrodinámico de APS Dynamics modelo 400 en modo inercial colocado en el centro del vano (32). La fuerza inducida por el excitador se calculó midiendo la aceleración de la masa inercial y multiplicándola por su magnitud (30,4 kg). Se utilizó un barrido continuo en frecuencia entre 2,5 y 4,5 Hz para excitar el primer modo. Se utilizaron 7 acelerómetros (como los usados en el AMO) colocados en la línea central de la pasarela. En la Figura 8 se muestra la función de respuesta en frecuencia (FRF) entre la respuesta de aceleración de la estructura y la excitación. La masa modal estimada fue de 18.000 kg. Este método tiene la ventaja de conocer la excitación y el inconveniente de que se necesita un excitador capaz de hacer vibrar la estructura.

6. Valores singulares promediados de las matrices de densidad espectral de las aceleraciones medidas e identificación de los modos dominantes.  
 7. Modos de vibración identificados.

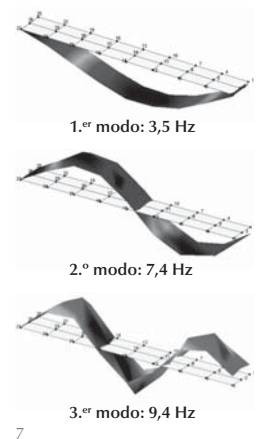


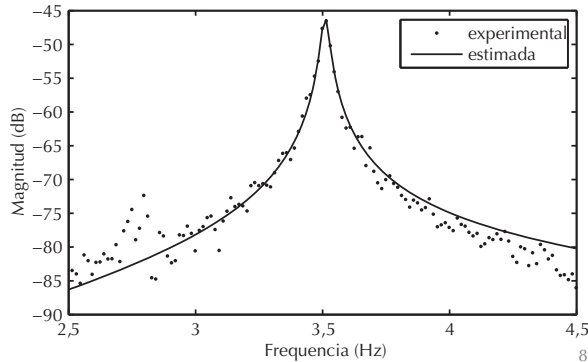
Tabla 1. Frecuencias naturales y amortiguamientos identificados con el AMO

Algoritmo	Parámetro	Modo 1	Modo 2	Modo 3
	EFDD	Frecuencia (Hz)	3,51	7,41
Amortiguamiento (%)		0,41	0,35	0,36

Tabla 2. Evaluación de la frecuencia natural y del amortiguamiento

Parámetro	Sin peatones	1 peatón	2 peatones	3 peatones	4 peatones	15 peatones
Frec. (Hz) <sup>(1)</sup>	3,519	3,519	3,516	3,516	3,515	3,514
Amort. (%)	0,41	0,47	0,64	0,70	0,72	2,33

J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. M. Casado, A. V. Poncela, A. Lorenzana

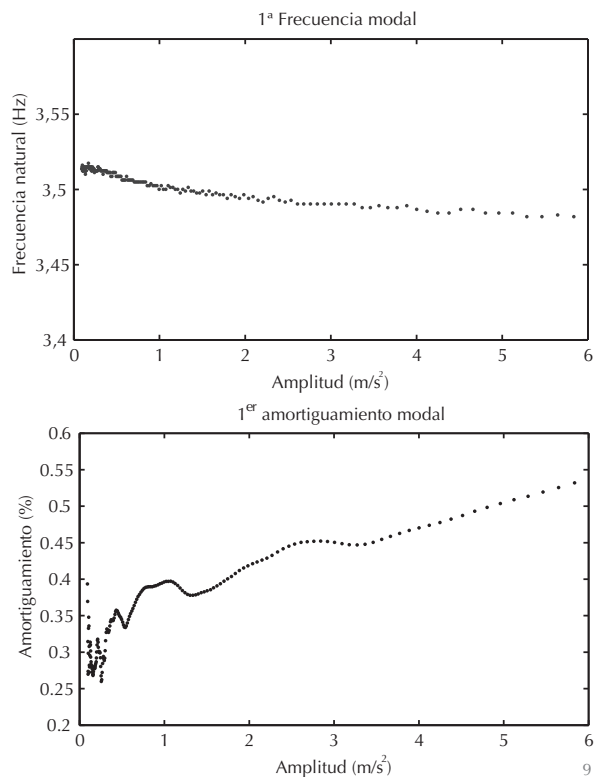


8. Magnitud de la Función de Respuesta en Frecuencia (FRF), en dB (normalizada a 1 ms<sup>-2</sup>N<sup>-1</sup>) medida experimentalmente y estimada.

9. Frecuencia y amortiguamiento del primer modo en función de la amplitud de la respuesta.

para modificar el comportamiento de la estructura. Sin embargo, tiene la ventaja de que no se necesita un actuador.

Para el método basado en el incremento en la respuesta se excitó la pasarela mediante una persona que saltaba, sin levantar los pies, a la frecuencia de 3,5 Hz. La fuerza generada por la persona fue medida previamente en el laboratorio usando una placa de fuerza (Kistler 9286AA). Se ajustó el modelo para que la respuesta del sistema ante dicha fuerza fuera igual que la respuesta de la estructura medida. El valor



de la masa modal se estimó en 17.500 kg. La ventaja de este método es que sólo se necesita una persona que previamente haya registrado su fuerza en el laboratorio y el inconveniente es que puede que la excitación medida en el laboratorio y la generada en la estructura no sea la misma.

Además de los métodos empleados aquí existen otros métodos relacionados con el AME para calcular la masa modal como por ejemplo el método de adición de masa para calcular el factor de escala (33).

### 3.4. Evaluación de la linealidad de la pasarela

Es conveniente realizar un estudio del comportamiento dinámico bajo diferentes niveles de aceleración para determinar si la estructura se comporta linealmente. La pasarela se excitó mediante un peatón corriendo a la frecuencia de resonancia y se empezó a medir cuando el peatón había abandonado la pasarela para no influir en los parámetros de la estructura. La frecuencia natural y el coeficiente de amortiguamiento se estimaron a partir de la respuesta libre de la estructura a diferentes amplitudes utilizando 10 ciclos. En este intervalo, la frecuencia se obtiene como la inversa del periodo y el amortiguamiento a partir del decremento logarítmico. Los resultados obtenidos se muestran en la Figura 9, donde se observa que para todo el rango de aceleraciones, la frecuencia varía menos de un 1%, lo cual se puede considerar despreciable a efectos de su consideración en los modelos de carga. Por otro lado, la variación del amortiguamiento es más significativa que en el caso de la frecuencia. Su comportamiento es el habitual, a mayores excitaciones mayores valores de amortiguamiento, aunque el valor se mantiene por debajo de 0,5% para las excitaciones esperadas (rara vez se superan los 2-3 m/s<sup>2</sup>). En el caso de excitaciones de baja amplitud, la estimación del amortiguamiento es menos precisa y se tiene una mayor variabilidad en los valores de amortiguamiento debido a que el ruido y la respuesta de la estructura llegan a ser del mismo orden. Por todo ello, para el rango de excitaciones esperadas, se puede considerar que la estructura se comporta linealmente. Obsérvese además que se corroboraron los valores de frecuencia y amortiguamiento obtenidos mediante el AMO (ver Tabla 1).

### 4. Estimación de los valores de respuesta

En esta sección se describen algunos modelos de carga recogidos en normativas y guías de cálculo de pasarelas. Se realiza una descripción de los modelos, la metodología



empleada y los valores obtenidos para la PMC utilizando el Eurocódigo 5 (8), la ISO 10137 (9) y la guía Setra (10). Las estimaciones se realizaron teniendo en cuenta las pruebas experimentales realizadas con objeto de comparar ambas. Se utilizaron 4 peatones con diferentes masas (102, 92, 72 y 63 kg) y se realizaron varias pruebas con cada una de las combinaciones posibles de grupos de 1, 2, 3 y 4 peatones. También se realizaron pruebas con peatones distribuidos aleatoriamente (flujo de peatones) de 2, 3, 4 y 15 personas.

**4.1. Eurocódigo 5**

El Eurocódigo 5 (8) es una normativa referida al cálculo y comprobación de puentes de madera, aunque el modelo definido (en el Anejo B) no es específico para madera y por ello puede ser usado para evaluar puentes de cualquier material. Se supone que el puente se comporta como una viga simplemente apoyada y la aceleración máxima vertical bajo la carga de un peatón (modelada como una fuerza armónica estacionaria a la frecuencia natural del puente) se estima mediante la siguiente ecuación: [1]

$$[1] \quad a_1 = \begin{cases} \frac{200}{M\zeta} & \text{para } f_n \leq 2,5 \text{ Hz} \\ \frac{100}{M\zeta} & \text{para } 2,5 \text{ Hz} < f_n \leq 5,0 \text{ Hz} \end{cases}$$

donde  $M$ ,  $\zeta$  y  $f_n$  son la masa total del vano del puente, el coeficiente de amortiguamiento (referido al crítico) del modo de vibración considerado y la frecuencia natural de dicho modo, respectivamente. Para el modelado del primer armónico se ha utilizado una fuerza de amplitud constante de 200 N y para el segundo armónico de 100 N. Estas fuerzas se obtienen bajo la hipótesis de que la fuerza dinámica de un peatón (700 N) es igual al 40% y al 20 % para el primer y el segundo armónico y multiplicado por 0,7 para tener en cuenta que no se alcanza el estado estacionario (34). En el caso de un peatón corriendo la aceleración viene definida por [2]

$$[2] \quad a_1 = \frac{600}{M\zeta} \text{ para } 2,5 \text{ Hz} < f_n \leq 5,0 \text{ Hz}$$

donde la fuerza dinámica es el 120 % del peso del peatón.

Si se considera un flujo de N peatones presentes en el puente al mismo tiempo, la aceleración se obtiene como sigue [3]

$$[3] \quad a_n = 0,23a_1 Nk$$

donde  $a_1$  es la aceleración generada por un peatón y el factor  $k$  reduce el número de peatones sincronizados si la frecuencia natural del puente está alejada de las frecuencias habituales de paso (Figura 10).

Para calcular este factor  $k$  se considera que la frecuencia normal al andar está entre 1,5 y 2,5 Hz y en ese intervalo existe una sincronización perfecta pero para frecuencias fuera de ese intervalo la sincronización es menos probable y el factor  $k$  disminuye. La norma indica que el número de peatones debe tomarse igual a 13 para grupos de personas e igual a 0,6A para un flujo continuo (siendo A el área del puente en m²).

Las limitaciones del cálculo de la aceleración aplicando este método son: (i) es aplicable únicamente a estructuras tipo viga y (ii) no tiene en cuenta que la amplitud de la fuerza es función de la frecuencia de paso.

En la Tabla 3 se muestran las aceleraciones máximas calculadas según la formulación presente en el Eurocódigo 5, utilizando los parámetros modales de la pasarela calculados inicialmente sin ocupación (parámetros iniciales (P. i.)) y los parámetros calculados teniendo en cuenta la influencia de los peatones presentes en la pasarela (parámetros corregidos (P. c.)), (ver Tabla 2)). Se ha considerado que la influencia en los parámetros modales de la estructura de los peatones andando y corriendo es la misma a efectos de la estimación de la aceleración. Los valores mostrados para 1, 2, 3 y 4 peatones son los valores medios considerando los cuatro peatones por separado y todas las posibles combinaciones entre ellos. Tal y como era de esperar, se observa la gran importancia que tiene el amortiguamiento en la estimación de las aceleraciones.

10. Factor  $k$  de sincronización según el Eurocódigo 5.

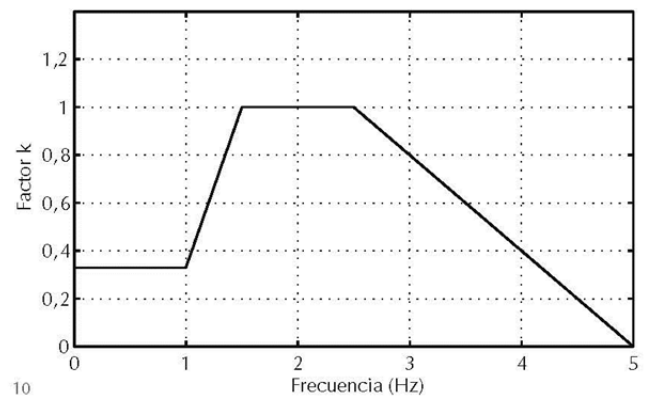


Tabla 3. Aceleraciones máximas (m/s²) de la pasarela estimadas según el Eurocódigo 5

Peatones	Andando		Corriendo	
	P. i.	P. c.	P. i.	P. c.
1	1,03	0,87	6,16	5,24
2	1,72	1,06	10,98	6,76
3	1,76	1,00	10,98	6,28
4	1,83	1,02	12,01	6,67
15	1,67	0,29	-	-

J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. M. Casado, A. V. Poncela, A. Lorenzana

11. Estimación de la respuesta de la estructura utilizando la fuerza de un peatón modulada por el modo de vibración.

12a. Modelo de fuerza para un peatón de 102 kg corriendo (amplitud constante y amplitud modulada)

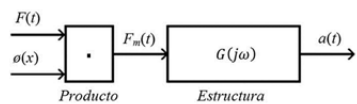
12b. Respuesta estimada en la pasarela (con fuerza de amplitud constante y con fuerza de amplitud modulada)

4.2. ISO 10137

En la norma ISO 10137 (9) se introducen recomendaciones para el cálculo del ELSV en edificios y puentes. Para el estudio de vibraciones inducidas por humanos se propone (Anejo A) un modelo de carga para la fuerza vertical (periódica) generada por un peatón de la forma [4]

$$F_1(t) = Q \left( 1 + \sum_{n=1}^k \alpha_n \sin(2\pi n f_p t + \varphi_n) \right)$$

donde  $Q$  es el peso del peatón,  $\alpha_n$  es el factor dinámico de carga (FDC) que representa la proporción de la fuerza armónica al andar con respecto al peso,  $\varphi_n$  el ángulo de fase de la carga armónica  $n$ -ésima,  $f_p$  la frecuencia de paso y  $k$  el número de armónicos que caracterizan la fuerza en el rango de frecuencias de interés. Para el caso de un peatón andando, el FDC del primer



armónico es función de la frecuencia  $f_p$ ,  $\alpha_1=0,37(f_p-1)$ , mientras que los armónicos mayores son independientes de la frecuencia de paso,  $\alpha_2=0,1$ ,  $\alpha_3=\alpha_4=\alpha_5=0,06$ . Para calcular la carga de un peatón corriendo los FDC serían  $\alpha_1=1,4$ ,  $\alpha_2=0,4$  y  $\alpha_3=0,1$ . Para el caso de un grupo de  $N$  peatones, la fuerza dinámica se multiplicaría por  $N$  si están sincronizados y por  $\sqrt{N}$  si están desincronizados.

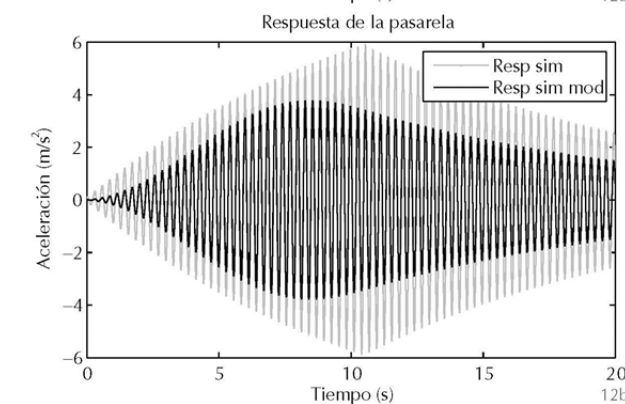
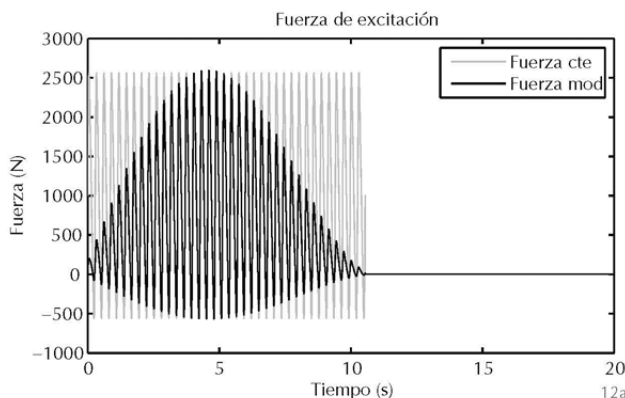
La norma ISO 10137, a diferencia del Eurocódigo 5, define el modelo de fuerza en lugar de definir directamente la respuesta. Esto hace que la estimación de la respuesta sea mejor ya que se puede usar un modelo acorde al tipo de estructura y no tener que suponer que es una estructura tipo viga. Para calcular la respuesta de aceleración de la estructura ( $a(t)$ ) se introduce la fuerza ( $F(t)$ ) en el modelo de la pasarela bien directamente o de forma modulada ( $F_m(t)$ ) considerando el modo de vibración ( $\phi(x)$ ) escalado a 1 el máximo valor, donde  $x$  es la coordenada longitudinal que se puede expresar como  $x=v \cdot t$ , siendo  $v$  la velocidad del peatón y  $t$  el tiempo (Figura 11). La estructura se ha modelado considerando un sistema de un grado de libertad, siendo la función de transferencia entre la aceleración en el centro del vano y la fuerza en ese punto [5]

$$G(j\omega) = \frac{-\frac{1}{m_1} \omega^2}{\omega^2 - \omega_1^2 + j2\zeta_1 \omega_1 \omega}$$

donde  $\omega$  es la frecuencia en rad/s y  $\zeta_1$ ,  $\omega_1$  y  $m_1$  son el amortiguamiento, la frecuencia natural y la masa modal asociada al primer modo, respectivamente.

Se calcula la fuerza generada según cada caso de carga y se introduce en el modelo para calcular la aceleración máxima en el punto central. En la Figura 12 se muestra un ejemplo del resultado estimado para el caso de un peatón de 102 kg corriendo a la primera frecuencia de resonancia de la pasarela (3,5 Hz) y a una velocidad de 5 m/s.

En la Tabla 4 se muestran las aceleraciones máximas calculadas según la formulación presente en la norma ISO 10137 utilizando la fuerza constante (F. c.) y la fuerza modulada (F. m.) por el modo de vibración para peatones desincronizados y sincronizados. Obsérvese que para peatones sincronizados se obtienen valores estimados bastante mayores que para desincronizados. También se utilizan los parámetros modales de la pasarela calculados inicialmente sin ocupación (P. i.) y los parámetros calculados teniendo en cuenta la influencia de los peatones presentes en la pasarela (P. c.) (ver Tabla 2).



Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio  
*Evaluation of acceleration estimates due to pedestrian loading on an in-service footbridge*

4.3. Guía de pasarelas SETRA

En la guía de cálculo publicada por el Ministerio de Transportes e Infraestructuras francés (10) se presenta un modelo de carga que considera la carga del peatón (andando y corriendo) como una fuerza puntual aplicada sobre el tablero función del tiempo y de la posición del peatón. Teniendo en cuenta que  $x$  es la posición del peatón con respecto a la pasarela, la carga de un peatón moviéndose a velocidad constante  $v$  puede ser representada por el producto de una componente temporal  $F(t)$  y una componente espacial  $\delta(x - v \cdot t)$ , siendo  $\delta$  la delta de Dirac [6].

$$[6] \quad P(x, t) = F(t) \delta(x - vt)$$

La fuerza ejercida  $F(t)$  se descompone, al igual que en la ISO 10137, mediante series de Fourier como sigue [7]

$$[7] \quad F(t) = G_0 + G_1 \sin 2\pi f_m t + \sum_{i=2}^n G_i \sin \pi (2\pi i f_m t + \varphi_i)$$

donde  $G_0$  es el peso del peatón,  $G_1$  es la amplitud del primer armónico,  $G_i$  la amplitud del armónico  $i$ ,  $f_m$  la frecuencia de paso,  $\varphi_i$  el ángulo de fase del armónico  $i$  con respecto al primero y  $n$  el número de armónicos tenidos en cuenta. Los valores de los coeficientes de la serie de Fourier para el caso de un peatón andando, teniendo en cuenta los primeros tres términos al considerar los demás despreciables, son:  $G_1=0,4G_0$  ( $0,5G_0$  si  $f_m=2,4$  Hz y  $0,1G_0$  si  $f_m=1$  Hz),  $G_2=G_3=0,1G_0$ ,  $\varphi_2 = \varphi_3 = \pi/2$ .

Para el caso de un peatón corriendo, la guía establece que la componente vertical de la carga puede aproximarse por una secuencia de semisenoides representada, después de una serie de simplificaciones, como sigue [8]

$$[8] \quad F(t) = \begin{cases} G_0 + \sum_{m=1}^n G_m \sin 2\pi f_m t & \text{para } (j-1)T_m \leq t \leq (j-1/2)T_m \\ 0 & \text{para } (j-1/2)T_m < t \leq jT_m \end{cases}$$

donde  $G_0$  es el peso del peatón,  $G_1=1,6G_0$ ,  $G_2=0,7G_0$ ,  $G_3=0,2G_0$ ,  $f_m$  la frecuencia de paso,  $T_m$  el periodo ( $T_m=1/f_m$ ) y  $j$  el número de paso ( $j= 1, 2, \text{etc.}$ ).

La guía establece un modelo de carga para flujo de peatones que consiste en cargas armónicas distribuidas que causen aceleraciones iguales al 95% de la aceleración pico debido a flujos de peatones aleatorios. La amplitud de la carga distribuida se determina transformando el número de peatones aleatorio en un número equivalente de peatones que caminan a la frecuencia natural y se distribuyen uniformemente en

Tabla 4. Aceleraciones máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela estimadas según la ISO 10137

Peatones	Desincronizados							
	Andando				Corriendo			
	P. i.		P. c.		P. i.		P. c.	
F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	
1	-	-	-	-	-	-	-	-
2	0,62	0,56	0,42	0,40	9,51	6,75	6,52	5,10
3	0,78	0,70	0,50	0,47	11,40	8,00	7,42	5,82
4	0,94	0,87	0,58	0,56	14,07	9,66	9,10	7,03
Peatones	Sincronizados							
	Andando				Corriendo			
	P. i.		P. c.		P. i.		P. c.	
F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	
1	0,47	0,42	0,42	0,38	6,37	4,56	5,68	4,18
2	0,89	0,79	0,60	0,56	13,45	9,55	9,21	7,22
3	1,36	1,21	0,86	0,81	19,75	13,85	12,85	10,08
4	1,88	1,74	1,16	1,13	28,14	19,32	18,19	14,05

la longitud del puente. Este número se ha calculado empíricamente obteniendo la respuesta estructural de diversos puentes con diferentes longitudes, amortiguamientos y modos de vibración sometidos a flujos de peatones de diferentes densidades, y se define como [9]

$$[9] \quad n_{\text{eff}} = \begin{cases} 10,8 \sqrt{N\zeta} & \text{para } d \leq 0,8 \text{ peatones/m}^2 \\ 1,85 \sqrt{N} & \text{para } d \geq 1,0 \text{ peatón/m}^2 \end{cases}$$

donde  $N$  es el número de peatones,  $\zeta$  el amortiguamiento y  $d$  es la densidad de peatones presentes en la pasarela.

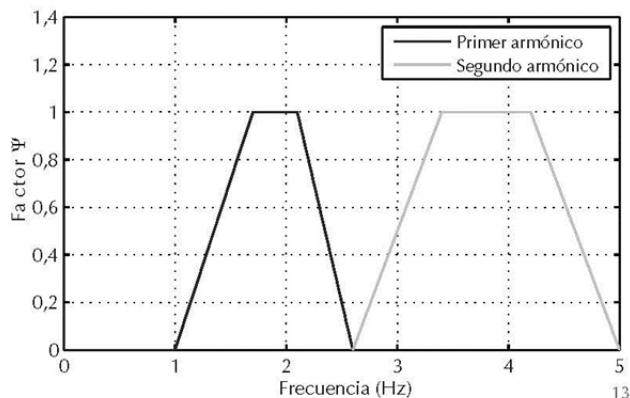
En el modelo se supone que la distribución de la frecuencia de paso de los peatones sigue una distribución gaussiana. La fuerza dinámica por unidad de área queda definida así [10]

$$[10] \quad f_{Nj}(t) = \frac{F_0 n_{\text{eff}}}{A} \Psi \cos(2\pi f_m t)$$

donde  $F_0$  es la amplitud de la carga de un único peatón (280 N para el primer armónico y 70 N para el segundo),  $A$  es el área del tablero del puente,  $f_m$  la frecuencia natural y  $\Psi \in [0,1]$  un factor que reduce la carga para frecuencias alejadas de la frecuencia normal de paso (Figura 13). Este factor  $\Psi$  es análogo al factor  $k$  del Eurocódigo 5.

La guía SETRA establece un caso de carga acorde a la ecuación 10 para cada modo de vibración con frecuencia por debajo de 5 Hz aplicada al tablero a la correspondiente frecuencia del modo de vibración. La dirección de la carga debe definirse según el signo del modo de vibración para considerar el escenario de carga más desfavorable. Además, el modelo de carga sólo incluye un armónico a la vez, por lo que la excitación multiarmónica de dos o más modos no se considera. Sin embargo, esto no es preocupante salvo para puentes singulares que pudieran tener los modos de vibración con frecuencias naturales cercanas.

J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. M. Casado, A. V. Poncela, A. Lorenzana



13. Factor  $\Psi$  de sincronización según la guía SETRA.

14. Pruebas en la pasarela peatonal.

Para calcular la respuesta de la estructura se introduce en el modelo de un modo de vibración [5] la fuerza descrita en la guía SETRA, al igual que se ha hecho con la norma ISO 10137. Para el caso de un flujo de peatones, la carga se modula por el modo de vibración para extrapolar la carga distribuida a lo largo de la pasarela al modelo de un modo de vibración. La Tabla 5 muestra las aceleraciones máximas calculadas según la formulación presente en la guía SETRA.

Tabla 5. Aceleraciones máximas ( $m/s^2$ ) de la pasarela estimadas según la guía SETRA

Peatones	Andando				Corriendo			
	P. l.		P. c.		P. l.		P. c.	
	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	0,47	0,42	0,42	0,38	6,62	4,74	5,90	4,35
2	0,59	0,35	0,46	0,28	-	-	-	-
3	0,72	0,43	0,55	0,33	-	-	-	-
4	0,83	0,50	0,62	0,37	-	-	-	-
15	1,35	0,81	0,56	0,34	-	-	-	-



Se realizaron pruebas con peatones andando, con peatones corriendo y con flujo continuo de peatones. Se utilizó un acelerómetro piezoeléctrico (como los usados en el AMO) colocado en el centro del vano para obtener la respuesta de la pasarela y se obtuvo el valor máximo y se comparó con los valores estimados. La Figura 14 muestra una de las pruebas realizadas en la pasarela, un grupo de tres peatones corriendo a la frecuencia natural de la pasarela (3,5 Hz).

### 5.1. Peatones andando

El peatón o el grupo de peatones recorren el vano 2 andando de un extremo al otro a la frecuencia de 1,75 Hz para excitar el primer modo de la pasarela con el segundo armónico de la excitación. Se utilizaron 4 sujetos diferentes para las pruebas y se emplearon grupos de 1, 2, 3 y 4 peatones. Los peatones intentaban caminar de forma sincronizada (con la ayuda de un metrónomo) y se grabaron las pruebas en video para estimar la velocidad con la que los peatones cruzaban la pasarela, parámetro necesario en las simulaciones. Se realizaron varias pruebas con cada configuración y se compararon los resultados experimentales con los obtenidos usando las guías de cálculo. La Tabla 6 muestra los resultados experimentales obtenidos y su comparación con los estimados (Tablas 3, 4 y 5). La guía SETRA no considera grupos de peatones, sólo un peatón o flujo de peatones. A modo de ejemplo, la comparación de la respuesta experimental de la pasarela con la respuesta estimada según la norma ISO 10137 provocada por un peatón andando a la frecuencia de paso de 1,75 Hz y a una velocidad de 1 m/s se muestra en la Figura 15.

### 5.2. Peatones corriendo

Un corredor o un grupo de corredores recorren el vano 2 de un extremo al otro a la frecuencia de 3,5 Hz para excitar el primer modo de la pasarela. Se utilizaron 4 sujetos diferentes para las pruebas y se emplearon grupos de 1, 2, 3 y 4 corredores. Los peatones intentaban correr de forma sincronizada y se realizaron varias pruebas con cada configuración, comparándose los resultados experimentales con los estimados. La Tabla 7 muestra los resultados experimentales obtenidos y su comparación con los estimados. La guía SETRA no considera grupos de corredores. A modo de ejemplo, la comparación de la respuesta experimental de la pasarela con la respuesta simulada según la norma ISO 10137 provocada por un corredor a una frecuencia de paso de 3,5 Hz y a una velocidad de 5 m/s se muestra en la Figura 16.

## 5. PRUEBAS EXPERIMENTALES Y COMPARACIÓN CON LAS ESTIMACIONES

En esta sección se presentan las pruebas realizadas y se comparan los resultados experimentales con los valores estimados.

Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio  
*Evaluation of acceleration estimates due to pedestrian loading on an in-service footbridge*

**Tabla 6.** Aceleraciones experimentales máximas (m/s<sup>2</sup>) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas (m/s<sup>2</sup>) y variación con respecto a los valores experimentales (%)

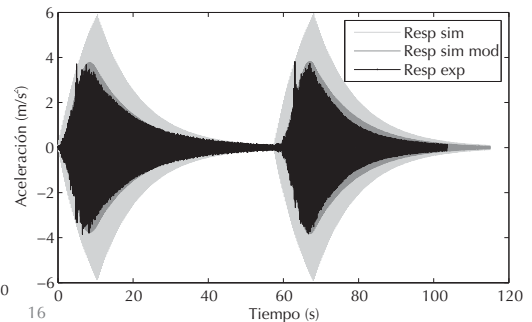
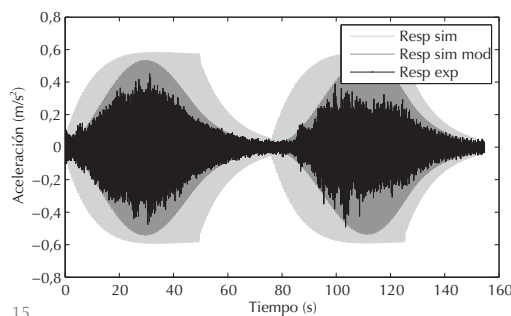
Peatonos	Exper.	Eurocódigo 5			
		P. i.		P. c.	
1	0,40	1,03	157,72%	0,87	116,78%
2	0,41	1,72	319,19%	1,06	157,96%
3	0,61	1,76	186,46%	1,00	63,69%
4	0,63	1,83	192,09%	1,02	62,28%
Peatonos	Exper.	ISO 10137			
		Desincronizados			
		P. i.		P. c.	
		F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	0,40	-	-	-	-
2	0,41	0,62	52,23%	0,56	36,12%
3	0,61	0,78	27,41%	0,70	14,15%
4	0,63	0,94	50,00%	0,87	39,17%
		F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	0,40	0,47	16,55%	0,42	4,24%
2	0,41	0,88	115,28%	0,79	92,51%
3	0,61	1,35	120,68%	1,21	97,71%
4	0,63	1,88	200,01%	1,78	178,34%
Peatonos	Exper.	SETRA			
		P. i.		P. c.	
		F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	0,40	0,47	17,18%	0,42	4,69%

15. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un peatón andando (estimada usando fuerza de amplitud constante, estimada usando fuerza de amplitud modulada y experimental).

16. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un corredor (estimada usando fuerza de amplitud constante, estimada usando fuerza de amplitud modulada y experimental).

**Tabla 7.** Aceleraciones experimentales máximas (m/s<sup>2</sup>) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas (m/s<sup>2</sup>) y variación con respecto a los valores experimentales (%)

Corredores	Exper.	Eurocódigo 5			
		P. i.		P. c.	
1	3,72	6,16	65,78%	5,24	41,15%
2	6,49	10,98	69,30%	6,76	4,18%
3	8,01	10,98	37,07%	6,28	-21,67%
4	8,55	12,01	40,58%	6,67	-21,90%
Corredores	Exper.	ISO 10137			
		Desincronizados			
		P. i.		P. c.	
		F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	3,72	-	-	-	-
2	6,49	9,51	46,64%	6,75	4,07%
3	8,01	11,40	42,31%	8,00	-0,19%
4	8,55	14,07	64,62%	9,66	13,04%
		F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	3,72	6,37	71,34%	4,56	22,64%
2	6,49	13,45	107,38%	9,55	47,17%
3	8,01	19,75	146,49%	13,85	72,88%
4	8,55	28,14	229,24%	19,32	126,08%
Corredores	Exper.	SETRA			
		P. i.		P. c.	
		F. c.	F. m.	F. c.	F. m.
1	3,72	6,62	78,12%	4,74	27,69%



J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. M. Casado, A. V. Poncela, A. Lorenzana

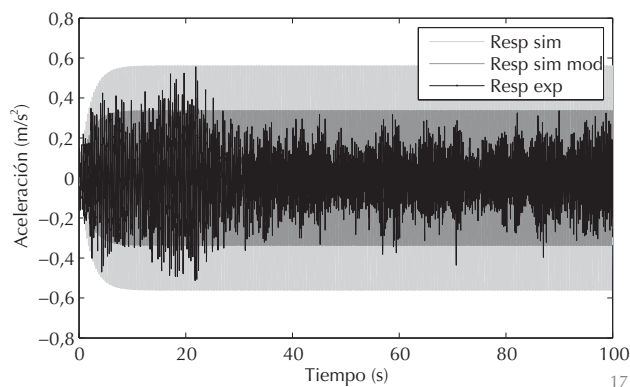
17. Respuesta de la pasarela peatonal excitada por un flujo continuo de 15 peatones (estimada usando fuerza constante, estimada usando fuerza modulada y experimental).

Tabla 8. Aceleraciones experimentales máximas (m/s<sup>2</sup>) de la pasarela, aceleraciones máximas estimadas (m/s<sup>2</sup>) y variación con respecto a los valores experimentales (%)

Peatones	Exper.	Eurocódigo 5							
		P. i.		P. c.					
2	0,42	2,00	378,04%	1,23	194,18%				
3	0,46	2,00	338,86%	1,14	150,78%				
4	0,50	2,00	296,61%	1,11	120,34%				
15	0,56	1,67	200,02%	0,29	-48,44%				
Peatones	Exper.	SETRA							
		P. i.				P. c.			
		F. c.		F. m.		F. c.		F. m.	
2	0,42	0,59	40,82%	0,35	-15,37%	0,46	10,46%	0,28	-33,61%
3	0,46	0,72	58,32%	0,43	-4,87%	0,55	19,68%	0,33	-28,07%
4	0,50	0,83	65,22%	0,50	-0,71%	0,62	23,15%	0,37	-26,01%
15	0,56	1,35	142,04%	0,81	45,45%	0,56	0,34%	0,33	-39,70%

### 5.3. Flujo continuo de peatones

El ensayo consistió en hacer circular a un cierto número de peatones (2, 3, 4 y 15) de forma continua durante 30 minutos, cada uno a su ritmo. Se realizaron varias pruebas con cada configuración y se compararon los resultados experimentales con los estimados. La Tabla 8 muestra los resultados experimentales y su comparación con los estimados. La norma ISO 10137 no considera flujo de peatones. A modo de ejemplo, la comparación de la respuesta experimental de la pasarela con la respuesta estimada utilizando la guía SETRA provocada por un flujo continuo de 15 peatones se muestra en la Figura 17.



### 6. CONCLUSIONES

En este trabajo se han realizado estimaciones de la respuesta de una pasarela peatonal en servicio utilizando modelos de carga recogidos en guías y normativas de cálculo y se han comparado los resultados estimados con resultados experimentales obtenidos mediante la realización de numerosas pruebas.

Los resultados simulados y los registros experimentales indican que las guías de

cálculo tienden a sobrestimar la respuesta de la estructura, obteniéndose para esta pasarela peatonal de media para todas las pruebas sobrestimaciones del 190% para el Eurocódigo 5, del 125% para la ISO 10137 y del 70% para la SETRA. Si se tiene en cuenta la influencia de los peatones en los parámetros modales la estimación mejora, aunque se sigue sobrestimando el resultado en el Eurocódigo 5 (70%) y en la ISO 10137 (32%), no así en la SETRA (-17%). De forma general para esta estructura las estimaciones para peatones andando (65% media de todas las pruebas) dan peores resultados que las de peatones corriendo (38%).

Se ha visto que la influencia de los peatones en las propiedades modales puede ser importante en la dirección vertical. Por tanto, sería recomendable que futuras guías de cálculo incluyan, de alguna manera, esta influencia evitando sobrestimaciones muy elevadas. Sin embargo, antes de que esto pueda ocurrir es necesario realizar cuantificaciones en numerosas pasarelas en servicio y realizar análisis estadísticos detallados.

Las pruebas se han realizado intentando que los peatones se muevan sincronizadamente. Los resultados muestran la dificultad de esta sincronización, aumentando la dificultad, como es lógico, cuanto mayor es el número de peatones que intentan sincronizarse. También se ha visto que la sincronización al andar es más complicada que al correr, motivo por el que las estimaciones andando dan peores resultados que corriendo, al tener valores experimentales menores que si estuvieran totalmente sincronizados.

### AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido realizado en parte con la financiación aportada al proyecto de investigación BIA2011-28493 por el

Evaluación de la predicción de aceleraciones debidas al tránsito peatonal en una pasarela en servicio  
*Evaluation of acceleration estimates due to pedestrian loading on an in-service footbridge*

programa de apoyo a Proyectos de Investigación Fundamental No Orientada (PIFNO) del Ministerio de Ciencia e Innovación.

Los autores agradecen al Ayuntamiento de Valladolid y al Museo de la Ciencia su apoyo en las pruebas de campo.

#### REFERENCIAS

- (1) Murcia, J. (2007). Tecnología de pasarelas con estructura de membrana. *Informes de la Construcción*, 59(507): 21-31, doi:10.3989/ic.2007.v59.i507.
- (2) Jurado, J. A., Romera, L., Baldomir, A., Hernández, S., Kusano, I. (2011). Aeroelastic analyses of a stress ribbon pedestrian bridge in Cuenca (Spain). *Proc. 13th Int. Conf. on Wind Engineering*, Amsterdam, The Netherlands.
- (3) Zivanovic, S., Pavic, A., Ingólfsson, E. T. (2010). Modeling spatially unrestricted pedestrian traffic on footbridges. *Journal of Structural Engineering*, 136(10): 1296-1308.
- (4) Bachmann H., Ammann W. (1987). *Vibrations in structures induced by man and machines*. Structural Engineering Documents 3e, IABSE.
- (5) Sachse, R. (2002). The influence of human occupants on the dynamic properties of slender structures (PhD Thesis). University of Sheffield, UK.
- (6) Zivanovic, S., Diaz, I. M., Pavic, A. (2009). *Influence of walking and standing crowds on structural dynamic properties*. Proc. 27th International Modal Analysis Conference IMAC XXVII, Orlando, USA.
- (7) Máca, J., Valášek, M. (2011). *Interaction of Human Gait and Footbridges*. Proc. 8th International Conference on Structural Dynamics, EURODDYN, Leuven, Belgium.
- (8) UNE-EN 1995-2:2010. Eurocódigo 5: Proyecto de estructuras de madera. Parte 2: Puentes. AENOR, 2010.
- (9) International Standard ISO 10137: 2007(E), Bases of for design of structures - Serviceability of buildings and walkways against vibrations. ISO 10137:2007, International Organization for Standardization, 2007.
- (10) SETRA (2006). *Technical guide - footbridges - Assessment of vibrational behavior of footbridges under pedestrian loading*, Service d'Etudes Techniques des Routes et Autoroutes.
- (11) RPM 95. (2003). *Recomendaciones para el proyecto de puentes metálicos para carreteras*. 2.ª reimpresión. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (12) RPX 95. (2003). *Recomendaciones para el proyecto de puentes mixtos para carreteras*. 2.ª reimpresión. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (13) IAP 98. (2003). *Instrucción sobre acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera*. 3.ª reimpresión. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (14) IAP 11. (2011). *Instrucción sobre acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera*. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (15) (1999). *Recomendaciones para la realización de pruebas de carga de recepción en puentes de carretera*. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (16) EHE-08. (2008). *Instrucción de hormigón estructural*. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (17) EAE. (2011). *Instrucción de Acero Estructural*. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Madrid.
- (18) About the Eurocodes. Legal situation per country (latest update: 25/01/2011) <http://www.eurocodes-online.com>.
- (19) UNE-EN 1990:2003. Eurocódigos. Bases de cálculo de estructuras. AENOR, 2003.
- (20) UNE-EN 1991-2:2004. Eurocódigo 1: Acciones en estructuras. Parte 2: Cargas de tráfico en puentes. AENOR, 2004.
- (21) International Standard ISO 2631-1:1997, *Mechanical vibration and shock-Evaluation of human exposure to whole-body vibration - part 1: General requirements*. 2nd Edition Genève: International Organization for Standardization, 1997.
- (22) FIB. (2005). *Bulletin 32: Guidelines for the design of footbridges*. Fédération internationale du béton (FIB).
- (23) Hivoss. (2008). *Design of Footbridges. Guideline. Human Induced Vibrations of Steel Structure* (Hivoss-RFS2-CT-2007-00033).
- (24) Gómez M. (2004). *A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain)*, Steelbridge 2004: Symposium International sur les Ponts Métalliques, Milau, France, 23-25 June.

J. de Sebastián, I. M. Díaz, C. M. Casado, A. V. Poncela, A. Lorenzana

- (25) Ladret P., González A. (2005). Pretensado exterior en la pasarela del museo de la ciencia en Valladolid. *Informes de la Construcción*, 57(497): 5-12, doi:10.3989/ic.2005.v57.i497
- (26) ARTeMIS. Structural Vibration Solutions: [www.svibs.com](http://www.svibs.com).
- (27) Cappellini, A., Manzoni, S., Vanali, M. (2012). *Experimental and numerical studies of the people effects on a structure modal parameters*. Proc. 30th International Modal Analysis Conference IMAC XXX, Jacksonville, USA.
- (28) Ellis, B.R., Ji. T. (1997). Human-structure interaction in vertical vibrations, *Proceedings of the ICE: Structures and Buildings*, 122: 1-9.
- (29) (2001). *Dynamic performance requirements for permanent grandstands subject to crowd action. Interim guidance on assessment and design*. The Institution of Structural Engineers.
- (30) Porras J., De Sebastian J., Casado C., Lorenzana A. (2012). Modal mass estimation from output-only data using oscillator assembly. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 26: 15-23.
- (31) Brownjohn J. M. W., Pavic A. (2007). Experimental methods for estimating modal mass in footbridges using human-induced dynamic excitation. *Engineering Structures*, 29(11): 2833-2843.
- (32) APS Dynamics. (2009). *Instruction Manual: Electro-seis, model 400 shaker*.
- (33) López, M., Fernández, P., Brincker, R., Fernández, A. (2010). Scaling-factor estimation using an optimized mass-change strategy. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(5): 1260-1273.
- (34) Butz C. (2008). *Codes of practice for lively footbridges: State-of-the-art and required measures*. Proc. 3rd Int. Conf. Footbridge, Porto, Portugal.

\* \* \*



*“Control de Vibraciones en Pasarelas Peatonales”*

Carlos Casado, Jesús de Sebastián, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela,  
Antolín Lorenzana.

*DYNA*. Vol. 86. Núm.3. 318-327. Julio 2011.

Factor de impacto: 0.237.

Categoría: Engineering, multidisciplinary.

Ranking: Q4.



# Control de Vibraciones en Pasarelas Peatonales



Carlos Mariano Casado-Sánchez\* Ingeniero Industrial  
 Jesús de Sebastián-Sanz\* Ingeniero Industrial  
 Iván Muñoz-Díaz\*\* Dr. Ingeniero Industrial  
 Alfonso Poncela-Méndez\*\*\* Dr. Ingeniero Industrial  
 Antolín Lorenzana-Ibán\*\*\* Dr. Ingeniero Industrial

\* Centro Tecnológico CARTIF, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205 - 47151 Boecillo (Valladolid). Tfn: + 34 983 546504. carcas@cartif.es; jesseb@cartif.es

\*\* Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela, s/n - 13071 Ciudad Real. Tfn: +34 926 295300. ivan.munoz@uclm.es

\*\*\* Universidad de Valladolid, Paseo del Cauce 59 - 47011 Valladolid. Tfn: +34 983 423313. poncela@eis.uva.es; ali@eis.uva.es

Recibido: 29/09/2010 • Aceptado: 14/03/2011

## Vibration Control of Pedestrian Bridges

### ABSTRACT

- In the last years, a wide number of footbridges have been built as demand response of more direct pathways in cities. These structures have lower building requirements as compared with standard bridges. This circumstance has facilitated the development of new structural design with complex geometries and innovative materials. As a result, these structures may be slender, light and low damped, leading to vibration problems once in service. The current codes take into account this problem, and recommend designs with natural frequencies away from the typical pedestrian pacing rates and fix comfort limits to guarantee the serviceability of the structure. This paper studies this problem from a practical point of view. Thus, the key points of codes and footbridges guidelines are showed, the typical experimental dynamic analysis techniques are presented, and the usual solutions adopted to improve the dynamic performance of these structures are discussed. Finally, the works carried out on the Valladolid Science Museum Footbridge by Centro Tecnológico CARTIF in collaboration with the Universities of Valladolid and Castilla-La Mancha are showed. These works include: (1) the dynamic study of the three steel spans of the footbridge, (2) the design and implementation of a tuned mass damper in the liveliest span, (3) the implementation of an active mass damper using an electrodynamic shaker, and (4) the development of field tests to assess the serviceability of such span.
- Key words:** footbridges, vibration control, damping systems, passive control, active control, serviceability.

### RESUMEN

En los últimos años se ha construido un gran número de pasarelas peatonales como respuesta a la demanda de nuevas vías de paso en las ciudades. Estas estructuras tienen requisitos constructivos menos exigentes en comparación con otros tipos de puentes, lo cual ha facilitado el desarrollo de diseños con nuevos esquemas resistentes, complicadas geometrías y el empleo de nuevos materiales. En general estas estructuras son esbeltas, ligeras y poco amortiguadas, lo que en ocasiones ha generado problemas de vibraciones al paso de peatones una vez puestas en servicio. Las normativas actuales son cada vez más sensibles a esta problemática, recomendando diseños cuyas frecuencias naturales deben estar alejadas de los rangos de frecuencia de paso típicos de los peatones y fijando límites de confort en forma de valores

máximos de aceleración permitidos, asegurándose así un correcto comportamiento de la estructura.

En el presente artículo se analiza esta problemática desde un punto de vista práctico. Para ello se muestran los puntos clave de las normativas y guías de diseño de pasarelas que se pueden encontrar actualmente en la bibliografía, se presentan las técnicas que habitualmente se emplean en el análisis dinámico experimental de estas estructuras, y se comentan las soluciones a las que generalmente se recurre para mejorar su comportamiento dinámico. Por último, se muestran los trabajos llevados a cabo por el Centro Tecnológico CARTIF en colaboración con las Universidades de Valladolid y Castilla-La Mancha en la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia de Valladolid. Estos trabajos incluyen: (1) el estudio dinámico de los tres vanos metálicos de di-

cha pasarela, (2) el diseño e implementación de un amortiguador de masa sintonizado en el vano más sensible a las vibraciones, (3) la implementación de un amortiguador de masa activo utilizando un excitador electrodinámico, y (4) el desarrollo de pruebas para la verificación del estado de servicio de la pasarela.

**Palabras clave:** pasarela peatonal, control de vibraciones, sistemas de amortiguamiento, control pasivo, control activo, estado de servicio.

### 1. INTRODUCCIÓN

Las pasarelas peatonales son estructuras cada vez más habituales en las ciudades como consecuencia de una mayor demanda de nuevas vías de paso por parte de los peatones. Estas estructuras tienen requisitos constructivos menos exigentes en comparación con otros tipos de puentes, lo cual ha facilitado el desarrollo de diseños con nuevos esquemas estructurales, complicadas geometrías y el empleo de nuevos materiales como son los materiales compuestos de resina polimérica (Sobrinó y Pulido, 2002). Esto ha dado lugar a estructuras esbeltas, ligeras y poco amortiguadas. Algunas de estas pasarelas singulares experimentan elevados niveles de vibración al paso de peatones, lo cual puede afectar al estado de servicio y raramente lo hace a la seguridad.



Fig. 1: Pasarela "Millennium Bridge" de Londres. (Williams, 2001)

En general y sin obviar las cargas debidas al viento (Hernández-Vázquez, 2005), la principal fuente de vibraciones en las pasarelas son los propios peatones. En ocasiones, los movimientos armónicos de los peatones (andar, correr, etc.) coinciden con alguna de las frecuencias de vibración de la estructura, pudiendo dar lugar a fenómenos de resonancia que se traducen en altos niveles de vibración. Por otro lado, escenarios de carga excepcionales y que raramente se repiten más de una vez en la vida útil de la estructura, como es el caso del día de la inauguración de la estructura o el transcurso de una manifestación por ella, pueden poner de manifiesto problemas dinámicos debido a las elevadas cargas

a las que puede verse sometida la estructura. La pasarela *Millennium Bridge* de Londres (Fig. 1) es un ejemplo significativo de este tipo de sucesos. El 10 de junio de 2000, día de su inauguración, dicha pasarela experimentó elevadas aceleraciones laterales que provocaron el cierre de la misma y su posterior reparación (Dallard et al., 2001). La reparación consistió en la incorporación de numerosos amortiguadores de masa sintonizados para disminuir las vibraciones verticales y varios amortiguadores viscosos para reducir las vibraciones laterales (Fig. 2). El coste de la reparación de la estructura fue de 5 millones de libras lo que supuso un 20 % del coste final (Russell, 2002). El mismo problema fue detectado un año antes en la pasarela de Solferino en París, lo que provocó tanto la implementación de sistemas de amortiguamiento como un mayor estudio en el modelado de las cargas ejercidas por los peatones (Sétra, 2006). Estos dos ejemplos ponen de manifiesto la importancia de considerar las cargas dinámicas en el diseño de las pasarelas.



a)



b)

Fig. 2: Detalle de los sistemas de absorción de vibraciones de la pasarela "Millennium Bridge": a) amortiguadores de masa sintonizados, b) amortiguador viscoso. (Williams, 2001)

Como respuesta a esta problemática, las normativas actuales prestan cada día más atención a los posibles problemas dinámicos y al estado de servicio de las pasarelas. En general, dichas normativas dan recomendaciones para el diseño y fijan límites de confort tal que se asegure un correcto estado de servicio de estas estructuras a lo largo de su vida útil.

En el presente trabajo se comentan las principales recomendaciones de las normativas en vigor, tanto nacionales como internacionales, y algunas de las guías de diseño de

pasarelas peatonales publicadas hasta la fecha. Posteriormente, se muestran las técnicas que se emplean habitualmente en el estudio experimental del comportamiento dinámico de estas estructuras y se presentan las soluciones más comunes para reducir el nivel de vibración en las pasarelas. Por último, se muestran los trabajos llevados a cabo por personal del centro tecnológico CARTIF en colaboración con las Universidades de Valladolid y Castilla-La Mancha en el análisis y control de vibraciones de la pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid. El grupo de control de estructuras y de diseño estructural del centro tecnológico CARTIF trabaja tanto en análisis dinámico de estructuras civiles como en el diseño de sistemas de absorción vibraciones pasivos y semiactivos para pasarelas peatonales (Casado et al., 2008), pasivos para grúas torre (de Sebastián et al., 2009), adaptativos para viaductos (Casado et al., 2007), y pasivos, activos e híbridos para edificios (Poncela et al., 2007).

## 2. NORMATIVAS Y GUÍAS DE DISEÑO DE PASARELAS PEATONALES

Las normativas de puentes y pasarelas peatonales prestan cada vez más atención a los posibles problemas dinámicos y al análisis del estado de servicio de dichas estructuras. De forma general, dichas normativas recomiendan evitar que los modos principales de las pasarelas estén dentro de los rangos de frecuencia de paso típicos de los peatones (incluyendo andar y correr), y establecen valores límite de aceleración vertical y lateral tal que se asegure el estado de servicio de la estructura. Por otro lado, en algunas normativas, como es el caso de los Eurocódigos, se formulan diferentes estados de carga que deben ser analizados por el diseñador de la estructura.

En la Tabla 1 se muestran los rangos críticos de frecuencia y los límites de aceleración de las principales normativas nacionales e internacionales. Esta Tabla es una actualización de las tablas presentadas en la guía de diseño de pasarelas de la Federación Internacional para el Hormigón Estructural (FIB, 2005). Las variables  $f_v$  y  $f_h$  son, respectivamente, la

Normativas	Frecuencias críticas (Hz)		Aceleraciones máximas de confort ( $m/s^2$ )	
	Vertical	Lateral	Vertical	Lateral
Eurocódigo 0 – Anejo 2 (EN1990 - Annex A2)	<5	<2.5	0.7	0.2(0.4)
Eurocódigo 1 (EN1991)	<5	<2.5	$\min(0.5\sqrt{f_v}, 0.7)$	$\min(0.14\sqrt{f_h}, 0.15)$
Eurocódigo 2 (ENV1992-2)	1.6 - 2.4	0.8 - 1.2		
Eurocódigo 5 (ENV1995-2)	<5	<2.5	0.7	0.2
RPX95, RPM95 (España)			$0.5\sqrt{f_v}$	
EAE (España)	1.6 - 2.4, 3.5 - 4.5	0.6 - 1.2	$\min(0.5\sqrt{f_v}, 0.7)$	0.2(0.4)
BS 5400 (Reino Unido)	<5		$0.5\sqrt{f_v}$	
Din-Fachberitch 102 (Alemania)	1.6 - 2.4, 3.5 - 4.5		$0.5\sqrt{f_v}$	
SIA 260 (Suiza)	1.6 - 4.5	<1.3		
AASHTO 1997 (USA)	<3			
ONT83 (Canada)			$0.25(\sqrt{f_v})^{0.78}$	
Austroroads (Australia)	1.5 - 3			
Normativa de Pasarelas japonesa (1979)	1.5 - 2.3		1	
AISC Guide 11			100x $\left( \begin{array}{l} \text{Curva base} \\ \text{Iso 2631-2} \end{array} \right)$	
VDI 2057			$0.6(f_v)$	0.214
ISO 10137	1.7 - 2.3		60x $\left( \begin{array}{l} \text{Curva base} \\ \text{Iso 2631-2} \end{array} \right)$	

Tabla 1: Frecuencias críticas y valores de aceleración máximas de confort

frecuencia de los modos verticales y laterales de la estructura.

Como se observa en la Tabla 1, la normativa española propone rangos de frecuencia críticos y valores de aceleración máximos de confort que están recogidos en varios documentos (RPM95, RPX95 y EAE). Así, en la nueva instrucción de acero estructural (EAE, 2010), todavía en fase de proyecto, se recomienda que las pasarelas peatonales eviten que sus modos verticales estén comprendidos en el rango de 1.6 Hz a 2.4 Hz, y en el rango de 3.5 Hz a 4.5 Hz, mientras que se fija la aceleración vertical máxima de confort en  $0.5\sqrt{f_v} \text{ m/s}^2$ , sin que en ningún caso se supere  $0.7 \text{ m/s}^2$  cuando un peatón de 750N de peso camine o corra sobre el tablero. También se aconseja evitar modos de vibración lateral o de torsión situados en el rango de 0.6 Hz a 1.2 Hz. En este caso, las aceleraciones horizontales máximas no deberían superar  $0.2 \text{ m/s}^2$  en condiciones de uso normal, y  $0.4 \text{ m/s}^2$  en condiciones de aglomeraciones excepcionales. Por otro lado, en las recomendaciones para el proyecto de puentes mixtos (RPX95, 1996) y metálicos (RPM95, 1996) del Ministerio de Fomento se establece  $0.5\sqrt{f_v} \text{ m/s}^2$  como valor límite de aceleración vertical y se relaciona este límite en aceleración con la flecha en el centro del vano del puente por medio de una formulación sencilla.

En el caso de España, la legislación actual sólo obliga verificar el estado de servicio en algunos casos y normalmente queda a criterio del diseñador o del propietario de la estructura la realización de las mismas. Así, la Instrucción sobre las acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera (IAP, 2003) establece la realización de pruebas de carga estática antes de la puesta en servicio de cualquier puente con vanos superiores a 12 metros, mientras que las pruebas dinámicas solo son preceptivas para vanos mayores de 60 metros o si se prevé que las vibraciones puedan afectar a la funcionalidad de la estructura. Para la realización de pruebas de carga dinámicas, el Ministerio de Fomento editó en 1999 un documento con las recomendaciones para la realización de pruebas de recepción en puentes de carretera que también es aplicable a pasarelas peatonales (Ministerio de Fomento, 1999). En dicho documento se dan algunas pautas para la realización de las pruebas de carga dinámica en pasarelas.

Además de los valores máximos de aceleración fijados en las normativas ya mencionadas, existen otras normativas que tratan el tema de las vibraciones que afectan a las personas (por ejemplo en edificios) cuantificando el valor de la vibración mediante otros índices, como es el MTVV (*Maximum Transient Vibration Value*) o los dosados de vibración (VDV) (ISO 2631-1, 1997). Aunque estos índices no están incluidos en las normativas referentes a puentes y pasarelas, podrían aportar más conocimiento sobre el estado de servicio de las mismas.

Por otro lado, se han publicado en los últimos años guías de diseño de pasarelas peatonales donde se trata con detenimiento el problema de las vibraciones y se sugieren distintas soluciones para mejorar su respuesta dinámica en el caso de tener un nivel excesivo de vibraciones. Algunas de éstas son las publicadas por la ya mencionada *Federación*

*Internacional para el Hormigón Estructural* (FIB, 2005), la guía francesa del *Service d'Etudes techniques des routes et autoroutes* (Sétra, 2006) o la guía publicada como resultado del proyecto europeo "*Human induced Vibrations on Steel Structures*" (Hivoss, 2008). En la primera de las guías se trata sobre diversos aspectos del diseño y la construcción de pasarelas, y en el capítulo 5 dedicado a la dinámica de la estructura se resumen los rangos de frecuencia críticos, las aceleraciones límite de confort y los distintos modelos de carga a analizar en la fase de diseño que se encuentran en normativas y publicaciones especializadas. Las otras dos guías se centran exclusivamente en el análisis del comportamiento dinámico frente a las cargas de los peatones y presentan dos metodologías similares para el análisis del grado de confort de las pasarelas peatonales en su etapa de diseño.

En las guías también se remarca la importancia del cliente o propietario de la estructura, el cual es el responsable de definir todos los posibles estados de carga que deben ser analizados en la fase de diseño y el grado de confort deseado para cada uno de ellos. También se presta especial atención al efecto del *lock-in* o de sincronización forzada. Este fenómeno que tuvo lugar tanto en la pasarela de *Solferino* como en la pasarela *Millennium Bridge*, consiste en la excitación del modo de flexión lateral de la estructura cuando los peatones sincronizan su paso con dicho modo. El organismo francés Sétra (Sétra, 2006) y la ingeniería ARUP (Fitzpatrick, 2001) estudiaron, respectivamente, este fenómeno en las pasarelas mencionadas. Los estudios concluyeron que el *lock-in* se caracteriza por generarse a partir de un número crítico de peatones o bien al superar un cierto valor de aceleración crítica ( $0.10\text{-}0.15 \text{ m/s}^2$ ).

### 3. ANÁLISIS DINÁMICO EXPERIMENTAL Y SOLUCIONES ADOPTADAS

La caracterización experimental del comportamiento dinámico de las pasarelas peatonales puede realizarse en dos niveles de complejidad según sean las características de la estructura y el objetivo del estudio. En un primer nivel se identifican los parámetros dinámicos de la estructura, y en un segundo nivel se realizan medidas de la respuesta dinámica de la estructura frente a diferentes escenarios de carga de peatones.

En el primer nivel de estudio se identifican las frecuencias naturales, los modos de vibración, los coeficientes de amortiguamiento y las masas modales correspondientes a los modos de vibración de la pasarela con el objeto de ajustar los modelos numéricos desarrollados en la etapa de diseño y calcular los parámetros óptimos de los sistemas de absorción de vibraciones en el caso de que fueran necesarios. En general, los parámetros dinámicos se identifican a partir de los registros de aceleración en dirección vertical, lateral y longitudinal en puntos clave del tablero, pilas y otros elementos de la estructura en situaciones de respuesta ambiental, libre o

forzada. Los registros se tratan posteriormente con técnicas como (1) el análisis espectral en el que sólo se calculan las frecuencias naturales de la estructura, (2) el análisis modal clásico (EMA – *Experimental Modal Analysis*), donde se mide la respuesta de la estructura ante una entrada conocida que se genera por medio de dispositivos mecánicos como martillos instrumentados y excitadores electrodinámicos, o (3) el análisis modal operacional (OMA – *Operational Modal Analysis*) cuya principal ventaja frente al anterior es que no es necesario excitar a la estructura de forma controlada. Las dos últimas técnicas identifican además de las frecuencias naturales, los modos y amortiguamientos modales de la estructura. En el caso del EMA los modos obtenidos se pueden normalizar, por lo que es posible estimar las masas modales a partir de ellos. En el caso de las frecuencias naturales, es aconsejable identificar éstas con la estructura vacía y en servicio de forma que se obtenga el rango de frecuencias en el que pueden cambiar los modos principales en cualquier escenario de carga.

En el segundo nivel se evalúa el estado de servicio de la estructura y se correlacionan las respuestas experimentales de la estructura con las obtenidas mediante simulación en la etapa de diseño. La guía de diseño de pasarelas Hivoss (2008) sugiere que estos estudios deberían establecerse como pruebas estándar que se deben realizar una vez finalizada la construcción de cualquier pasarela peatonal flexible y poco amortiguada. Una vez analizados los resultados de estos estudios, el propietario de la estructura es el que decide si es necesario o no modificarla para mejorar su comportamiento dinámico.

Las soluciones que habitualmente se emplean para mejorar el comportamiento dinámico de las pasarelas son: (1) diseñar tal como sugieren las normativas, de forma que se evite que las frecuencias naturales estén dentro del rango de frecuencias de paso típicas de los peatones, (2) aumentar la rigidez de la estructura, lo cual implica modificaciones del diseño original, (3) incrementar el peso de la estructura para reducir la influencia de los peatones en su respuesta y, (4) incrementar el amortiguamiento de la estructura mediante el uso de dispositivos y sistemas de absorción de vibraciones.

En la fase de diseño es posible evaluar la viabilidad de todas estas soluciones, pero si la estructura está construida, el aumento de la rigidez y de la masa es complicado y puede implicar cambios tanto estructurales como no estructurales significativos, por lo que el aumento del amortiguamiento ha resultado ser en la práctica la opción más efectiva y viable. En pasarelas peatonales se emplean generalmente absorbedores pasivos de vibraciones, siendo los más eficientes y comunes los amortiguadores de masa sintonizados o TMDs (*Tuned Mass Damper*) y los amortiguadores viscosos. Otras soluciones menos habituales son los amortiguadores de líquido y columna de líquido sintonizado (TLDs y TLCDs), los amortiguadores visco-elásticos, y los amortiguadores de fricción seca. Un ejemplo de pasarela peatonal con TMD en España es la pasarela de Abandoibarra en Bilbao (Dyna, 1997).

#### 4. CASO PRÁCTICO: ANÁLISIS Y MEJORA DEL COMPORTAMIENTO DE LA PASARELA DEL MUSEO DE LA CIENCIA DE VALLADOLID

A continuación se presentan los trabajos llevados a cabo por el centro tecnológico CARTIF en colaboración con las Universidades de Valladolid y de Castilla-La Mancha para el análisis dinámico y control de las vibraciones en la pasarela peatonal del Museo de la Ciencia (PMC) de Valladolid.

##### 4.1 DESCRIPCIÓN DE LA ESTRUCTURA

La PMC de Valladolid inaugurada en 2004 (Fig. 3) consta de un vano de hormigón de 45 metros y tres vanos metálicos de 51, 111 y 21 metros de luz. De aquí en adelante se identifican estos vanos como vano 1, 2, 3 y 4, respectivamente. La tipología resistente de los vanos metálicos es de entramado triangulado de barras tubulares con sección hexagonal, donde el vano 3, el más largo, cuenta con un sistema de pretensado (Ladret y González, 2005) formado por un conjunto de cables longitudinales y transversales cuyo fin es el de estabilizar dicho vano al paso de los peatones (Gómez, 2004).



Fig. 3: Vista general de la PMC de Valladolid

##### 4.2 ANÁLISIS DINÁMICO EXPERIMENTAL

El objetivo de estos estudios era el de conocer de la forma más fiable posible los parámetros modales de la estructura. En primer lugar se realizó un análisis espectral de los registros de aceleración en dirección vertical y lateral. Las mediciones se realizaron en varios puntos del tablero de los tres vanos metálicos. Una vez analizados los espectros de aceleración se identificaron cuáles de las posibles frecuencias naturales obtenidas en los espectros estaban dentro de los rangos de frecuencia críticas. Así, en la dirección vertical, las frecuencias de 3.5 Hz del vano 2 y de 1.21, 2.55 y 4.67 Hz del vano 3 estaban en el rango de frecuencias críticas ( $< 5$  Hz, según EN1990), mientras que en la dirección lateral la frecuencia de 2.3 Hz del vano 2 y la de 1.15 Hz del vano 3 son las únicas que estaban en el rango de frecuencia críticas laterales ( $< 2.5$  Hz, según EN1990). En la Fig. 4 se muestran dos de los espectros obtenidos de los registros de aceleración vertical en el centro del vano 2 y del vano 3.

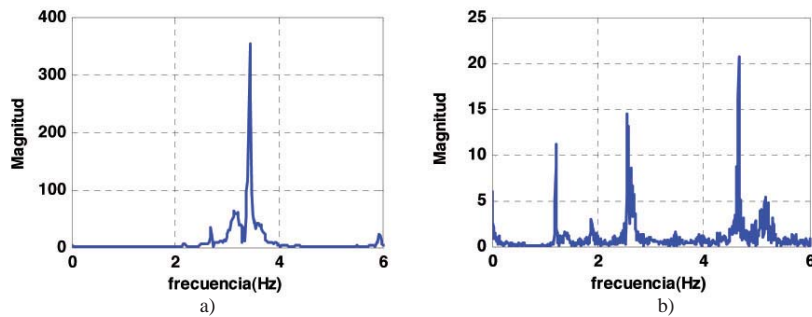


Fig. 4: Ejemplos de espectros de la aceleración vertical en el centro del vano 2 (a) y del vano 3 (b).

Por otro lado se observó que los niveles de vibración en la dirección lateral eran considerablemente menores que en la dirección vertical, y que el nivel de vibraciones del vano 2 era notablemente mayor que el del vano 3 y era relativamente habitual que dicho vano 2 entrara en resonancia al paso de un peatón corriendo. Todo esto se concluyó tras monitorizar durante más de un mes las aceleraciones verticales y laterales en el centro de cada uno de los tres vanos metálicos de la pasarela.

Posteriormente y con el fin de conocer a qué modos de vibración vertical correspondían las frecuencias identificadas en el análisis espectral, se realizó un OMA de la pasarela. Para este análisis se obtuvieron registros de aceleración en dirección vertical en 75 puntos distribuidos a lo largo de los tres vanos metálicos de la pasarela utilizando una frecuencia de muestreo de 100 Hz. Cada registro consistió en la lectura durante 720 segundos de ocho acelerómetros, siendo tres de ellos de referencia (uno por vano). Los parámetros modales se identificaron empleando tres técnicas en el dominio de la frecuencia. Estas son: FDD (*Frequency Domain Decomposition*), EFDD (*Enhanced Frequency Domain Decomposition*) y CFDD (*Curve-Fit Frequency Domain*

*Decomposition*). Los valores obtenidos con las tres técnicas están recogidos en la Tabla 2.

Por otro lado, en la Fig. 5 se muestran los tres primeros modos de flexión del vano 3 y el primer modo de flexión del vano 2.

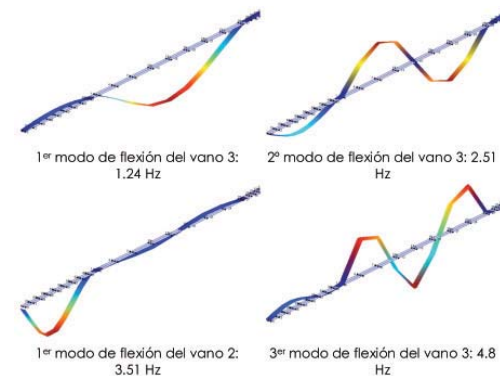


Fig. 5: Primeros modos de flexión de los vanos 2 y 3 de la PMC

FDD		EFDD		CFDD	
Frec. (Hz)	Amort. (%)	Frec. (Hz)	Amort. (%)	Frec. (Hz)	Amort. (%)
<b>Vano 2</b>					
3.516	-	3.514	0.647	3.515	0.636
7.397	-	7.406	0.562	7.399	0.506
9.351	-	9.365	0.552	9.367	0.387
<b>Vano 3</b>					
1.245	-	1.243	1.173	1.257	1.233
2.759	-	2.763	0.563	2.765	0.914
4.785	-	4.792	0.345	4.792	0.327
<b>Vano 4</b>					
8.521	-	8.562	0.568	8.545	0.585
11.5	-	11.36	1.583	11.34	1.11

Tabla 2: Valores de frecuencia y amortiguamiento de los primeros modos de flexión de la PMC obtenidos con el OMA



#### 4.3 AMORTIGUADOR DE MASA SINTONIZADO PARA EL VANO 2 DE LA PMC

Una vez comprobado que las vibraciones verticales del vano 2 de 51 metros eran las de mayor nivel, y que su primer modo de flexión entraba fácilmente en resonancia al paso de peatones corriendo, se decidió diseñar e implementar un amortiguador de masa sintonizado (TMD) para su montaje temporal en el centro del vano.

Un TMD consiste básicamente en una masa acoplada a la estructura por medio de muelles y amortiguadores viscosos cuyo objetivo es la mejora del comportamiento dinámico de la estructura en torno a la frecuencia natural a la que ha sido sintonizado. Habitualmente este dispositivo es pasivo, aunque también hay realizaciones activas y semiactivas que mejoran su eficacia.

Para el diseño del TMD sintonizado al primer modo de flexión del vano 2, fue necesario identificar lo más fiablemente posible sus parámetros modales (frecuencia natural, amortiguamiento y masa modal). La frecuencia natural quedó perfectamente identificada tanto con el análisis espectral como con el OMA. Por otro lado, la cuantificación del amortiguamiento es más complicada y los valores que se obtienen con el OMA son variables y dependientes de los parámetros de la identificación, por lo que fue necesario realizar una identificación más fiable de este parámetro. Para ello se estudió la respuesta amortiguada de la aceleración vertical en el centro del vano tras hacerle entrar en resonancia. A dicha respuesta se le aplicó el método de decremento logarítmico con el que se obtuvo un valor de 0.6%, que en este caso coincidió con los valores estimados en el OMA. Por último, la masa modal se estimó en un valor de 18000 Kg a partir del ajuste de la función de respuesta en frecuencia (FRF) obtenida experimentalmente con un excitador electrodinámico y la medida de la aceleración en el centro del vano.

Una vez conocidos los parámetros modales del primer modo de flexión del vano 2, la masa móvil del TMD se fijó en 185 kg, es decir, aproximadamente el 1% de la masa modal. Esta razón de masa supone teóricamente aumentar el amortiguamiento desde un 0.6% a un 4%, lo que significa

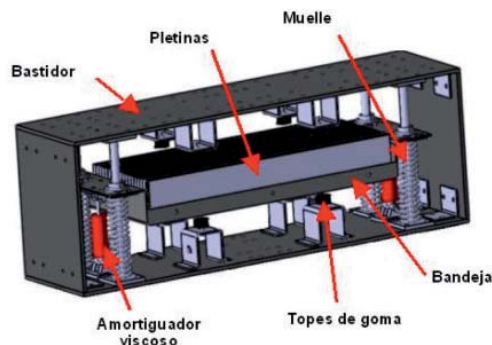


Fig. 6: Prototipo del TMD

una importante mejora en el comportamiento dinámico del vano. Para el cálculo del resto de los parámetros del TMD, amortiguamiento y frecuencia, se emplearon varias formulaciones de sintonizado óptimo (Connor, 2003) con las que se obtuvo un conjunto de valores iniciales (masa: 185 kg, frecuencia: 3.45 Hz, rigidez: 87015 N/m y amortiguamiento 537 Ns/m) que fueron ajustados in-situ una vez instalado el TMD en la pasarela.

En la Fig. 6 se muestra un esquema del TMD diseñado y posteriormente implementado. En ella se observa como la masa del TMD está formada por una serie de pletinas de acero que descansan sobre una bandeja, la cual se une al bastidor del TMD por medio de cuatro muelles y dos amortiguadores viscosos. Por otra parte, la geometría del conjunto se diseñó teniendo en cuenta el reducido espacio disponible debajo del tablero de la pasarela. En la Fig. 7 se muestra tanto el montaje final del TMD en la PMC como un detalle del mismo.



Fig. 7: a) Montaje temporal del TMD en el centro del vano 2 b) Detalle del TMD

Una vez instalado el TMD se realizó un ajuste fino de su masa para optimizar su comportamiento dinámico. En la Fig. 8 se presentan las FRF experimentales entre la aceleración de la estructura y la fuerza de excitación obtenidas en el centro del vano 2 con el TMD ajustado y sin él. En la figura se observa como el modo de flexión de 3.5 Hz que queremos amortiguar se ha desdoblado en dos modos. El objetivo del diseño del TMD y del posterior ajuste fino era el de obtener esos dos modos con la mínima y al mismo tiempo similar amplitud. La distancia entre estos dos modos depende del valor de la razón de masa del TMD (Connor, 2003).

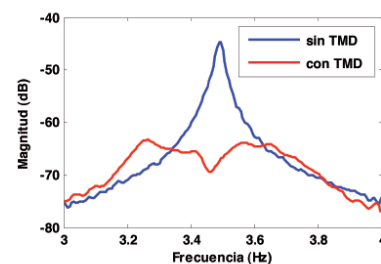


Fig. 8: FRF experimental del vano 2 de la pasarela con y sin el TMD en el centro del vano.

#### 4.4 AMORTIGUADOR DE MASA ACTIVO PARA EL VANO 2 DE LA PMC

Con el objetivo de amortiguar las vibraciones en el mismo vano, también se implementó en el centro del vano un actuador de masa inercial como el que se muestra en la Fig. 9, y se diseñó una ley de control basada en la aplicación de una red en retraso a la aceleración de la estructura, la cual se mide directamente con un acelerómetro. El actuador de masa inercial consistió en un excitador electrodinámico comercial, el cual consta de una masa de unos 30 Kg. suspendida por un conjunto de bandas elásticas y cuya posición vertical está

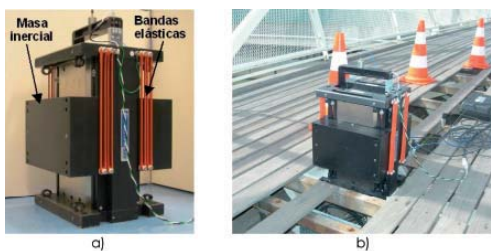


Fig. 9: Excitador electrodinámico (APS 400). a) Detalle del actuador. b) Montaje en el centro del vano 2 de la PMC

controlada por una serie de bobinas eléctricas que generan un campo magnético variable (APS Dynamics).

El funcionamiento de la ley de control es básicamente el mostrado en el diagrama de la Fig. 10. En él se observa como la variable de control, en este caso la aceleración vertical en el centro del vano 2, trata de seguir la señal de referencia, la cual ha sido fijada a un valor nulo. Para ello, el controlador genera una señal "inteligente" de voltaje que comanda al actuador y que se traduce en una fuerza inercial transmitida a la estructura. En Díaz y Reynolds (2010) se pueden encontrar más detalles del diseño de esta ley de control.

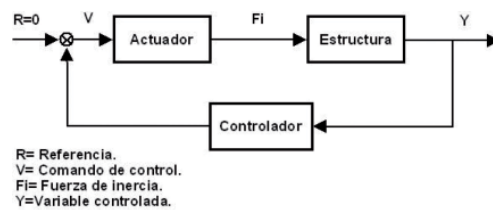


Fig. 10: Esquema de la ley de control del amortiguador de masa activo

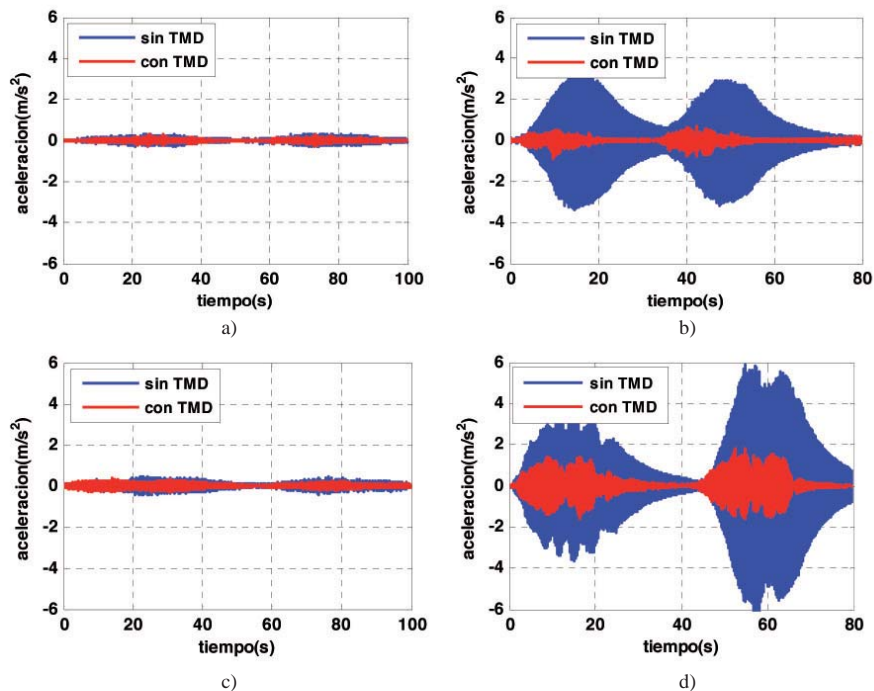


Fig. 11: Pruebas de análisis del estado de servicio del vano 2. Una persona: a) andando a 1.75 Hz, b) corriendo a 3.5 Hz, y un grupo de cuatro personas: c) andando a 1.75 Hz, d) corriendo a 3.5 Hz

#### 4.5 PRUEBAS DE ESTADO DE SERVICIO EN EL VANO 2 DE LA PMC

Por último, se realizaron varios ensayos para cuantificar el desempeño de los sistemas pasivo y activo diseñados. Para ello se analizaron varios estados de carga en los que un peatón y un conjunto de cuatro peatones sincronizaba, con ayuda de un metrónomo, su frecuencia de paso a la primera frecuencia de flexión del vano, la cual es la única que está dentro del rango crítico de frecuencias. De esta forma, se realizaron ensayos tanto con los peatones corriendo a la frecuencia de 3.5 Hz, como andando a la mitad de la frecuencia (1.75 Hz). En este último caso el objetivo de la prueba fue el de evaluar el efecto del segundo armónico de la excitación en la respuesta del vano. En ambas pruebas los peatones realizaban un recorrido de ida y vuelta por el vano en estudio.

En la Fig. 11 se muestran los registros temporales de aceleración vertical en el centro del vano 2 obtenidos en las pruebas con y sin TMD. Este conjunto de pruebas concuerda con los modelos de carga DLM1 (un solo peatón) y DLM2 (un grupo de peatones) definidos en el Eurocódigo 1. En la Fig. 11d. se puede observar la dificultad que tienen cuatro personas para coordinar el paso a la frecuencia de resonancia una vez que el vano tiene un nivel de aceleración notable, y es por ello que no se ha obtenido el mismo nivel de aceleración a la ida que a la vuelta en el caso de la pasarela sin el TMD.

Por último en la Fig. 12 se comparan los valores de aceleración máxima obtenidos en todas las pruebas con los límites de confort propuestos en algunas de las normativas indicadas en la Tabla 1.

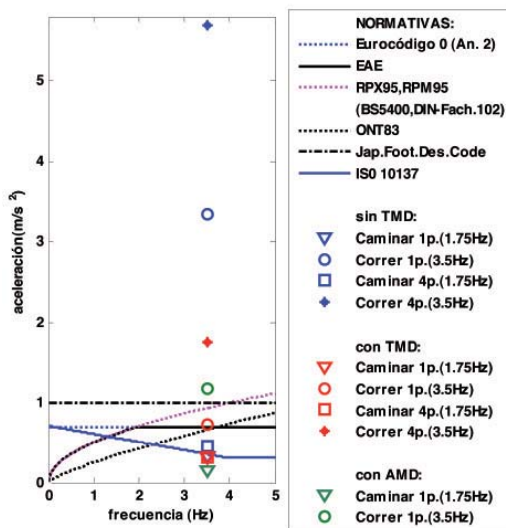


Fig. 12: Verificación del estado de servicio del vano 2 de la pasarela con y sin sistemas de absorción de vibraciones.

Analizando los resultados mostrados en la Fig. 12 para el caso de un peatón, se observa que el vano 2 de la PMC, previo a la implementación de los sistemas de absorción de vibraciones, tiene valores de aceleración máximos muy por encima de la normativa española (EAE) cuando un peatón corre a la frecuencia del primer modo de flexión (3.5 Hz). Una vez que se implementan los sistemas pasivo y activo el valor de aceleración máximo se reduce significativamente. Así, en el caso del TMD se obtiene un valor que cumple críticamente con la normativa española (EAE) y con el eurocódigo empleando el modelo de carga DLM1. Por otro lado el sistema activo consigue menos reducción debido en parte a su menor valor de masa inercial, 30 Kg. frente a los 185 Kg. del sistema pasivo.

Para el caso de cuatro personas corriendo sincronizadas a la frecuencia de resonancia (3.5Hz), el cual puede asemejarse al modelo de carga DLM2 del eurocódigo, se han obtenido niveles de aceleración de la estructura sin control muy por encima de los valores recomendados en la normativa. Con el TMD se ha conseguido una reducción del 70% en el nivel de aceleración, pero no ha sido suficiente para cumplir la normativa.

Para mejorar los resultados obtenidos sería necesario incrementar la masa en el caso del TMD, y optimizar la ley de control y/o aumentar la masa en el caso del sistema activo. En la Fig.12 también se observa que el sistema activo trabaja mejor que el pasivo cuando el nivel de vibraciones es bajo (prueba andando a 1.75 Hz) y que necesita menor valor de masa inercial para conseguir las mismas reducciones que el sistema pasivo. Frente a esto, el sistema pasivo tiene como principal ventaja sobre el activo el ser constructivamente sencillo y tener un mantenimiento mínimo.

## 5. CONCLUSIONES

Las normativas en vigor tratan de solucionar el problema de las vibraciones en pasarelas peatonales dando recomendaciones en forma de rangos de frecuencia que deben ser evitados por las frecuencias naturales de las pasarelas, y valores máximos de aceleración que aseguren el estado de servicio de la pasarela. Debido a la propia naturaleza de los diseños, alejar los modos de la estructura de los rangos críticos de frecuencia supone grandes modificaciones en la rigidez y masa de las estructuras, lo cual en general es complejo y costoso, por lo que en la práctica la solución más efectiva para cumplir los límites de confort exigidos por las normativas es el aumento del amortiguamiento de la estructura por medio de absorbentes de vibraciones de diferentes tipos. En el presente artículo se ha mostrado de forma práctica, con un ejemplo concreto, que la solución para evaluar y controlar las vibraciones en pasarelas peatonales no es excesivamente compleja, pero necesita del conocimiento de varias técnicas y herramientas para afrontar adecuadamente el problema.

### 6. AGRADECIMIENTOS

Este trabajo ha sido realizado con la financiación aportada por el Programa de apoyo a proyectos de Investigación de la Junta de Castilla y León (VA019A07) y el Programa de ayudas a la realización de proyectos de investigación, desarrollo e innovación tecnológica en el marco del Plan Nacional de Investigación Científica, Desarrollo e Innovación Tecnológica 2004-2007, correspondientes al Área de Transportes y Construcción, del Ministerio de Fomento (C16/2006). Asimismo, el autor Iván Muñoz Díaz agradece la ayuda económica recibida por la Universidad de Castilla-La Mancha dentro del Programa de Becas para Estancias en otras Universidades o Centros de Investigación.

Los autores agradecen al personal de Museo de la Ciencia de Valladolid su apoyo en las pruebas de campo.

### 7. BIBLIOGRAFÍA

- APS Dynamics. *Instruction Manual: Electro-seis, model 400 shaker*
- Casado CM, Poncela AV, Lorenzana A. "Adaptive tuned mass damper for the construction of concrete pier" *Structural Engineering International*. 2007. Vol. 17-3 p.252-255
- Connor, JJ. *Introduction to structural motion control*. 1ª edición. New Jersey: MIT-Prentice Hall, 2003. 680p. ISBN: 0-13-009138-3
- Dallard P, Fitzpatrick AJ, Flint A et al. "The London Millennium Footbridge", *The Structural Engineer*. 2001. Vol.79-22 p.17-33
- de Sebastián J, Casado CM, Lorenzana A, Poncela AV. "Sistemas de control de vibraciones para grúas torre". *Dyna Ingeniería e Industria*. 2009. Vol. 84 p.237-244
- Díaz IM, Reynolds P. "Acceleration Feedback Control of Human-induced Floor Vibrations", *Engineering Structures*. 2010 Vol. 32 p.163-173
- Dyna, "La nueva pasarela de Abandoibarra". *Dyna Ingeniería e Industria*. 1997. Vol.72-6 p.15-17
- EAE. *Instrucción de Acero Estructural*. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, Mayo 2010. 447p.
- FIB. *Bulletin 32: Guidelines for the design of footbridges*. Lausanne: Fédération internationale du béton (FIB), 2005. 154p. ISBN 1-88394-072-X
- Fitzpatrick T. *Linking London: The Millennium Bridge*. London: The Royal Academy of Engineering, 2001. 28p. ISBN: 1-871634-99-7
- Gómez M. "A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain)". En: *Proceedings of Steelbridge 2004: Symposium international sur les Ponts Métalliques, (Millau, 23-25 June 2004)*, 2004
- Hernández-Vázquez J. "Estructuras y efectos dinámicos del viento". *DYNA Ingeniería e Industria*. 2005. Vol.80-2 p.9-12
- Hivoss. *Design of Footbridges. Guideline. Human Induced Vibrations of Steel Structure (Hivoss-RFS2-CT-2007-00033)*, 2008. 31p.
- IAP. *Instrucción sobre acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera*. 3ª reimpresión. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 2003. 79p. ISBN: 84-498-0348-9
- ISO 2631-1:1997, *Mechanical vibration and shock- Evaluation of human exposure to whole-body vibration- part1: General requirements*. 2ª Edition Genève: International Organization for Standardization, 1997. 31p.
- Ladret P, González A. "Pretensado exterior en la pasarela del museo de la ciencia en Valladolid". *Informes de la Construcción*. 2005. Vol.57-497 p.5-11
- Ministerio de Fomento. *Recomendaciones para la realización de pruebas de carga de recepción en puentes de carretera*. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 1999. 21p. ISBN: 84-498-0425-6
- Poncela A, Casado C, Baeyens E, Peran JR. "Design of Devices for Protecting Civil Structures using Fixed-Order H<sub>v</sub> Control". *Journal of Structural Control & Health Monitoring*. 2007. Vol.14-2 p.239-260
- RPM-95. *Recomendaciones para el proyecto de puentes metálicos para carreteras*. 2ª reimpresión. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 2003. 214p. ISBN: 84-498-0223-7
- RPX-95. *Recomendaciones para el proyecto de puentes mixtos para carreteras*. 2ª reimpresión. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 2003. 257p. ISBN: 84-498-0224-5
- Russell H. "Sway-free footbridge to open at last". *Bridge Design & Engineering*. 2002. Vol.8-26
- Sétra. *Technical guide: Footbridges. Assessment of vibrational behaviour of footbridges under pedestrian loading*. Paris: Service d'Etudes techniques des routes et autoroutes (Sétra), 2006. 127p.
- Sobrino JA, Pulido MD. "Towards advanced composite material footbridges". *Structural Engineering International*. 2002. Vol.2 p.84-86
- Williams M. "Vibrations of the Millennium Bridge". *SECED Newsletter*. November 2001. p.1-3

---

## Bibliografía

- [1] HERNÁNDEZ-VÁZQUEZ, J., "Estructuras y efectos dinámicos del viento". *DYNA Ingeniería e Industria* Vol.80-2 p.09-12, 2005.
- [2] BACHMANN, H., AMMANN, W., "Vibrations in Structures—Induced by Man and Machines", Structural Engineering Documents, Vol. 3e, International Association of Bridge and Structural Engineering (IABSE), 1987.
- [3] BACHMANN, H., "Practical cases of structures with man-induced vibrations", Proceedings of Symposium/Workshop on Serviceability of Buildings, 419–434, 1988.
- [4] BACHMANN, H., "Case studies of structures with man-induced vibrations", *Journal of Structural Engineering*, 118(3), 631–647, 1992.
- [5] BACHMANN, H., "Vibration upgrading of gymnasia, dance halls and footbridges", *Structural Engineering International*, 2(2), 118–124, 1992.
- [6] FUJINO, Y., PACHECO, B.M., NAKAMURA, S., WARNITCHAI, P., "Synchronization of human walking observed during lateral vibration of a congested pedestrian bridge", *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 22, 741–758, 1993.
- [7] DALLARD, P., FITZPATRICK, A.J., FLINT, A., LE BOURVA, S., LOW, A., RIDSDILL-SMITH, R.M., WILLFORD, M., "The London Millennium Footbridge", *Structural Engineer* 79 (22), 17–33, 2001.
- [8] RUSSELL, H., "Sway-free footbridge to open at last". *Bridge Design & Engineering*. 1st Quarter 2002. Nº26. Vol.8, 2002.
- [9] SETRA, Technical guide – footbridges - Assessment of vibrational behavior of footbridges under pedestrian loading, Service d'Études Techniques des Routes et Autoroutes, 2006.
- [10] WILLIAMS, M., "Vibrations of the Millennium Bridge". SECED Newsletter. November 2001. pp.1-3, 2001.
- [11] HOORPAH, W., "Vibration of footbridges under pedestrian loads", footbridge 2002.
- [12] LEONARD, D.R., "Human tolerance levels for bridge vibrations", TRRL Report No. 34, Road Research Laboratory, 1966.
- [13] WOOD, R.H., "Some notes on vibrations in structures", *The Journal of Royal Institute of British Architects*, third series 55 (12), 553–555, 1948.
- [14] JONES, R.T., PRETLOVE, A.J., EYRE, R., "Two case studies in the use of tuned vibration absorbers on footbridges", *The Structural Engineer* 59B (2), 27–32, 1981.
- [15] PIMENTEL, R., PAVIC, A., WALDRON, P., "Vibration performance of footbridges established via modal testing", Proceedings of IABSE Symposium: Structures for the Future—The Search for Quality, 602–609, 1999.
- [16] PRETLOVE, A.J., RAINER, J.H., "Human response to vibrations", Appendix I of *Vibration Problems in Structures: Practical Guidelines*, 1995.

- [17] SOONG, T. T., SPENCER, B. F., “Supplemental energy dissipation: state-of-the-art and state-of-the-practice”, *Engineering Structures*, 24 (3), 243–159, 2002.
- [18] CAETANO, E., CUNHA, A., MOUTINHO, C., MAGALHÃES, F., “Studies for controlling human-induced vibration of the Pedro e Inês footbridge, Portugal. Part 2: Implementation of tuned mass dampers”, *Engineering Structures*, 32 (4), 1082–1091, 2010.
- [19] OCCHIUZZI, A., SPIZZUOCO, M., RICCIARDELLI, F., “Loading models and response control of footbridges excited by running pedestrians”, *Structural Control and Health Monitoring*, 15 (3), 349–368, 2008.
- [20] LEE, C.L., CHEN, Y.T., CHUNG, L.L., WANG, Y.P., “Optimal design theories and applications of tuned mass dampers”, *Engineering Structures*, 28 (1), 43–53, 2006.
- [21] ZUO, L., “Effective and robust vibration control using series multiple tuned-mass dampers”, *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, 131 (3), 2009.
- [22] REITERER, M., ZIEGLER, F., “Control of pedestrian-induced vibrations of long-span bridges”, *Structural Control and Health Monitoring*, 13 (6), 1003–1027, 2006.
- [23] FIB-BULLETIN 32, “Guidelines for the design of footbridges”, International Federation for Structural Concrete (Fédération Internationale du Béton), Lausanne, Switzerland, 2005.
- [24] MOUTINHO, C., CUNHA, A., CAETANO, E., “Analysis and control of vibrations in a stress-ribbon footbridge”, *Structural Control and Health Monitoring*, 18 (6), 619-634, 2011.
- [25] LADRET, P., GONZÁLEZ, A., “Pretensado exterior en la pasarela del museo de la ciencia en Valladolid” *Informes de la Construcción*, Vol. 57, No. 497, pp. 5-12, 2005.
- [26] GÓMEZ, M., “A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain)”, *Steelbridge 2004: Symposium International sur les Ponts Métalliques*, Milau, France, 23-25 June, 2004.
- [27] ZIVANOVIC, S., PAVIC, A., REYNOLDS, P., “Vibration serviceability of footbridges under human-induced excitation: a literature review”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 279, pp. 1-74, 2005.
- [28] EWINS, D.J., “Modal Testing: Theory, Practice and Application”, Research Studies Press, Taunton, UK, 2000.
- [29] HE, J., FU, Z., “Modal Analysis”, Butterworth-Heinemann, Oxford, UK, 2001.
- [30] FARRAR, C.R., DUFFEY, T.A., CORNWELL, P.J., DOEBLING, S.W., “Excitation methods for bridge structures”, *Proceedings of the 17<sup>th</sup> International Modal Analysis Conference*, Kissimmee, Florida, USA, pp.1063–1068, 1999.
- [31] MAYES, R.L., NUSSER, M.A., The Interstate-40 Bridge Shaker Project, Report SAND94-0228, Experimental Structural Dynamics Department, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, USA, April 1994.

- 
- [32] PANOSSIAN, H., GAWRONSKI, W., OSSMAN, J., “Balanced shaker and sensor placement for modal testing of large flexible structures”, *Proceedings of the 16th International Modal Analysis Conference, Santa Barbara, California, USA, 1998*.
- [33] HERMANS, L., VAN DER AUWERAER, H., “Modal testing and analysis of structures under operational conditions: industrial applications”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 13, 193–216, 1999.
- [34] DEVRIENDT, C., DE SITTER, G., VANLANDUIT, S., GUILLAUME, P., “Operational modal analysis in the presence of harmonic excitations by the use of transmissibility measurements”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 23, 621–635, 2009.
- [35] PARLOO, E., VERBOVEN, P., GUILLAUME, P., VAN OVERMEIRE, M., “Sensitivity-based operational mode shape normalisation”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 16, 757–767, 2002.
- [36] REYNDERS, E., DE ROECK, G., “A hybrid experimental-operational approach to modal parameter identification of large structures”, *Proceedings of the 4th European Conference on Computational Mechanics*, Paris, France, 2010.
- [37] ARTeMIS, Structural Vibration Solutions, [www.svibs.com](http://www.svibs.com), 2010.
- [38] APS Dynamics, “Instruction Manual: Electro-seis, model 400 shaker” 2009.
- [39] OROS MODAL 2. Oros Group. [[www.oros.com/3900-oros-modal-2.htm](http://www.oros.com/3900-oros-modal-2.htm)].
- [40] RICHARDSON, M.H., FORMENTI, D.L., “Parameter estimation from frequency response measurements using rational fraction polynomials”, *Proc. 1st International Modal Analysis Conference IMAC*, Orlando, USA, 1982.
- [41] ALAMPALLI, S., “Effects of testing, analysis, damage and environment on modal parameters”, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 14, pp. 63-74, 2000.
- [42] PEETERS, B., MAECK, J., DE ROECK, G., “Vibration-based damage detection in civil engineering: excitation sources and temperature effects”, *Smart Materials and Structures*, Vol. 10, pp. 518-527, 2001.
- [43] WEBER, F., FELTRIN, G., HUTH, O., “Guidelines for Structural Control”, *SAMCO final report*, Dübendorf, 2006.
- [44] SOHN, H., “Effects of Environmental and Operational Variability on Structural Health Monitoring”, *Philosophical Transactions of The Royal Society A*, Vol. 365, pp. 539–560, 2007.
- [45] WOOD, M.G., *Damage analysis of bridge structures using Vibrational techniques*, Ph.D. thesis, University of Aston, Birmingham, UK, 1992.
- [46] MOORTY, S., ROEDER, C.W., “Temperature-dependent bridge movements”, *ASME Journal of Structural Engineering*, Vol.118, pp. 1090-1105, 1992.

- [47] FUJINO, Y., ABE, M., SHIBUYA, H., YANAGIHARA, M., SATO, M., “Monitoring of Hakucho suspensión bridge using ambient vibration”, *Proceedings of Workshop on Research and Monitoring of Long Span Bridges. Hong Kong*, pp. 142-149, 2000.
- [48] BROWNJOHN, J., MAGALHANES, F., CAETANO, E., CUNHA, A. AU, I., LAM, P., “Ambient vibration re-testing of the Humber bridge”, *4<sup>th</sup> International Conference on Structural Health Monitoring on Intelligent Infrastructures*, Zurich, Switzerland, 22-24 July, 2009.
- [49] ZIVANOVIC, S., DÍAZ, I.M., PAVIC, A., “Influence of walking and standing crowds on structural dynamic properties” *Proc. 27th International Modal Analysis Conference IMAC XXVII*, Orlando, USA, 2009.
- [50] SACHSE, R., “The influence of human occupants on the dynamic properties of slender structures” PhD Thesis, University of Sheffield, UK, April 2002.
- [51] MÁCA, J., VALÁŠEK, M., “Interaction of Human Gait and Footbridges” *Proc. 8th International Conference on Structural Dynamics, EURODDYN*, Leuven, Belgium, 2011.
- [52] CAPPELLINI, A., MANZONI, S., VANALI, M., “Experimental and numerical studies of the people effects on a structure modal parameters” *Proc. 30th International Modal Analysis Conference IMAC XXX*, Jacksonville, USA, 2012.
- [53] ELLIS, B.R., JI, T., “Human-structure interaction in vertical vibrations”, *Proceedings of the ICE: Structures and Buildings*, Vol. 122, pp.1-9, 1997.
- [54] “Dynamic performance requirements for permanent grandstands subject to crowd action. Interim guidance on assessment and design”, The Institution of Structural Engineers, 2001.
- [55] UNE-EN 1995-2:2010. Eurocódigo 5: Proyecto de estructuras de madera. Parte 2: Puentes. AENOR, 2010.
- [56] INTERNATIONAL STANDARD ISO 10137: 2007(E), “Bases of for design of structures – Serviceability of buildings and walkways against vibrations.” ISO 10137:2007, International Organization for Standardization, 2007.
- [57] DEN HARTOG, J.P., “Mechanical Vibrations”, Dover Publications, New York, USA, 1985.
- [58] CONNOR, J.J.,” Introduction to structural motion control”, MIT-Prentice Hall, New Jersey, 680p, 2003.
- [59] HWANG, J., KIM, H., KIM, J., “Estimation of the modal mass of a structure with a tuned-mass damper using H-infinity optimal model reduction”, *Engineering Structures*, 28, 34–42, 2006.
- [60] PILKEY, W. D., “Formulas for Stress, Strain and Structural Matrices”, John Wiley & Sons, Hoboken, New Jersey, USA, 2005.



- 
- [61] PENNESTRI, E., “An application of Chebyshev’s min–max criterion to the optimal design of a damped dynamic vibration absorber”, *Journal of Sound and Vibration*, 217, 757–765, 1998.
- [62] BROWNJOHN, J.M.W., PAVIC, A., “Experimental methods for estimating modal mass in footbridges using human-induced dynamic excitation” *Engineering Structures*, Vol. 29, No. 11, pp. 2833-2843, 2007.
- [63] LÓPEZ, M., FERNÁNDEZ, P., BRINCKER, R., FERNÁNDEZ, A., “Scaling-factor estimation using an optimized mass-change strategy” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 24, No. 5, pp. 1260-1273, 2010.
- [64] ZIVANOVIC, S., PAVIC, A. AND INGOLFSSON, E.T., “Modeling spatially unrestricted pedestrian traffic on footbridges” *Journal of Structural Engineering*, Vol. 136, No. 10, pp. 1296-1308, 2010.
- [65] BUTZ, C., “Codes of practice for lively footbridges: State-of-the-art and required measures” *Proceedings of the 3rd International Conference on Footbridge 2008*, Porto, Portugal, 2008.
- [66] RPM 95. Recomendaciones para el proyecto de puentes metálicos para carreteras. 2ª reimpresión. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 2003.
- [67] RPX 95. Recomendaciones para el proyecto de puentes mixtos para carreteras. 2ª reimpresión. Madrid: Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 2003.
- [68] IAP 11. Instrucción sobre acciones a considerar en el proyecto de puentes de carretera. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 2011.
- [69] Recomendaciones para la realización de pruebas de carga de recepción en puentes de carretera. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 1999.
- [70] EHE-08. Instrucción de hormigón estructural. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 2008.
- [71] EAE. Instrucción de Acero Estructural. Centro de Publicaciones Secretaría General Técnica Ministerio de Fomento, 2011.
- [72] UNE-EN 1990:2003. Eurocódigos. Bases de cálculo de estructuras. AENOR, 2003.
- [73] UNE-EN 1991-2:2004. Eurocódigo 1: Acciones en estructuras. Parte 2: Cargas de tráfico en puentes. AENOR, 2004.
- [74] About the Eurocodes. Legal situation per country (latest update: 25/01/2011) <http://www.eurocodes-online.com>.

- [75] INTERNATIONAL STANDARD ISO 2631-1:1997, "Mechanical vibration and shock- Evaluation of human exposure to whole-body vibration-part1: General requirements." 2nd Edition Genève: International Organization for Standardization, 1997.
- [76] HIVOSS. Design of Footbridges. Guideline. Human Induced Vibrations of Steel Structure (Hivoss-RFS2-CT-2007-00033), 2008.
- [77] SETAREH, M., RITCHEY, J.K., BAXTER, A.J., MURRAY, T.M., "Pendulum Tuned Mass Dampers for Floors Vibration Control," *Journal of Performance of Constructed Facilities*, 20(1), 64-73, 2006.
- [78] SETAREH, M., RITCHEY, J.K., MURRAY, T.M., KOO, J.H., AHMADIAN, M., "Semiactive Tuned Mass Dampers for Floors Vibration Control," *ASCE Journal of Structural Engineering*, 133(2), 242-250, 2007.
- [79] HANAGAN, L.M., MURRAY, T.M., PREMARATNE, K., "Controlling Floor Vibration with Active and Passive Devices," *Shock and Vibration Digest*, 35(5), 347-365, 2003.
- [80] DÍAZ I.M., CASADO C.M., DE SEBASTIÁN J., "Active Vibration Control Study of an In-Service Footbridge using an Inertial Proof-Mass Actuator". *Proceedings of the 5<sup>th</sup> World Conference on Structural Control and Monitoring*. Paper 272. Tokyo, 2010.
- [81] PREUMONT, A., "Vibration Control of Active Structures: An Introduction," Kluwer Academic, Dordrecht, The Netherlands, 1997.
- [82] CHUNG, L.Y., JIN, T.G., "Acceleration feedback control of seismic structures", *Engineering Structures*, 20, 62-74, 1998.
- [83] DÍAZ I.M., REYNOLDS P., "Acceleration Feedback Control of Human-induced Floor Vibrations", *Engineering Structures*. Vol.32. pp.163-173, 2010.
- [84] DÍAZ, I.M., REYNOLDS, P., "On-off Nonlinear Active Control of Floor Vibration," *Mechanical Systems and Signal Processing*, 24(6), 1711-1726, 2010.
- [85] NARROS, A. J., "Pasarela Peatonal 'Pedro Gomez Bosque' sobre el Río Pisuerga en la Ciudad de Valladolid. Un Nuevo Récord de Longitud en Pasarelas Colgadas de Banda Tesa", *Revista Técnica CEMENTO-HORMIGÓN*, 947, 80-86, 2011.
- [86] NEVES, L.C., FRANGOPOL, D.M., "Condition, safety and cost profiles for deteriorating structures with emphasis on bridges", *Reliability Engineering and System Safety*, 89(2), 185–198, 2005.
- [87] ORCESI, A.D., FRANGOPOL, D.M., KIM, S., "Optimization of bridge maintenance strategies based on multiple limit states and monitoring", *Engineering Structures*, 32(3), 627–640, 2010.
- [88] AKTAN, A.E. , FARHEY, D.N., HELMICKI, A.J., BROWN, D.L., HUNT, V.J., LEE, K.L., LEVI, A. "Structural identification for condition assessment: experimental arts", *Journal of Structural Engineering*, 123(12),1674–1684, 1997.

- 
- [89] CAZZANIGA, N.E., PINTO, L., BETTINALI, F., FRIGERIO, A., “Structural monitoring with GPS and accelerometers: the chimney of the power plant in Piacenza, Italy”, *Proceedings of 3rd IAG / 12th FIG Symposium*, 2006.
- [90] SWARTZ, R.A., LYNCH, J.P., ZERBST, S., SWEETMAN, B., ROLFES, R., “Structural Monitoring of Wind Turbines using Wireless Sensor Networks”, *Smart Structures and Systems*, 6(3), 2010.
- [91] GOMEZ, H.C., FANNING, P.J., FENG, M.Q., LEE, S., “Testing and long-term monitoring of a curved concrete box girder bridge”, *Engineering Structures*, 33, 2861-2869, 2011.
- [92] MOSER, P., MOAVENI, B., “Design and Deployment of a Continuous Monitoring System for the Dowling Hall Footbridge”, *Experimental Techniques*, 37, 15-26, 2013.
- [93] OU, J.P., LI, H., YU, Y., “Development and performance of wireless sensor network for structural health monitoring” *Proceedings of SPIE 11th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials*, 5391, 765-773, 2004.
- [94] SHINOZUKA, M., FENG, M.Q., CHOU, P., CHEN, Y., PARK C., “MEMS-based wireless real-time health monitoring of bridges”, *3rd International Conference on Earthquake Engineering*, 2004.
- [95] SPENCER, B.F.JR., RUIZ-SANDOVAL, M.E., KURATA, N., “Smart sensing technology: opportunities and challenges”, *Structural Control and Health Monitoring*, 11, 349-368, 2004.
- [96] GUAN, M., LIAO, W.H., “On the Energy Storage Devices in Piezoelectric Energy Harvesting”, *Proceedings of SPIE 13th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials*, 6169, .1-9, 2006.
- [97] ADXL327 datasheet. Analog Devices.  
[http://www.analog.com/static/imported-files/data\\_sheets/ADXL327.pdf](http://www.analog.com/static/imported-files/data_sheets/ADXL327.pdf).
- [98] T0110 Transmitter datasheet. Comet System.  
<http://www.cometsystem.cz/userfiles/file/manuals-english/transmitters/ie-snc-t0110.pdf>
- [99] Wind sentry 03002L datasheet. R. M. Young Company.  
<http://s.campbellsci.com/documents/us/manuals/03002.pdf>
- [100] cRIO- 9076 datasheet. National Instruments.  
<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/209758>
- [101] NI 9205 datasheet. National Instruments.  
<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/208800>
- [102] PEETERS, B., DE ROECK, G., “Reference-based stochastic subspace identification for output-only modal analysis”, *Mechanical System and Signal Processing*, 13(6), 855-878, 1999.



## Anexo

Otros artículos en revistas y congresos de reconocido prestigio en los que también ha participado el doctorando:

*“Implementation of passive and active vibration control on an in-service footbridge”*

Carlos Casado, Iván M. Díaz, Jesús de Sebastián, Alfonso Poncela,  
Antolín Lorenzana.

*Structural Control and Health Monitoring*. Vol. 20. Núm.1. 70-87. 2013.

Factor de impacto: 1.544.

Categoría: Construction & building technology.

Ranking: Q1.



## Implementation of passive and active vibration control on an in-service footbridge

Carlos M. Casado<sup>1</sup>, Iván M. Díaz<sup>2,\*†</sup>, Jesús de Sebastián<sup>1</sup>, Alfonso V. Poncela<sup>3</sup> and Antolín Lorenzana<sup>3</sup>

<sup>1</sup>CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E-47151, Boecillo, Valladolid, Spain

<sup>2</sup>Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela s/n, E-13071, Ciudad Real, Spain

<sup>3</sup>ITAP, Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, Paseo del Cauce 59, E-47011, Valladolid, Spain

### SUMMARY

The current trend toward lighter and slender pedestrian structures, with new aesthetic requirements and high-performance materials, has resulted in structures with increased susceptibility to vibration. Notable vibrations under human-induced excitations might appear, and the vibration serviceability requirements might not be accomplished. The Valladolid Science Museum Footbridge (Spain) is an example of a lively structure that might achieve excessive vertical acceleration under walking or running excitation. The control of excessive footbridge vibrations via passive and active devices is dealt with in this work. More specifically, this paper is concerned with the design and experimental implementation of a passive tuned mass damper (TMD) and an active mass damper (AMD) to mitigate human-induced vibrations on this in-service footbridge. The TMD, with a mass ratio of 1%, is designed by a numerical method based on  $H_{\infty}$  controllers. The AMD consists of a proof-mass actuator, with a mass ratio of approximately 0.2%, controlled by a strategy based on acceleration feedback with a phase-lag network. The performance of both devices has been assessed. Copyright © 2011 John Wiley & Sons, Ltd.

Received 20 October 2010; Revised 14 March 2011; Accepted 3 May 2011

KEY WORDS: footbridges; vibration control; human-induced vibrations; active control; passive control

### 1. INTRODUCTION

Advances in structural technologies, including construction materials and design technologies, are leading to the design of lighter and slender structures with fewer non-structural elements that are usually cost-effective and appealing from an architectural point of view. However, these structures present much less inherent damping and lower natural frequencies than in the past and hence are more susceptible to excitation by human users. Examples of notable vibrations under human-induced excitations have been reported in footbridges, office buildings, shopping malls and sport stadia, amongst others structures [1–3]. Such vibrations can cause a serviceability problem in terms of disturbing the users, but they do rarely affect the fatigue life or safety of structures.

Concerning footbridges, in particular, urban footbridges, which are usually tourist landmarks, architects and engineers often employ highly performing materials and sophisticated design techniques leading to lightweight and slender footbridges that might be quite lively [4,5]. Solutions to overcome this vibration serviceability problem might be the following: (i) designing in order to avoid natural frequencies into the habitual pacing rate of walking or running; (ii) stiffening the structure in the appropriate direction resulting in significant design modifications; (iii) increasing the weight of the

\*Correspondence to: Iván M. Díaz, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela s/n, E-13071, Ciudad Real, Spain.

†E-mail: Ivan.Munoz@uclm.es

structure to reduce the human influence, a proportional increase of stiffness being also necessary; and (iv) increasing the damping of the structure with special devices. Taking into account that stiffening the structure and increasing the mass are usually complicated and involve significant structural and non-structural changes, the alternative option of including damping devices to the structure seems to be the easiest way of improving the vibration performance of footbridges. Typical passive damping systems [6] are metallic dampers, friction dampers, visco-elastic dampers, viscous dampers, tuned mass dampers (TMDs) and tuned liquid dampers (TLDs). Among passive control devices available for implementation in footbridges, TMDs [7,8] (including parallel multiple TMDs [9] and series multiple TMDs [10]), TLDs [11] and fluid-viscous dampers are the most effective and, hence, the usual adopted solution [12].

An alternative procedure to cancel footbridge vibrations is the use of active devices. Moutinho *et al.* [13] have recently implemented an active vibration control (AVC) on a stress-ribbon footbridge using a proof-mass actuator together with direct velocity feedback control (DVFC) with saturation. This actuator generates inertial forces in the structure without need for a fixed reference. The velocity output, which is obtained by an integrator circuit applied to the measured acceleration response, is multiplied by a gain and feeds back to a collocated actuator. The term collocated means that the actuator and sensor are located physically at the same point on the structure. The merits of this method are its robustness to spillover effects due to high-order unmodelled dynamics and that it is unconditionally stable in the absence of actuator and sensor (accelerometer with an integrator circuit) dynamics [14]. Nonetheless, when such dynamics are considered, the stability for high gains is no longer guaranteed, and the system can exhibit limit cycle behaviour, which is not desirable since it could result in dramatic effects on the system performance and its components [15]. Then, DVFC with saturation is not such a desirable solution. Generally, the actuator and sensor dynamics influence the system dynamics and have to be considered in the design process of the AVC system. If the interaction between sensor/actuator and structure dynamics is not taken into account, the AVC system might exhibit poor stability margins, be sensitive to parameter uncertainties and be ineffective. Díaz and Reynolds [16] have recently proposed a control strategy based on a phase-lag compensator applied to the structure acceleration, which is usually the actual magnitude measured. This compensator accounts for the interaction between the structure and the actuator and sensor dynamics in such a way that the closed-loop system shows desirable properties. Such properties are high damping for the fundamental vibration mode of the structure and high stability margins. Both properties lead to a closed-loop system robust with respect to stability and performance [17]. This control law is completed by the following: (i) a high-pass filter, applied to the output of the phase-lag compensator, designed to avoid actuator stroke saturation due to low-frequency components and (ii) a saturation nonlinearity applied to the control signal to avoid actuator force overloading at any frequency. This methodology will be referred as to compensated acceleration feedback control (CAFC) from this point onwards.

This paper presents the practical implementation of inertial mass-based damping devices, passive and active, in order to cancel excessive vertical vibrations on a footbridge. More specifically, this paper addresses the design and implementation of a passive TMD and an active mass damper (AMD) on the Valladolid Science Museum Footbridge (Spain). This is a structure composed of four spans. One of them, which is a 51-m long steel structure, is considered by its users to be quite lively. The first bending mode of this span is at approximately 3.5 Hz in such a way that it might be excited by the second harmonic of walking and by the first harmonic of running. It was decided to install the designed damping devices at the point in which the first bending mode shape has its maximum value, which is close to the mid-span. The TMD, with an inertial mass ratio of approximately 1% of the modal mass of the targeted vibration mode, was designed by a numerical method based on  $H_\infty$  controllers [18]. The mass value of 1% of modal mass was found to be enough to keep the vibration level for a synchronised walker and runner within most of the limit values provided by current codes [12]. The  $H_\infty$ -based method used for the TMD design obtains the damping ratio and natural frequency of the TMD through the minimisation of the  $H_\infty$ -norm of the transfer function between the structure acceleration (output) and the force disturbance (input).  $H_\infty$ -based techniques are usually recommended for structures excited by loads exhibiting mainly periodical time components, such as those generated by human activities like walking or running. The AMD consisted of a commercial electrodynamic inertial actuator (with an inertial mass of around 0.15% of the modal mass) controlled via CAFC [16].



Some preliminary results obtained from the AVC strategy were presented in [19]. The design of both devices has been carried out using methodologies developed by some of the authors of the present paper [16,18] and applied to the Valladolid Science Museum Footbridge, which is an example of a flexible in-service footbridge. The performance of both devices is evaluated in this paper.

This paper continues with the description of the test structure, the identification of its modal parameters and the vibration serviceability assessment in the context of current codes. In section 3, the design and mechanical development of the TMD are described. The design and development of the AMD are presented in section 4. The experimental results conducted in order to assess the performance of both devices is presented in section 5. Several loading scenarios, involving walking, running and jumping tests, were considered with and without damping devices. Finally, some discussions and conclusions, together with suggestions for future work, are given in section 6.

## 2. STRUCTURE DYNAMICS AND SERVICEABILITY ASSESSMENT

This section describes the test structure and the identification of its modal parameters. This identification consisted in the operational modal analysis (OMA) of the liveliest span and obtaining the frequency response function (FRF) at the point of maximum amplitude of the first bending mode. It was observed that the natural frequency of this mode falls into the considered critical frequencies in most codes and standards for footbridge dynamic design. Thus, limit values of acceleration responses were checked for a synchronised walker and runner.

### 2.1. Description of the structure

The test structure, sited in Valladolid (Spain), is a footbridge that creates a pedestrian link over The Pisuerga River between the Science Museum and the city centre (see Figure 1). This bridge, built in 2004, is a 234-m truss structure composed of four spans: three made of tubular steel beams and one made of white concrete, all of them with a timber walkway. The main span (span 3 in Figure 1), with post-tensioning by two external cable systems (transversal and longitudinal), is 111 m; the second span (span 2 from this point onwards) is 51 m, and the other two spans are shorter and stiffer [20]. The external cable systems of span 3 have both aesthetical reasons (the original design by the architect José Rafael Moneo was based on the form of a fish basket) and structural reasons (making span 3 stiffer [21]).

Because of its slenderness, this footbridge, especially span 2, represents a typical lightweight structure sensitive to dynamic excitations produced by pedestrians. Annoying levels of vibration are sometimes perceived in span 2 (Figure 2). Special attention was paid to the point of maximum amplitude of the first bending mode since the vibration perception is acute at this point, particularly when runners cross the bridge. Therefore, it was decided to study the dynamic properties of this span and implement vibration control devices.

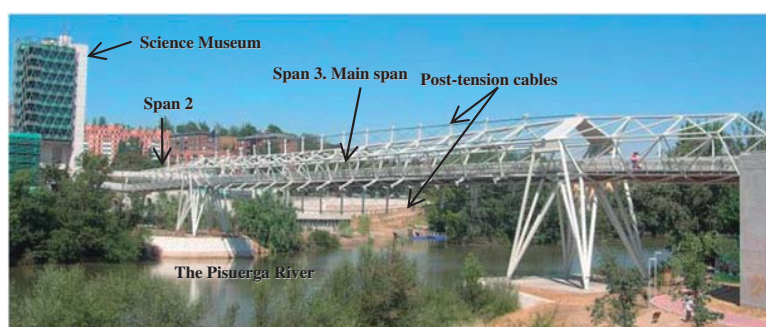


Figure 1. General view of the test structure.

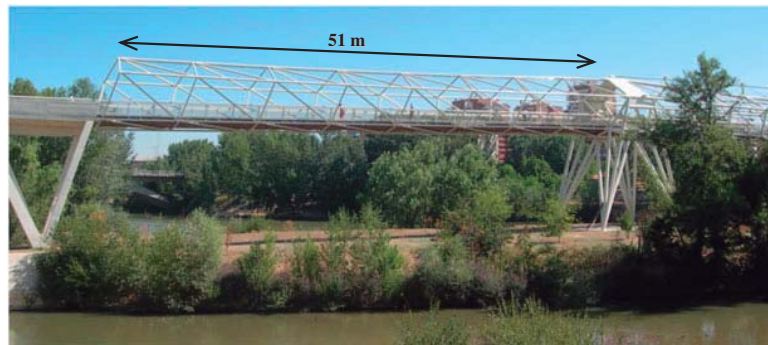


Figure 2. View of span 2.

## 2.2. Modal parameters identification

The OMA of span 2 was carried out in order to obtain the natural frequencies, damping ratios and modal shapes of the lower vibration modes. Additionally, since the first vibration mode (first bending mode at 3.5 Hz) was the most likely to be excited by human motions, it was decided to obtain also a high-quality FRF at the point of maximum amplitude and thus identify its modal properties, particularly its modal mass which is needed for the TMD tuning.

The OMA was carried out with five roving and two reference accelerometers (MMF-KS48C-1000 mV/g (Metra Mess - und Frequenztechnik, Radebeul, Germany)). Preliminary spectral analyses and time history recordings indicated that the vertical vibration was considerably higher than the horizontal one; thus, only vertical response measurements were performed. A measurement grid of three longitudinal lines with nine equidistant test points was considered, resulting in 27 test points. Five setups with an acquisition time of 720 s and a sampling frequency of 100 Hz were recorded. Thus, it was expected to successfully identify vibration modes up to 30 Hz. The modal parameter estimation was carried out using the ARTEMIS suite of software (Structural Vibration Solutions A/S, Aalborg East, Denmark) [22]. In particular, frequency domain methods (frequency domain decomposition (FDD), enhanced frequency domain decomposition (EFDD) and curve-fit frequency domain decomposition (CFDD)) were used. Table I shows the modal parameters estimated through the OMA for the first four vibration modes. Figure 3 shows the corresponding estimated modal shapes.

Frequency response functions between the structure acceleration and the input force were obtained at the middle of the transversal steel beam sited closest to the point of maximum value of the first vibration mode. Firstly, a chirp signal with frequency content between 3 and 4 Hz was used to excite strongly the first vibration mode. The force was generated by an APS Dynamics Model 400 electrodynamic shaker (APS Dynamics, Inc., California Office San Juan Capistrano, CA, USA) operated in inertial mode and placed on the middle of the transversal beam (Figure 4a). The structure acceleration was measured by a piezoelectric accelerometer (as those used for the OMA) mounted by a magnet underneath the same transversal steel beam (Figure 4b). This point will be called control point from now on since the damping devices were installed here. The force induced by the shaker was estimated by measuring the acceleration of the inertial mass and multiplying this by the magnitude of

Table I. Natural frequencies and damping ratios identified by the OMA.

		Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4
FDD	Frequency (Hz)	3.516	6.250	7.373	9.351
	Damping ratio (%)	—	—	—	—
EFDD	Frequency (Hz)	3.506	6.278	7.386	9.365
	Damping ratio (%)	0.7221	0.4167	0.6571	0.5528
CFDD	Frequency (Hz)	3.508	6.274	7.389	9.367
	Damping ratio (%)	0.7984	0.2599	0.4319	0.3869

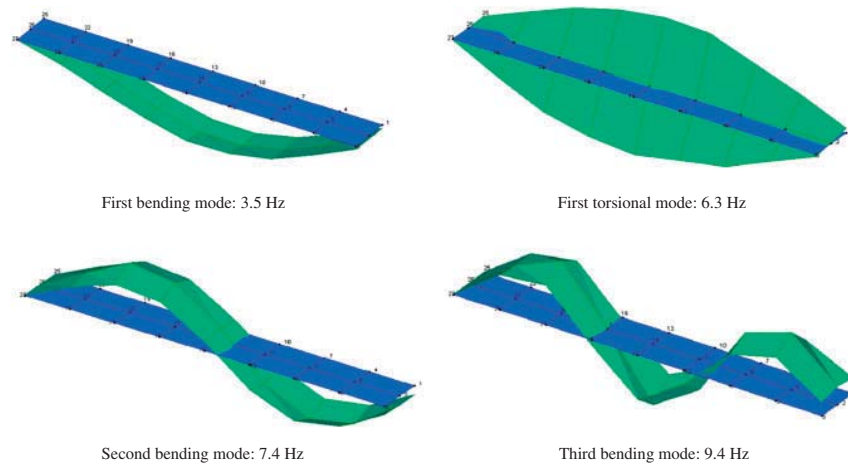


Figure 3. Estimated modal shapes.

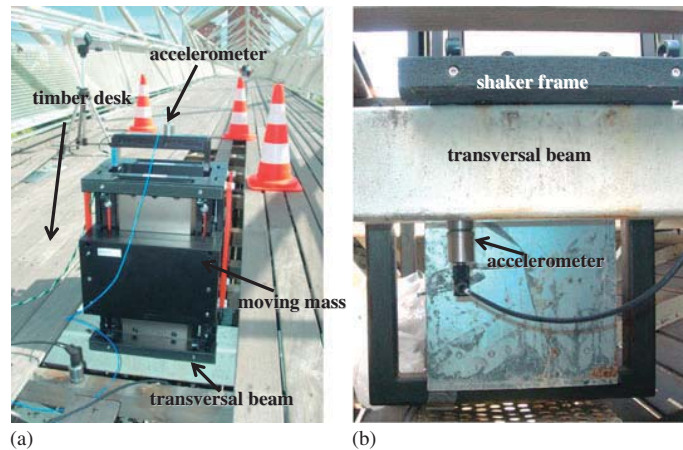


Figure 4. (a) APS Electro-Seis Dynamic Shaker 400 placed on a transversal steel beam. (b) Accelerometer magnetically mounted under the timber walkway.

the inertial mass (30.4 kg). Thus, the structure dynamics for the collocated case between the acceleration (output) and the force (input) can be represented by the sum of  $N$  second-order systems as follows [17]

$$G(s) = \sum_{i=1}^N \frac{\alpha_i s^2}{s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2}, \quad (1)$$

in which  $s = j\omega$ ,  $\omega$  is the frequency,  $N$  is the number of considered modes in the frequency bandwidth of interest, and  $\alpha_i \geq 0$ ,  $\zeta_i$  and  $\omega_i$  are the inverses of the modal mass, damping ratio and natural frequency associated to the  $i$ th mode, respectively. The experimental FRF was then identified using  $N=1$  in Equation (1) since there is only one vibration mode for the excitation frequency bandwidth (3–4 Hz). A natural frequency of 3.50 Hz was obtained, a damping coefficient of 0.7% and a modal mass of 18 500 kg. These values were finally the parameters used to design the TMD (section 3). Note

that the value of the natural frequency and damping ratio coincide quite well with those obtained by the OMA (see Table I).

Secondly, the same FRF was obtained using another chirp signal but now with frequency content between 1 and 15 Hz. In that way, the first and third bending modes could be excited. A parameter identification of model (1) was carried out using  $N=2$ , given

$$G(s) = \frac{5.40 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.3079s + 483.6} + \frac{5.85 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.5887s + 3451} \quad (2)$$

Figure 5 shows the magnitude of the modelled and experimental FRF between 1 and 15 Hz. Higher vibration modes are unlikely to be excited by human excitations. It can be observed that the vibration modes at 6.3 and 7.4 Hz (see Figure 3) are not clearly observed, and they were not considered into the model. It was found that this model captures the structure dynamics with sufficient accuracy for the bandwidth of interest. This model was used for the AVC design (section 4).

2.3. *Vibration serviceability assessment*

Comfort requirements in codes are handled by provided ranges of structure natural frequencies to be avoided. Thus, structures whose natural frequencies fall outside the provided ranges will generally not be at risk of resonance loading. However, if structure natural frequencies fall into such ranges, further dynamic calculation is required. This consists in evaluating if limit values of acceleration are overcome. Some of the international codes limit the bridge natural frequencies at or just below 3 Hz whereas other codes (such as Appendix 2 of Eurocode 5, BS 5400 or the new Spanish Code for Steel Structures) limits the frequencies at or just below 5 Hz, accounting then for higher harmonics of pedestrian excitation [12]. Therefore, it can be considered that the first bending mode at 3.5 Hz is within the natural frequencies to be a risk of resonance loading (see Figure 3). In particular, the second harmonic of walking and first harmonic of running might excite this vibration mode.

Most of the current design guidelines of footbridges set the comfort limit for the vertical acceleration with a frequency around 3.5 Hz into a range of 0.4 to 1 m/s<sup>2</sup> [23]. These values are associated for a theoretical load of a single synchronised pedestrian. It should be note that these values are conservative if more severe excitations than synchronised walking or running are considered. Following the recommendation given in [12], greater limit values can be permitted for other excitations such as repetitive jumping or groups of joggers. A deterministic model for the vertical force based on its representation in the time domain as a sum of Fourier harmonic components was used.

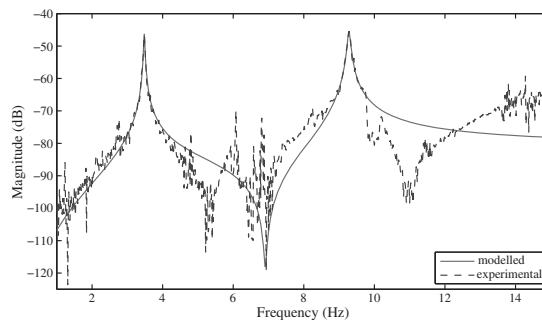


Figure 5. Transfer function of the structure  $G(s)$ ; magnitude in dB referenced to  $1 \text{ ms}^{-2} \text{ N}^{-1}$ .

Table II. Structure acceleration for a single synchronised person (of 1000 N) walking and running.

	Simulation	Experimental
Walking at 1.75 Hz	0.39	0.41
Running at 3.5 Hz	6.16	3.34

A single person of weight 1000 N was considered; the dynamic load factors for the representation of the excitation proposed in [24] were assumed for walking, and those proposed in [25] were assumed for running. Table II shows the structure acceleration values obtained using the aforementioned vertical force models and those obtained experimentally (by a person of 1000 N using a metronome). It was observed that, for a synchronised walker exciting the structure by the second harmonic, the acceleration did not overcome the comfort limit values given by regulations. However, it was found, both theoretically and experimentally, that a synchronised runner may get the structure to overcome the comfort limits clearly. This fact coincided with the general users' opinion since they usually complain about the structural vibrations when runners cross the bridge. Note that the theoretical predicted value is greater than the one obtained experimentally. This might be due to an increase of damping with the response amplitude (nonlinear behaviour of the structure) and due to the possibility of non-perfect synchronisation.

### 3. PASSIVE CONTROL

This section presents the design and experimental implementation of a TMD at the control point in span 2 designed to reduce the structure response due to the first bending mode (at 3.5 Hz). TMDs are considered an efficient means to add damping to a specific vibration mode into structures prone to vibrations, e.g. bridges and high-rise buildings. Basically, a passive TMD is a secondary mass (also called moving or inertial mass) attached to the structure (main mass) by means of springs and dampers. The TMD mass is fixed as a fraction of the modal mass of the targeted vibration mode (mass ratio); the stiffness of the springs is selected to obtain the optimum TMD frequency, and the viscous dampers ensure the operation of the TMD in a range of frequencies around the tuning frequency. Energy is dissipated by the moving mass inertial force acting on the structure.

#### 3.1. Tuned mass damper design

The optimisation of the TMD parameters was carried out using a methodology based on the design of an  $H_\infty$  static output feedback controller [18], which is a method recommended for structures that are excited by mainly periodical loads. This method is just used to optimise the stiffness and damping of the TMD. It should be noted that TMD formulas for structures with vanishing structural damping, such as those obtained by Asami and Nishihara [26], could have been used since the structure damping is small (less than 0.01; see Table I). The feedback system of Figure 6 is assumed to carry out the design. In this figure,  $P(s)$  is the transfer function matrix of the structure with the TMD attached,  $K$  is a static matrix of controller gains,  $w$  is the disturbance input,  $u$  is vector of control inputs,  $z$  is the controlled output and  $y$  is the vector of measured outputs. It has been demonstrated [18] that the transfer function matrix of the structure TMD can be transformed into the feedback system of Figure 6 in which the TMD stiffness,  $k_T$ , and damping,  $c_T$ , play the role of feedback control gains. The optimisation problem obtains  $k_T$  and  $c_T$  for a given mass ratio ( $\mu$ ) between the TMD mass and the modal mass, such that

$$\min_{k_T, c_T \in \mathbb{R}^+} \|G_{zw}(k_1, c_1, \mu, k_T, c_T)\|_\infty, \tag{3}$$

where  $\|\cdot\|_\infty$  is the  $H_\infty$ -norm,  $G_{zw}$  is the closed-loop transfer function between  $z$  (the acceleration at the control point) and  $w$  (pedestrian force) and  $k_1$  and  $c_1$  are the structure stiffness and damping corresponding to the first vibration mode.

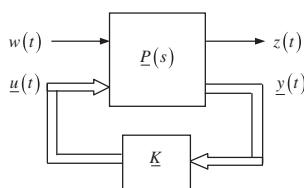


Figure 6. Feedback system.

Table III. Simulation performance assessment of the TMD previous to its installation. Structure acceleration for a single synchronised person (of 1000 N) walking and running.

Mass ratio	Uncontrolled	0.005	0.01	0.02
Walking at 1.75 Hz				
Acceleration ( $m/s^2$ )	0.39	0.073	0.068	0.048
TMD mass displacement (m)	—	$\pm 0.002$	$\pm 0.001$	$\pm 0.0005$
Running at 3.50 Hz				
Acceleration ( $m/s^2$ )	6.16	1.15	0.98	0.73
TMD mass displacement (m)	—	$\pm 0.029$	$\pm 0.015$	$\pm 0.008$

The optimization problem given by Equation (3) was run for three values of the mass ratio:  $\mu=0.005$ , 0.01 and 0.02. Before the TMD implementation, simulations were performed using these mass ratio values. Table III shows uncontrolled acceleration, the acceleration with TMD and the TMD mass displacement for walking at 1.75 Hz and running at 3.5 Hz. The moving mass displacement was important since the space under the walkway was limited. This available displacement was predicted from an initial conceptual design to be  $\pm 0.05$  m (see Figure 7). Eventually, it was decided to use a mass ratio of 1%,  $\mu=0.01$ , which was enough to keep the structure with acceptable level of vibrations, and the maximum displacement available was not overtaken with sufficient safety margin. The parameters obtained for the TMD were as follows:  $k_T=87\,015$  N/m and  $c_T=537$  Ns/m, which is equivalent to a frequency of 21.67 rad/s (3.45 Hz) and a damping ratio of 0.067.

### 3.2. Implementation of the tuned mass damper

The physical design of the TMD was carried out, taking into account the design parameters and the space limitation under the walkway, where the TMD was planned to be installed. Figure 7a shows the cross section of the bridge and the available space under the deck. A computer-aided design (CAD) model of the TMD is depicted in Figure 7b (more details about its physical implementation can be found in [27]). The TMD consists of a steel tray to place steel plates (10, 5, 2, 1 kg), four helical steel springs to suspend the mass and two viscous dampers. Also, various rubber stroke limits were placed in order to avoid excessive mass movements and keep the TMD safe. Four helical springs with a stiffness of 21 900 N/m each were used (SPEC-BARNES DH14330), (Barnes Group Inc., Bristol, USA) giving a final stiffness of 87 600 N/m (close to the optimal value). Two viscous dampers were designed, consisting merely in a piston submerged into a pot with viscous fluid. An experimental identification of the damping coefficient was carried out, resulting in approximately 260 Ns/m. Hence, both dampers together provided approximately the optimal TMD damping. The installation of the TMD under the timber deck and a detail view of the TMD are shown, respectively, in Figure 8a and b. Since the performance of TMDs is relatively insensitive to the damping, it was decided to modify *in situ* the TMD frequency, which is crucial for the system performance, by changing the TMD mass (just by changing the steel plates sited on the tray of the TMD).

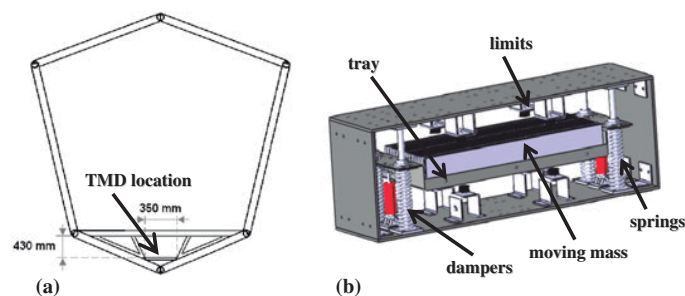


Figure 7. (a) Footbridge cross section and TMD location under the timber walkway. (b) CAD model of the TMD.

An *in situ* tuning of the TMD frequency value was carried out by obtaining several experimental FRFs (changing the TMD mass) between the structure acceleration and the input force with the TMD installed. These FRFs were undertaken as were carried out for the structure identification (subsection 2.2). That is, the same electro-dynamics shaker was employed to provide a controlled input. Finally, the TMD mass used was 187 kg. Figure 9 shows the magnitude of the FRF for the final TMD mass selected. Additionally, the theoretical FRF and the uncontrolled one are included for comparison. As can be observed, the TMD was well tuned. Eventually, several extreme excitations such as perfectly synchronised running and jumping at the targeted frequency were carried out to check that the moving mass did not hit the limits.

#### 4. ACTIVE CONTROL

This section describes the identification of the actuator dynamics and the design and experimental implementation of an AVC system via a proof-mass actuator on the test structure. The methodology used here, CAFC, has been recently presented in [16] for human-induced vibration cancellation in an office floor and has been used in this work for a footbridge. An AVC of a lively footbridge has been recently carried out in [13]. However, the obtained results were of limited relevance since the control law employed (DVFC) did not consider the interaction between structure and actuator dynamics. The methodology used here accounts for the interaction between structure and actuator dynamics and also accounts for stroke saturation and force overloading.

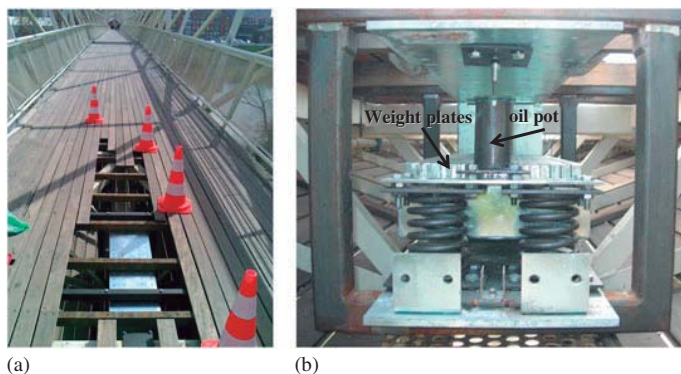


Figure 8. (a) TMD installation. (b) Detailed view.

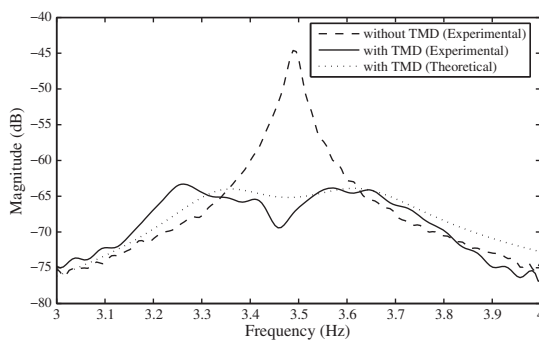


Figure 9. Experimental transfer function of the structure without and with TMD.

#### 4.1. Proof-mass actuator dynamics

The same shaker (APS Dynamics Model 400) that was used to obtain the FRFs for the structure (subsection 2.2) was used as inertial actuator for the AVC implementation. An inertial actuator (also known as proof-mass actuator) generates inertial forces in the structure on which it is placed without the need for a fixed reference. The actuator consists of a reaction (moving) mass attached to a current-carrying coil moving in a magnetic field created by an array of permanent magnets. The moving mass is connected to the frame by a suspension system. Thus, the transfer function between the inertial force applied to the structure and the input voltage can be closely described as a linear third-order model [17]. This transfer function was identified using voltage-driven mode as

$$G_A(s) = \left( \frac{K_A s^2}{s^2 + 2\zeta_A \omega_A s + \omega_A^2} \right) \left( \frac{1}{s + \varepsilon} \right) = \frac{22400s^2}{s^3 + 135.4s^2 + 519.4s + 8803}, \quad (4)$$

in which  $\omega_A = 8.17/\text{rad}$  (1.3 Hz) is the natural frequency associated with the suspended moving mass and  $\zeta_A = 0.21$  is the damping ratio. The pole at  $-\varepsilon$  accounts for the low-pass property exhibited by these actuators. A cut-off frequency of 21 Hz ( $\varepsilon = 2\pi \cdot 21 = 131.94$ ) was identified for this low-pass element. Figure 10 shows the magnitude of the modelled and experimental FRF between 0 and 30 Hz.

#### 4.2. Active vibration control design

The main components of the control strategy adopted in this work are shown in Figure 11. The output of the system is the structural acceleration since this is usually the most convenient quantity to measure. Because it is rarely possible to measure the system state and due to simplicity reasons, direct output measurement feedback control might be preferable rather than state-space feedback in practical problems [28]. In the control scheme,  $G_A$  is the transfer function of the actuator (Equation (4)),  $G$  is of the structure (Equation (2)),  $C_F$  is of a feedback compensator and  $C_D$  is of a direct compensator. The feedback one is a phase-lag compensator (first-order compensator) designed to increase the closed-loop system stability and to make the system more amenable to the introduction of significant damping by a closed-loop control. The direct one is merely a phase-lead compensator (high-pass property) designed to avoid actuator stroke saturation for low-frequency components. It is notable that its influence on the global stability will be small since only a local phase-lead is introduced. The control law is completed by a nonlinear element  $f(\ddot{y}_c)$  that may be a saturation nonlinearity to account for actuator force overloading [16] or an on-off nonlinearity with a dead zone [15]. In this work, a saturation nonlinearity was assumed.

The design process presented in [16] was followed. The steps for the design process are as follows: (i) identify the actuator  $G_A$  and structure dynamics  $G$ ; (ii) design  $C_D$  to reduce the sensitivity of the actuator to stroke saturation; (iii) design  $C_F$  to increase the damping and robustness with respect to stability and performance of the closed-loop system; and (iv) select a control gain using the root locus

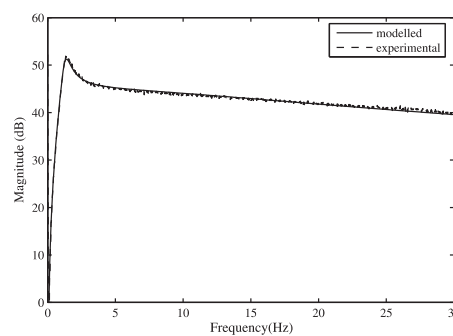
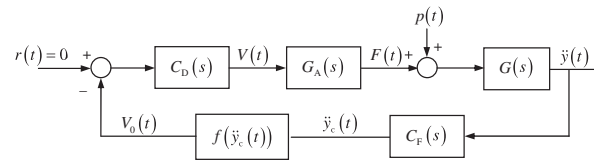


Figure 10. Transfer function of the actuator  $G_A(s)$ : magnitude in dB referenced to 1 N/V.





$r(t)$	Reference command	$\ddot{y}(t)$	Acceleration response
$V(t)$	Control voltage	$\ddot{y}_c(t)$	Compensated acceleration
$F(t)$	Actuator force	$V_0(t)$	Initial control voltage
$p(t)$	Plant disturbance	$f(\ddot{y}_c)$	Nonlinear element
$C_D(s)$	Transfer function of the direct compensator		
$G_A(s)$	Transfer function of the proof-mass actuator		
$G(s)$	Transfer function of the structure		
$C_F(s)$	Transfer function of the feedback compensator		

Figure 11. General control scheme.

method and design the nonlinear element  $f(\ddot{y}_c)$  to avoid force overloading. A direct compensator of the form

$$C_D(s) = \frac{s + \lambda}{s + \eta} \quad \text{with } \eta > \lambda \geq 0, \tag{5}$$

is applied to the initial control voltage  $V_0(t)$ , and its output is the filtered input to the actuator  $V(t)$  (see Figure 11). A maximum stroke for harmonic excitation of 0.05 m was considered in the design, which is appropriate considering that the actual stroke limit of the actuator is 0.075 m. The controller parameters were found to be  $\lambda = 5.6$  and  $\eta = 24.6$ . These parameters are selected in such a way that the likelihood of stroke saturation is reduced significantly. The stroke saturation leads to collisions of the inertial mass with its stroke limits, imparting highly undesirable shocks to the structure and possibly causing damage to the actuator.

Once the direct compensator is designed, the feedback one is designed considering the dynamics of the actuator, the structure and the direct compensator dynamics. The feedback compensator is of the following form

$$C_F(s) = \frac{s + \gamma}{s} \quad \text{with } \gamma \geq 0. \tag{6}$$

Note that if  $\gamma = 0$ , the control scheme will be direct acceleration feedback, and if  $\gamma \gg \varepsilon$  (see Equation (4)), which means that the zero of the compensator does not affect the dominant system dynamics, the control scheme will then be considered DVFC. Parameter  $\gamma$  has to be chosen according to the closed-loop poles corresponding to the first natural frequency of the structure in order to (i) improve substantially their relative stability; (ii) decrease their angles with respect to the negative real axis to allow increasing damping; and (iii) increase the distance to the origin to allow increasing natural frequency. Note that increasing values both of the frequency and the damping result in decreasing the settling time of the corresponding dynamics [29].  $\gamma \geq 35.5$  was obtained. A value of  $\gamma = 50$  was finally chosen.

The root locus technique was then used. The root locus maps the complex linear system roots of the closed-loop transfer function for control gains ( $K_c$ ) from zero (open-loop) to infinity. The root locus of the total transfer function of the linear part  $G_T(s) = C_D(s)G_A(s)G(s)C_F(s)$  is plotted in Figure 12a. It can be observed that a couple of branches in the root locus corresponding to the actuator dynamics go to the right-half plane provoking unstable behaviour in the actuator (see Figure 12b). The gain for which the control system is unstable is the limit gain. A limit gain of  $K_{c, \text{limit}} = 82 \text{ V}/(\text{m}/\text{s}^2)$  was obtained. Finally, a gain of  $K_c = 40 \text{ V}/(\text{m}/\text{s}^2)$  was finally chosen. This gain increases substantially the damping of

the structure and keeps the poles corresponding to the actuator far away from the imaginary axis. The saturation nonlinearity is as follows

$$f(\dot{y}_c(t)) = \begin{cases} K_c \dot{y}_c(t) & |\dot{y}_c(t)| \leq V_s/K_c \\ V_s \text{sign}(\dot{y}_c(t)) & |\dot{y}_c(t)| > V_s/K_c \end{cases}, \quad (7)$$

where  $K_c$  is the aforementioned control gain and  $V_s$  is the maximum allowable control voltage to the actuator (saturation level). The saturation level was set to  $V_s=1$ .

Once both compensators and the control were selected, simulations were carried out in order to assess the AMD performance. MATLAB/SIMULINK (MathWorks, Inc.) was used for this purpose. The same walking and running reaction force models employed for Tables II and III are used here. Table IV shows controlled acceleration response for walking and running excitation. Moreover, the AMD displacement estimation is included.

4.3. Active vibration control implementation

The shaker used for modal identification (section 2), operated in inertial mode, was used as the proof-mass actuator. The response of the structure (the system output) was measured using one of the piezoelectric accelerometers used for the modal identification. The dynamics introduced by the sensor were not considered in the control scheme since they are negligible for the bandwidth of interest. A digital computer was used for the on-line calculation of the control signal  $V(t)$ . The system output was

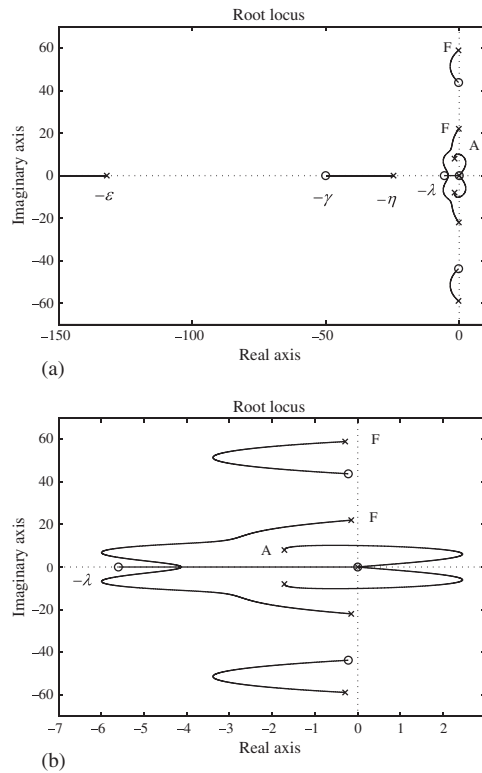


Figure 12. (a) Root locus of the total transfer function  $G_T=C_D G_A G_C F$ . (b) Zoom of the origin. (x) pole; (o) zero; (F) Footbridge; (A) Actuator.

Table IV. Simulation performance assessment of the AMD previous to its installation. Structure acceleration for a single synchronised person (of 1000 N) walking and running.

	Uncontrolled acceleration	Acceleration with AMD	AMD mass displacement
Walking at 1.75 Hz	0.39	0.04	±0.034
Running at 3.50 Hz	6.16	3.75	±0.022

sampled with a period of 0.001 s, and the control signal was calculated once every sampling period. Then, the discrete-time control signal was converted into a zero-order-hold continuous-time signal. Likewise, the continuous transfer functions of the compensators were converted to discrete transfer functions using the zero-order-hold approximation. The controller hardware comprises a low-cost embedded digital controller (NI PXI-8101 (National Instruments PXI-8101 CELERON 575 2.0 GHz REAL-TIME)) with a data acquisition card installed (NI PXI-6221 (National Instruments PXI-6221 M Series DAQ)).

## 5. EXPERIMENTAL RESULT

Walking, running and jumping tests were carried out to assess the efficacy of the control devices designed. The walking tests consisted of walking at 1.75 Hz such that the first vibration mode of the structure (3.5 Hz) could be excited by the second harmonic of walking. A frequency of 3.5 Hz was used for the running tests so that the structure was excited by the first harmonic of running. Jumping tests at 1.75 and 3.50 Hz were also considered. Even though jumping might be considered as a vandalism excitation, it was also used to assess the performance of the control systems. The walking/running tests consisted of walking/running from one end of span 2 to the other and back again. The jumping tests consisted of jumping close to the control point during 30 s and suddenly stopping, allowing thus free decay response of the structure. The pacing frequency was controlled using a metronome set to 105 beats per minute (bpm) for 1.75 Hz and to 210 bpm for 3.5 Hz. Each test was repeated three times. All the tests were carried out by a person of approximately 1000 N.

The results are compared by means of the maximum peak acceleration and the maximum transient vibration value (MTVV) computed from the 1-s running root mean square (RMS) acceleration [30]. Table V shows the result obtained for the four excitations and considering the uncontrolled and controlled cases (TMD and AMD). It is observed that the AMD designed (with a moving mass of 30 kg) performs well (from 67% to 80% reduction in terms of the MTVV) for walking, running and jumping at 1.75 Hz; however, the performance for jumping at the resonant frequency is poor (24% reduction). This is due to the fact that the maximum actuation force is limited by the maximum force provided by the actuator (400 N at 3.5 Hz), which is much smaller than the first harmonic of the vertical reaction force caused by a jumper of 1000 N [31]. The TMD designed (with a moving mass of 187 kg) was shown to be effective for all the excitations (from 65% to 84% reduction in terms of the MTVV) except for walking (33% reduction). This is due to the fact that the TMD performance is poor if the vibration amplitude is

Table V. Experimental performance assessment for walking, running and jumping excitation.

	Uncontrolled	TMD	Reduction (%)	AMD	Reduction (%)
Walking at 1.75 Hz					
Peak acceleration (m/s <sup>2</sup> )	0.41	0.25	39	0.16	70
MTVV <sup>a</sup> (m/s <sup>2</sup> )	0.21	0.14	33	0.06	67
Running at 3.50 Hz					
Peak acceleration (m/s <sup>2</sup> )	3.34	0.85	74	1.19	64
MTVV (m/s <sup>2</sup> )	2.20	0.35	84	0.69	68
Jumping at 1.75 Hz					
Peak acceleration (m/s <sup>2</sup> )	2.28	0.45	80	0.59	74
MTVV (m/s <sup>2</sup> )	1.35	0.24	82	0.26	80
Jumping at 3.50 Hz					
Peak acceleration (m/s <sup>2</sup> )	3.41	1.40	59	3.06	10
MTVV (m/s <sup>2</sup> )	2.31	0.81	65	1.75	24

<sup>a</sup>Maximum transient vibration value defined as the maximum value of the 1-s running RMS acceleration.

low, causing thus very low control force from the moving mass. Figure 13 shows the response time histories (including the 1 s RMS) uncontrolled and controlled by the TMD and the AMD for a walking test. Figure 14 shows the same plots for a running test. A set of recorded response time histories for a jumping test at 3.5 Hz is depicted in Figure 15. Finally, Table VI shows the damping ratios estimated from the free motion of the structure obtained after each jumping test. The logarithmic decrement method was used for the estimation. Interestingly, the damping ratios obtained for jumping test with the AMD were greater than those obtained with the TMD, even for the case of jumping at 3.5 Hz. That is, when the AVC system is used, the vibration drops off more quickly (see Figure 15b and c).

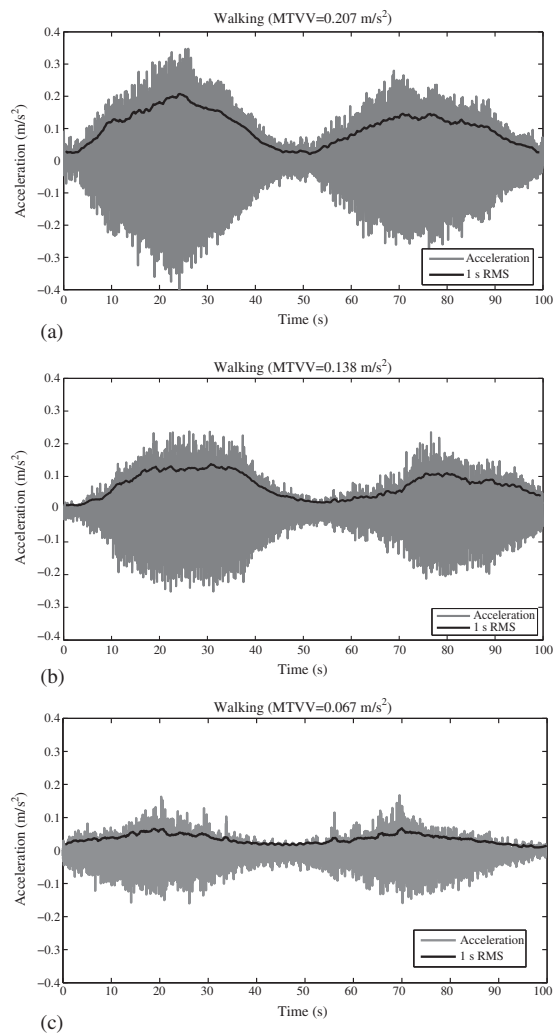


Figure 13. Walking test. (a) Uncontrolled. (b) Controlled by the TMD. (c) Controlled by the AMD.

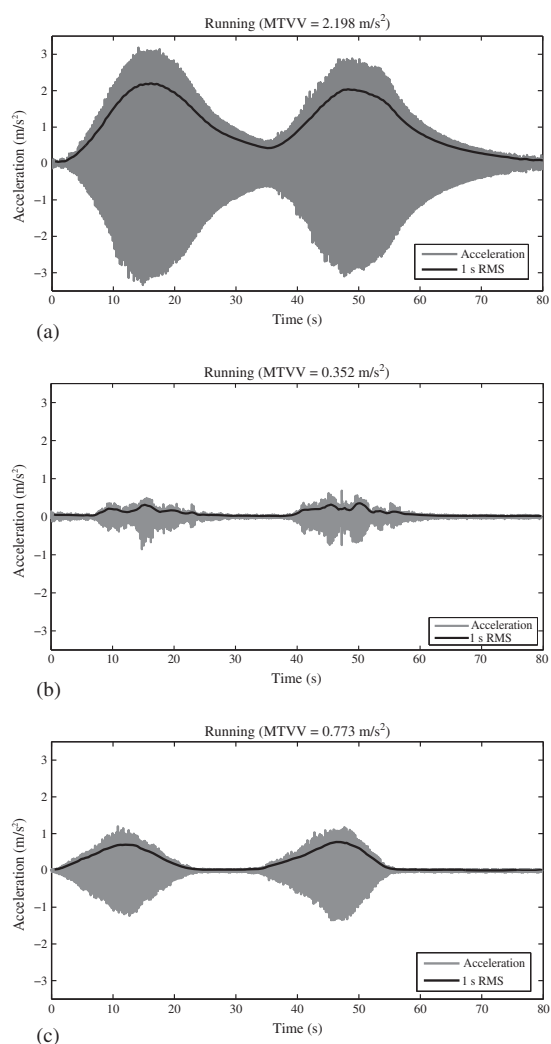


Figure 14. Running test. (a) Uncontrolled. (b) Controlled by the TMD. (c) Controlled by the AMD.

## 6. DISCUSSION AND CONCLUSIONS

The control of human-induced vibrations on an in-service footbridge has been addressed throughout this paper. The test structure is an urban footbridge representative of lightweight structure susceptible to human-induced vibrations. Once the dynamic properties of the structure were identified, the design and implementation of two different control techniques based on passive and active control were carried out. The passive control has been performed using a TMD, which is the most common solution adopted to improve the dynamic behaviour of footbridges. The TMD was designed using an  $H_\infty$  approach that takes into account the damping of the structure. The active control has been addressed through the use of a commercial electrodynamic shaker controlled by an acceleration feedback-based strategy.

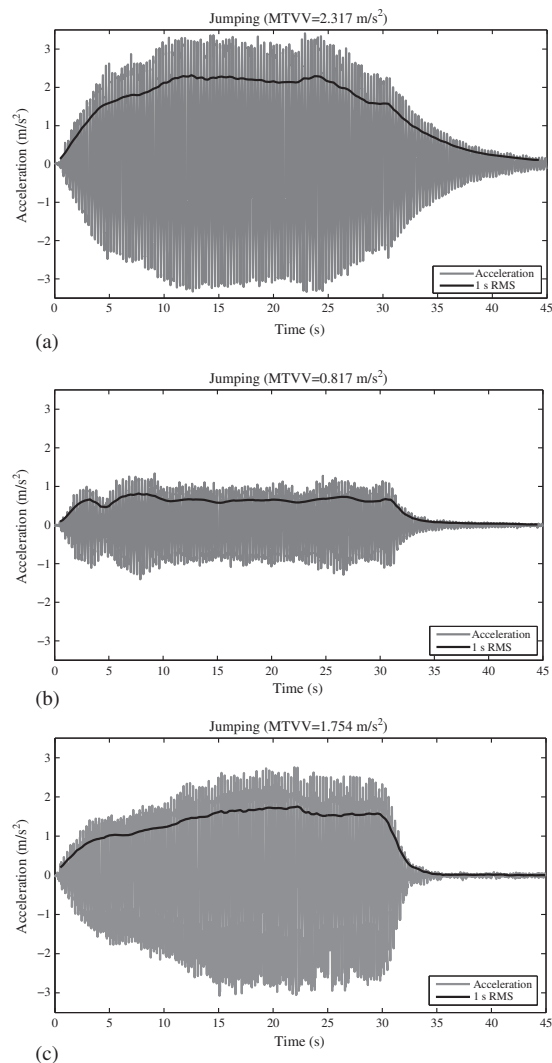


Figure 15. Jumping test at 3.5 Hz. (a) Uncontrolled. (b) Controlled by the TMD. (c) Controlled by the AMD.

The vibration control via a TMD, which is a well-established technology, has been addressed successfully. Since the structure has one dominant vibration mode (which is well separated from the others) prone to be excited by human loading, the TMD has been an economical and effective solution as expected. Vibration reductions between 40% and 80% have been achieved for all the excitation considered using a TMD mass of 185 kg, 1% of the modal mass (Table V). Apart from the initial budget, the maintenance costs are, in principle, low. However, the TMD mass has to be fine-tuned periodically since structural natural frequencies change with structural ageing. Further, environmental conditions (mainly temperature and wind) [32] and pedestrian density [33] might change the resonance response of the structure, thus affecting the TMD performance.

Table VI. Damping ratio, as a percentage of critical damping, obtained from the free decay after suddenly stopping the jumping test.

	Uncontrolled (%)	TMD (%)	AMD (%)
Jumping at 1.75 Hz	0.72	2.37	3.30
Jumping at 3.50 Hz	0.91	2.39	3.53

As for the authors' knowledge, this has been the first successful implementation of AVC on an in-service footbridge. The actuator was a commercial shaker with a 30-kg inertial mass controlled by a low-cost acquisition card. Vibration reductions between 60% and 80% have been achieved for all the excitation considered except for jumping at the structure natural frequency for which the reduction was 20% (Table V). It has been observed that both systems were of similar efficacy for a synchronised runner and that the AVC shows better performance for low-amplitude vibration (a synchronised walker). That is, the AVC has been shown to be more robust with respect to performance. It should be noted that the inertial mass value of the AVC was more than six times smaller than the TMD one.

It has been shown that active control could be a realistic and reasonable solution for flexible lightweight civil engineering structures such as lively footbridges or lightweight floor structure [16]. In these cases, in which low control forces are required (as compared with other civil engineering applications such as high-rise buildings or long-span bridges), electrical actuators can be employed. These actuators present advantages with respect to hydraulic ones such as lower cost, maintenance and level of noise. However, AVC systems for human-induced vibrations needs much further research and development to jump into building and construction technologies considered by designers. With respect to passive systems, such as the TMD developed in this work, cost is still the major disadvantage. Considering the two vibration control systems developed in this work, the AVC hardware and installation might be estimated to cost between three and four times more than the passive one. Additionally, the energy consumption was estimated to be between 1000 and 2000 kWh per year, which is approximately the energy consumption of one or two electric bulbs of 100 W continuously plugged in. Then, the energy consumption is not a drawback for electrodynamic actuators. Additionally, there is no need of re-tuning the system periodically. It is expected that this technology will become less expensive and more reasonable in the near future. Research projects involving the development of new affordable and compact actuators for human-induced vibration control are currently on the go [34].

The authors are currently working on a permanent implementation of the AVC strategy presented in this work. It is planned to evaluate the AVC performance and energy consumption through long-term monitoring results. Moreover, the research carried out herein has made the investigation on AVC strategies more efficient and economically interesting. Future developments will consider control laws in which the inertial mass displacement will be included to improve the system efficacy, and a switching-off function will also be included in order to disconnect the system when the acceleration level is under the allowable threshold (given by design guidelines).

#### ACKNOWLEDGEMENTS

The authors would like to acknowledge the support of the Science Museum personnel and Valladolid City Council. Dr. Iván M. Díaz would like to acknowledge the financial support of Universidad de Castilla-La Mancha (Short-Stay Visitor Grant Program) and the Consejería de Ciencia y Tecnología of Junta de Comunidades de Castilla-La Mancha (Research Grant PPII11-0189-9976).

#### REFERENCES

1. Bachmann H. Case studies of structures with man-induced vibrations. *Journal of Structural Engineering* 1992; **118**:631–647.
2. Bachmann H. Lively footbridges—a real challenge. *Proceedings of the International Conference on the Design and Dynamic Behaviour of Footbridges*. OTUA: Paris, France, 2002.
3. Hanagan LM, Raebel CH, Trethway MW. Dynamic measurements of in-place steel floors to assess vibration performance. *Journal of Performance of Constructed Facilities* 2003; **17**:126–135.
4. Willford M. Dynamic actions and reactions of pedestrians. *Proceedings of the International Conference on the Design and Dynamic Behaviour of Footbridges*. OTUA: Paris, France, 2002.

5. Mimram M. Towards reasoned, open-minded footbridge design. *Proceedings of the International Conference on the Design and Dynamic Behaviour of Footbridges*. OTUA: Paris, France, 2002.
6. Soong TT, Spencer BF, Jr. Supplementary energy dissipation: state-of-the-art and state-of-the-practice. *Engineering Structures* 2002; **24**:243–159.
7. Caetano E, Cunha A, Moutinho C, Magalhães, F. Studies for controlling human-induced vibration of the Pedro e Inês footbridge, Portugal. Part 2: Implementation of tuned mass dampers. *Engineering Structures* 2010; **32**:1082–1091.
8. Occhiuzzi A, Spizzuoco M, Ricciardelli F. Loading models and response control of footbridges excited by running pedestrians. *Structural Control and Health Monitoring* 2008; **15**:349–368.
9. Lee CL, Chen YT, Chung LL, Wang YP. Optimal design theories and applications of tuned mass dampers. *Engineering Structures* 2006; **28**:43–53.
10. Zuo L. Effective and robust vibration control using series multiple tuned-mass dampers. *ASME Journal of Vibration and Acoustics* 2009; **131**:031003.
11. Reiterer M, Ziegler F. Control of pedestrian-induced vibrations of long-span bridges. *Structural Control and Health Monitoring* 2006; **13**:1003–1027.
12. FIB-Bulletin 32. Guidelines for the design of footbridges. *International Federation for Structural Concrete*, Lausanne, Switzerland, 2005.
13. Moutinho C, Cunha A, Caetano E. Analysis and control of vibrations in a stress-ribbon footbridge. *Structural Control and Health Monitoring* 2011; DOI: 10.1002/stc.390
14. Balas MJ. Direct velocity feedback control of large space structures. *Journal of Guidance and Control* 1979; **2**:252–253.
15. Díaz IM, Reynolds P. On-off nonlinear active control of floor vibrations. *Mechanical Systems and Signal Processing* 2010; **24**:1711–1726.
16. Díaz IM, Reynolds P. Acceleration feedback control of human-induced floor vibrations. *Engineering Structures* 2010; **32**:163–173.
17. Preumont A. *Vibration Control of Active Structures: An introduction*. Kluwer Academic: Dordrecht, The Netherlands, 1997.
18. Poncela A, Casado CM, Baeyens E, Perán JR. Design of devices to protecting civil infrastructures using fixed-order  $H_{\infty}$  control. *Structural Control and Health Monitoring* 2007; **14**:239–260.
19. Díaz IM, Casado CM, de Sebastián J. Active vibration control study of an in-service footbridge using an inertial proof-mass actuator. *Proceedings of Fifth World Conference on Structural Control and Monitoring*, paper 272, Tokyo, Japan, 2010.
20. Gómez M. A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain). *Steelbridge 2004: Symposium International sur les Ponts Métalliques*, Milau, France, 23–25 June, 2004.
21. Martínez J, Gómez M. The versatility of stay bridges. *Solids and Structures* 2004; **220**:4–5.
22. ARTEMIS. Structural Vibration Solutions. Available at [www.svibs.com](http://www.svibs.com), 2010.
23. Sêtra. Technical guide footbridges. Assessment of vibrational behaviour of footbridges under pedestrian loading. Service d'études techniques des routes et autoroutes, Paris, France, 2006.
24. Young P. Improved floor vibration prediction methodologies. *Arup Vibration Seminar on Engineering Structural Vibration—Current Developments in Research and Practice*, Institution of Mechanical Engineers, London, U.K., 4 October 2001.
25. Bachmann H, Pretlove AJ, Rainer H. Dynamic forces from rhythmical human body motions. *Vibration Problems in Structures: Practical Guidelines*, Appendix G, Birkhäuser: Basel, Switzerland, 1995.
26. Asami T, Nishihara O. Closed-form exact solutions to H-infinity optimization of dynamic vibration absorbers (application to different transfer functions and damping systems). *ASME Journal of Vibration and Acoustics* 2003; **125**:398–405.
27. Casado CM, de Sebastián J, Díaz IM, Poncela A. Vibration serviceability assessment and passive vibration control of a lively footbridge. *Proceedings of Fifth World Conference on Structural Control and Monitoring*, paper 249, Tokyo, Japan, 2010.
28. Chung LY, Jin TG. Acceleration feedback control of seismic structures. *Engineering Structures* 1998; **20**:62–74.
29. Bolton W. *Control Engineering*. Logman: United Kingdom, 1998.
30. ISO 2631-1. *Mechanical Vibration and Shock—Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration, Part 1, General Requirement*. International Organization for Standardization: Switzerland, 2008.
31. Racic V, Brownjohn JMW, Pavić A. Reproduction and application of human bouncing and jumping forces from visual marker data. *Journal of Sound and Vibration* 2010; **239**:3397–73416.
32. Sohn H. Effects of environmental and operational variability on structural health monitoring. *Philosophical Transactions of The Royal Society A* 2007; **365**:539–560.
33. Živanović S, Díaz IM, Pavić A. Influence of walking and standing crowds on structural dynamic properties. *Proceedings of the XXVII International Modal Analysis Conference*, paper 53, February 9–12, Orlando, Florida USA, 2009.
34. Research Grant EP/H009825/1. Active control of human-induced vibration, PI: Dr Paul Reynolds, Engineering and Physical Sciences Research Council, United Kingdom, 2010–2012.



*“Sistemas de Control de Vibraciones para Grúas Torre”*

Jesús de Sebastián, Carlos Casado, Antolín Lorenzana, Alfonso Poncela.

*DYNA*. Vol. 84. Núm.3. 237-244. 2009.

Factor de impacto: 0.237.

Categoría: Engineering, multidisciplinary.

Ranking: Q4.





# Sistemas de control de vibraciones para grúas torre

*Vibration control devices for tower cranes*

• Jesús de Sebastián-Sanz  
• Carlos M. Casado-Sánchez  
• Antolín Lorenzana-Ibán  
• Alfonso Poncela-Méndez

Ingeniero Industrial  
Ingeniero Industrial  
Doctor Ingeniero Industrial  
Doctor Ingeniero Industrial

Fundación CARTIF, Área de Control de Estructuras  
Fundación CARTIF, Área de Control de Estructuras  
Universidad de Valladolid, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales  
Universidad de Valladolid, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales

Recibido: 19/09/08 • Aceptado: 17/11/08

## ABSTRACT

- The application of tuned mass damper in the field of the civil engineering has focused principally on skyscraper, communication towers or bridges. The present article proposes the use of them in tower cranes for the improvement of dynamical behaviour under daily use loads. We have done simulations of tuned mass dampers (TMD) using a two-dimensional model of a tower crane in order to evaluate the efficiency of these passive vibrations control systems.
- **Key words:** tower crane, vibrations, tuned mass damper.

## RESUMEN

La aplicación de los amortiguadores de masa en el campo de la ingeniería civil se ha centrado principalmente en su uso en rascacielos, torres de comunicación o puentes. El presente artículo propone su uso en grúas torre para la mejora del comportamiento dinámico de éstas frente a cargas de uso diario. Para ello y partiendo de un modelo bi-dimensional de una grúa torre, se han realizado simulaciones de amortiguadores de masa (TMD) con el fin de valorar la eficiencia de estos sistemas de control de vibraciones pasivos.

**Palabras clave:** grúa torre, vibraciones, amortiguador de masas.

## 1. INTRODUCCIÓN

Conforme ha ido aumentando la esbeltez de los sistemas estructurales, fundamentalmente los edificios en altura, se ha detectado la necesidad de introducir sistemas de control que mejoren tanto el comportamiento resistente (tensiones, resistencia a fatiga, etc.) como la comodidad de los usuarios (sensación de movimiento, mareos, etc.). En ocasiones no es eficiente sobredimensionar el esqueleto resistente de la estructura ya que al aumentar la rigidez aumenta la masa y el coste, y aunque disminuyan los desplazamientos del movimiento vibratorio aumentan las velocidades y aceleraciones.

Una de las soluciones para mitigar este movimiento vibratorio sin necesidad de rigidizar la estructura es mediante la incorporación de sistemas disipadores y/o absorbedores de energía que mejoren su respuesta dinámica y aumenten el amortiguamiento estructural, el cual generalmente es bajo.

Desde mediados de los años 70, los amortiguadores de masa o TMD (*Tuned Mass Damper*) han sido uno de los dispositivos más usados para la amortiguación de vibraciones en rascacielos, torres, tableros de puentes, chimeneas, etc. Quien esbozó por primera vez este dispositivo fue **Frahm** en 1909, pero fue **Den Hartog** [1] quien realizó los primeros desarrollos teóricos para el sintonizado óptimo de estos sistemas en estructuras sencillas de un solo grado de libertad. A partir de esta teoría, numerosos investigadores como **Warburton** [2], **Tsai** y **Lin** [3], **Poncela** et al. [4] entre otros, han propuesto nuevas formulaciones para el sintonizado óptimo de TMDs en estructuras más complejas. Estos dispositivos se han mostrado muy eficientes en la reducción de las vibraciones inducidas principalmente por el viento, aunque también las debidas a seísmos, tráfico, etc. obteniendo en la respuesta de las estructuras mejoras del 30 al 50% [5] medidas en términos de tiempo de establecimiento y razones de amortiguamiento.

En comparación con las estructuras civiles mencionadas anteriormente, las grúas torre son

estructuras muy esbeltas y flexibles que tanto por la acción del viento como por los acoplamientos dinámicos del movimiento de la carga durante su uso diario [6], experimentan movimientos vibratorios muy amplios que condicionan el dimensionamiento resistente y dificultan el posicionamiento de la carga. En este trabajo se evalúa mediante simulación la efectividad de los amortiguadores de masa para reducir las oscilaciones de una grúa torre en concreto. Para ello, y a partir de los parámetros modales obtenidos de un modelo de la grúa en elementos finitos ajustado manualmente mediante datos experimentales, se ha desarrollado un modelo sencillo bidimensional de la grúa en *Working Model 2D* [7], en el cual se ha simulado el comportamiento transitorio de la grúa con diferentes TMDs cuando se la somete a su máxima carga en punta.

## 2. AMORTIGUADORES DE MASA EN ESTRUCTURAS CIVILES

Los amortiguadores de masa sintonizados son sistemas pasivos de absorción de vibraciones, que en su esquema más sencillo están compuestos por una masa móvil unida a las estructuras por muelles y amortiguadores (Fig. 1). Cuando la estructura desarrolla movimiento como respuesta a una perturbación externa (viento) o interna, el TMD se excita produciéndose una transferencia de la energía inercial de la estructura al amortiguador de masa. Con esto se consigue mitigar las oscilaciones de la estructura en tiempos menores, mejorando así el amortiguamiento estructural global. Para que el amortiguador de masas trabaje de la forma más eficaz posible es necesario un correcto sintonizado de los parámetros físicos de éste: la masa y las constantes de los muelles y amortiguadores.

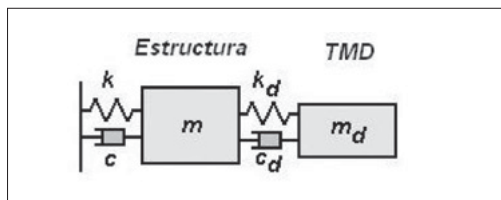


Figura 1. Esquema básico de un TMD acoplado a una estructura de un solo grado de libertad.

Existen numerosas estructuras civiles dotadas con amortiguadores de masa, siendo los edificios las estructuras que cuentan con mayor número de aplicaciones y ejemplos más espectaculares, éste es el caso del TMD del *Edificio Taipei 101* en Taiwan con una masa pendular de acero de 660 toneladas [8]. En *Constantinou* [9], *Fujita* [10] y *Tanida* [11] se pueden consultar muchas de las aplicaciones de estos sistemas en estructuras civiles, tanto implementaciones puramente pasivas, como versiones activas y semiactivas del TMD. Estas últimas, además de los elementos básicos de la versión pasiva, cuentan con actuadores hidráulicos o eléctricos, amortiguadores semiactivos, sensores, equipos de control,... que mejoran la eficiencia de los sistemas pasivos y que son

capaces de adaptarse mejor a cambios tanto de la naturaleza de la excitación como de la propia estructura civil.

Los dos esquemas constructivos de amortiguador de masa más empleados en estas estructuras son [5]: (a) el esquema lineal (*Translational TMD*) donde una masa móvil de acero u hormigón que desliza sobre ejes u otros sistemas mecánicos está situada en los pisos más altos del edificio al que se une por un sistema de muelles y amortiguadores. Las constantes de rigidez de los muelles junto con el valor de la masa definen la frecuencia de oscilación de esta, siendo los amortiguadores los encargados de disipar la energía inercial transferida por la estructura al TMD (Fig. 2a). (b) El otro esquema constructivo es el pendular (*Pendular TMD*) y consiste en colgar la masa del TMD mediante barras articuladas o cables metálicos (Fig. 2b), evitándose los problemas de rozamiento presentes en el esquema anterior, pero presentado limitaciones en cuanto a espacio. En este caso la frecuencia solo viene determinada por la longitud de las barras o cables.

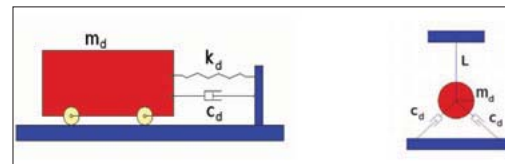


Figura 2. (a) Esquema básico de un TMD lineal. (b) Esquema básico de un TMD pendular

En las estructuras esbeltas, el viento induce diversos tipos de inestabilidades o fenómenos aerolásticos [12] provocando movimientos de flexión y en ocasiones de torsión. En general, el movimiento de mayor amplitud es el debido al modo 1 de flexión en el plano perpendicular al eje de menor inercia, y es éste al que normalmente se sintoniza el TMD. No obstante también pueden ser importantes el modo 2 de flexión, el modo 1 de flexión en el plano perpendicular y el modo 1 de torsión en estructuras no simétricas.

Para el correcto sintonizado del amortiguador de masa es necesario conocer determinadas características de la estructura que se trata de controlar, como son la frecuencia, la masa modal y el amortiguamiento correspondiente al modo de vibración que se trata de mitigar. Con esta información se puede calcular mediante diferentes formulaciones los valores de la masa  $m_d$ , rigidez  $k_d$ , y constante del amortiguador  $c_d$  con los que el TMD trabajaría de forma eficiente. En general las frecuencias fundamentales de las estructuras civiles esbeltas suelen estar por debajo de los 5 Hz y su razón de amortiguamiento ya sean de hormigón o de acero tienen valores menores de 1.5% del amortiguamiento crítico [13]. Dicho valor es difícilmente cuantificable al depender del material, de las uniones, del terreno, nivel de vibración etc. Un buen valor de partida para el cálculo del TMD podría ser del 1%.

De los tres parámetros mencionados, la frecuencia es el más crítico ya que debe ser determinado lo más fielmente posible tal que el TMD calculado trabaje de forma correcta. En el caso de la masa modal y sobre todo del amortiguamiento

## En el mercado existen multitud de grúas torre de características muy distintas en cuanto a dimensiones, capacidad de carga, etc

estructural solo sería necesario tener estimaciones de los valores reales ya que el sintonizado del TMD es menos sensible respecto a estos parámetros.

### 3. COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE GRÚAS TORRE

Al igual que muchas estructuras civiles, las grúas torre exhiben, debido al viento y al uso, un comportamiento vibratorio muy poco amortiguado y de gran amplitud que interesa mitigar para mejorar el posicionamiento rápido y preciso de la carga y para prevenir problemas de fatiga mecánica de la estructura resistente.

En el mercado existen multitud de grúas torre de características muy distintas en cuanto a dimensiones, capacidad de carga, etc. Asimismo su comportamiento dinámico es muy distinto con frecuencias propias y masas modales muy variadas. Con el ánimo de concretar el estudio se ha elegido una grúa torre sin tirantes o “flat top” de características medias-

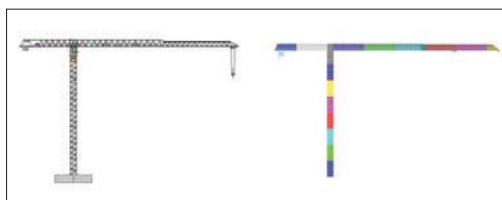


Figura 3. Grúa torre objeto del estudio “COMANSA LC2064”: Diseño CAD y Modelo en Elementos Finitos

altas (COMANSA Mod. LC2064) con los siguientes parámetros: mástil de 38.5 m, pluma de 54 m, contrapluma de 18 m, contrapeso de 17.5 Tn., peso total sin contrapeso de 48.69 Tn., capacidad de carga máxima de 12 Tn. y capacidad de carga en punta de 2.5 Tn.

A partir de los datos y planos constructivos del fabricante, esta grúa se modeló en elementos finitos como puede verse en la Fig.3. Con el objeto de realizar un ajuste manual de dicho modelo y calcular el amortiguamiento del primer modo de flexión de la torre al cual se sintonizarán los TMDs, se registró la vibración de la grúa mediante un acelerómetro en la parte alta de la torre (Fig. 4). A partir de los registros de la respuesta de la grúa frente a perturbaciones ambientales y pruebas de

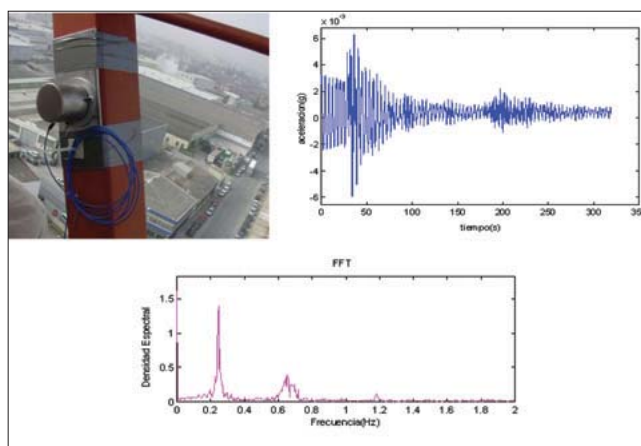


Figura 4. Respuesta temporal y FFT de la grúa obtenida con un acelerómetro en la torre de la grúa.

respuesta libre, se determinó el valor de las dos primeras frecuencias propias de la torre (0.242 Hz y 0.637 Hz) y una razón de amortiguamiento del 0.7%.

Como ya se mencionó anteriormente, para el cálculo de los parámetros del TMD no es suficiente solo con conocer la frecuencia del modo que queremos amortiguar, también es necesario conocer o estimar la masa modal y el amortiguamiento de la estructura correspondiente a dicho modo. Diferentes métodos de identificación de sistemas para la estimación de las características dinámicas de una estructura han sido muy estudiados ([14]; [15]), pero la mayoría de estos estudios se han centrado en propiedades dinámicas como son la función de transferencia y las frecuencias naturales. Sin embargo la identificación de las masas modales pocas veces se lleva a cabo [16]. En general los métodos para estimar la masa modal se dividen en: (a) Métodos analíticos/numéricos basados en la obtención de los autovectores del sistema haciendo uso del análisis en elementos finitos [17] y (b) métodos experimentales basados en el ajuste de funciones de respuesta en frecuencia obtenidas de datos experimentales, o dicho de otro modo “Análisis Modal Experimental” [18]. En este trabajo se ha empleado el primero de los métodos, desarrollando un modelo de elementos finitos con la herramienta COSMOS/M [19] el cual se ha ajustado manualmente a las frecuencias experimentales obtenidas en la torre.

A continuación se presentan las frecuencias principales y masas modales obtenidas tras el ajuste del modelo en elementos finitos de la grúa seleccionada para el estudio.

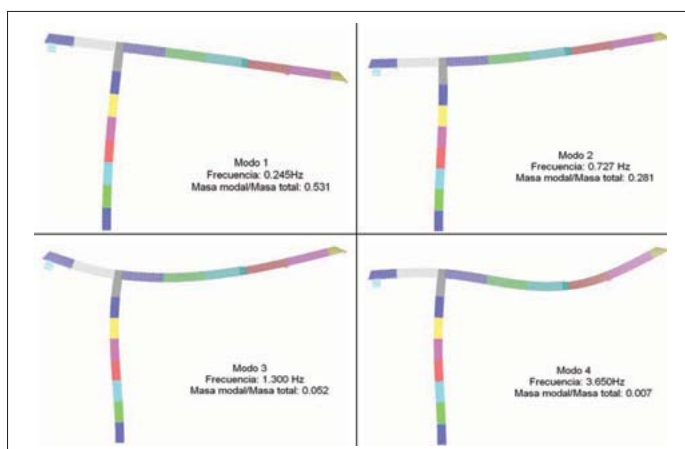


Figura 5. Parámetros modales de la grúa con contrapeso. (Masa total de la grúa: 66195 kg)

En cuanto al amortiguamiento de la grúa torre, que fue calculado experimentalmente en un 0.7% mediante el método del decremento logarítmico [20], se consideró sin pérdida de generalidad despreciable en las simulaciones y así simplificar el modelo desarrollado en *Working Model 2D*.

diferencia de lo que ocurre en aplicaciones de amortiguadores de masa en edificios altos donde como ya mencionamos, la razón de masas es menor del 1%. En nuestro caso en concreto, supone el 85% de la masa modal del primer modo de la grúa sin contrapeso, lo cual en principio y siempre que se realice un correcto sintonizado es ventajoso al proporcionarnos una mayor disipación y por tanto mayor amortiguamiento. Por contra, el uso de tanta masa en el TMD plantea el problema de qué disposiciones mecánicas emplear para permitir el movimiento de una masa tan grande teniendo en cuenta la necesidad de evitar al máximo el rozamiento.

En el presente artículo se proponen tres disposiciones del contrapeso de la grúa en estudio. En el primer caso se emplea la totalidad del contrapeso (17500 kg) como TMD, mientras que en las otras dos se usan 10000 y 5000 kg respectivamente.

Previo al cálculo o sintonizado óptimo de las tres propuestas de amortiguadores de masa, es necesario recalcular los parámetros modales de la grúa ya que ahora solo parte del contrapeso es solidario a la grúa. Para ello se ha modificado el

Modo	Frecuencia (Hz.)	Masa modal /Masa total	Masa total grúa	Masa del contrapeso como TMD
1	0.293	0.452	48695 kg	17500 kg
2	0.781	0.323	48695 kg	17500 kg
1	0.270	0.490	56195 kg	10000 kg
2	0.754	0.299	56195 kg	10000 kg
1	0.257	0.511	61195 kg	5000 kg
2	0.739	0.290	61195 kg	5000 kg

Tabla 1. Parámetros modales de la grúa con contrapeso como TMD.

#### 4. DISEÑO Y SIMULACIONES DE AMORTIGUADORES DE MASA EN GRÚA TORRE

De los modos obtenidos los que nos interesan amortiguar mediante un TMD son los de mayor masa modal, es decir el primer modo de flexión de la torre (modo 1) y el primer modo de flexión de la pluma (modo 2). Para valorar la mejora de la respuesta dinámica de la grúa con TMD se compararán las respuestas transitorias de la grúa original y de la grúa con TMD cuando se le aplica una carga en la punta de la pluma, calculando el desplazamiento horizontal en la parte alta de la torre, el desplazamiento vertical en el extremo de la pluma, y por último el desplazamiento relativo del TMD respecto a su punto de unión en la grúa.

Las grúas torre disponen de un contrapeso con un valor de masa elevado. Esta masa (total o parcial) se presta bastante bien para ser empleada como masa del sistema TMD. El empleo de todo el contrapeso como masa del TMD supone que ésta sea del orden de la masa modal del primer modo de la estructura a

modelo en elementos finitos de la grúa obteniéndose los parámetros de la Tabla 1.

Los sintonizados de los amortiguadores de masa propuestos se han obtenido mediante fórmulas desarrolladas a partir de la minimización de la función de transmisibilidad del desplazamiento de la estructura respecto de la entrada de perturbación. A continuación se presentan algunos de los resultados empleados para el cálculo de los parámetros óptimos de un amortiguador de masa. El desarrollo completo de estos puede consultarse en el libro de Connor[17].

donde  $\bar{m}$  es la razón de masas del TMD frente a la masa del modo a amortiguar,  $m_d$ ,  $\omega_d$ ,  $C_d$ ,  $k_d$ , son respectivamente la masa, frecuencia, constante de amortiguamiento y rigidez del TMD que queremos calcular,  $m_{modo}$ ,  $\omega_{modo}$ , son la masa modal y frecuencia del modo de la estructura que queremos amortiguar y  $f_{opt}$ ,  $\xi_{dopt}$  son la razón de frecuencias, y la razón de amortiguamiento del TMD para un óptimo sintonizado obtenidas de la minimización de la función de transmisibilidad.

$$\bar{m} = \frac{m_d}{m_{\text{modo}}} \tag{1}$$

$$f_{\text{opt}} = \frac{\omega_d}{\omega_{\text{modo}}} = \frac{\sqrt{1-0.5\bar{m}}}{1+\bar{m}} \tag{2}$$

$$\xi_{\text{dopt}} = \frac{\sqrt{\bar{m}(3-\sqrt{0.5\bar{m}})}}{\sqrt{8(1+\bar{m})(1-0.5\bar{m})}} = \frac{c_d}{2m_d\omega_d} \tag{3}$$

$$\omega_d = \sqrt{\frac{k_d}{m_d}} \tag{4}$$

Los parámetros óptimos para las tres propuestas de TMD, se calculan mediante la aplicación sucesiva de las fórmulas anteriores. Los valores obtenidos para el sintonizado al modo 1 de la estructura se muestran en la tabla 2.

md (kg)	kd (N/m)	cd (Ns/m)	fd (Hz)
5000	8916.03	3012.46	0.2125
10000	12675.45	7287.05	0.1795
17500	11088.85	13001.00	0.1267

Tabla 2. Parámetros óptimos de los TMD.

Con estos valores se procede a la simulación de la respuesta del modelo bidimensional de la grúa torre en *Working Model*

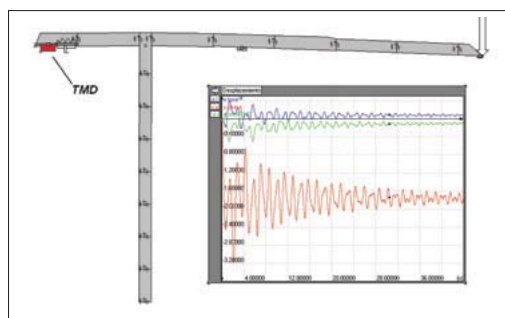


Figura 6. Simulaciones con un modelo bi-dimensional de la grúa torre en Working Model 2D.

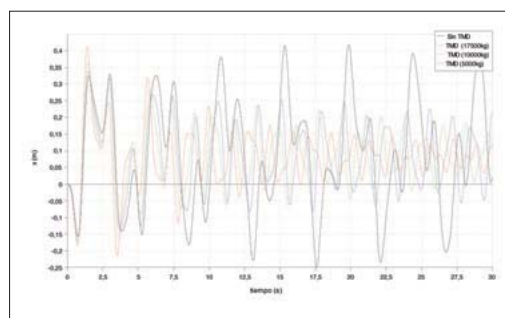


Figura 7. Desplazamiento horizontal de la torre.

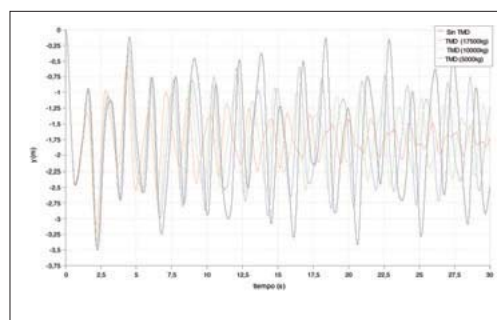


Figura 8. Desplazamiento vertical de la pluma.

2D bajo una excitación escalón de magnitud igual a la carga máxima en punta de la pluma (2500 Kg). Una imagen del modelo en plena simulación se observa en la Fig. 6. En ella se puede ver como la masa del contrapeso es acoplada a la grúa mediante un muelle y un amortiguador.

La respuesta transitoria del desplazamiento horizontal de la torre en su parte más alta y el desplazamiento vertical de la pluma en su punta se muestran en la Fig. 7 y Fig. 8 respectivamente, en las que se aprecia una más que clara mejora en ambos movimientos.

Realizando el análisis espectral de estos registros (Fig. 9), se observa como las tres propuestas de amortiguadores de masa absorben la mayor parte de la energía del primer modo al cual se han sintonizado, y una parte apreciable de la del segundo modo, el cual se ha beneficiado del aumento tan grande de amortiguamiento del primero. También se observa, como era de esperar, que al aumentar la masa del TMD y por tanto al aumentar la razón de masa, la mejora es mayor.

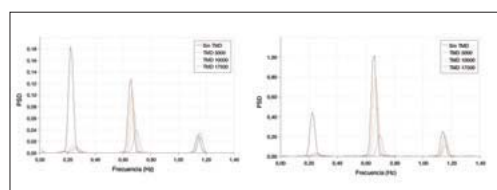


Figura 9. (a) FFT desplazamiento horizontal torre, (b) FFT desplazamiento vertical pluma.

Para cuantificar la mejora obtenida con estos dispositivos podemos fijarnos en magnitudes absolutas, como el valor del desplazamiento, velocidad y aceleración máximos, o relativas, como la razón de amortiguamiento y el tiempo de establecimiento. Estas últimas son más interesantes en problemas como el tratado donde desconocemos el comportamiento real ante una determinada excitación.

Para el cálculo de la razón de amortiguamiento ( $\xi$ ) se ha empleado la clásica formulación del decremento logarítmico [20]:

$$\ln[ Y_k / Y_{k+N} ] = N\delta \tag{5}$$

$$\xi = [N\delta] / [(2\pi N)^2 + (N\delta)^2]^{0.5} \tag{6}$$

Se ha procedido al sintonizado de varios amortiguadores de masa, cuyos parámetros se calcularon mediante el uso de formulaciones teóricas extraídas de la literatura y a partir de características modales de la grúa obtenidas experimentalmente y por simulación de un modelo de elementos finitos desarrollado para este fin.

Donde  $Y_k$  e  $Y_{k+N}$  son las amplitudes (valor de pico) del máximo desplazamiento en el ciclo de oscilación  $k$  y  $k+N$  respectivamente, siendo  $N$  el número de ciclos que separan a ambas amplitudes y  $\delta$  el decremento logarítmico.

Aplicando estas ecuaciones a las respuestas transitorias, obtenemos las razones de amortiguamiento crítico mostradas en la tabla 3.

Masa TMD (Kg.)	Modo sintonizado	Amortiguamiento modo 1 ( $\xi$ (%))	Amortiguamiento modo 2 ( $\xi$ (%))
17500	1º	10.45	1.64
10000	1º	10.11	0.86
5000	1º	8.49	0.37

Tabla 3. Amortiguamiento en los distintos casos de TMD en la grúa.

Como ya se indicó, no se ha considerado en las simulaciones la razón de amortiguamiento de la grúa torre calculada experimentalmente (0.7%), con lo que los valores de la tabla deberían ser ligeramente superiores. De cualquier manera la mejora de amortiguamiento obtenida es grande, lo cual indica, obviando las dificultades constructivas de estos dispositivos, su idoneidad para este tipo de estructuras.

Otro punto a tener en cuenta para la valoración de la idoneidad de los TMD en grúas torre es el desplazamiento relativo (carrera) de éstos con respecto a su punto de acoplamiento en la grúa (Fig 10), ya que esto nos da una medida del espacio que necesita el TMD para poder trabajar correctamente. En la gráfica se observa que estos

desplazamientos son menores de un metro, y que cuanto mayor es la razón de masas menor es el desplazamiento relativo del TMD, lo cual concuerda con los desarrollos teóricos dispuestos en la bibliografía.

Por tanto para medir cualitativamente y cuantitativamente la eficiencia del dispositivo pasivo no es necesario simular su comportamiento durante el uso diario de la grúa o frente a un determinado viento, lo que nos llevaría a un problema dinámico complejo que precisa la caracterización del viento y del movimiento de las cargas. Ha sido suficiente ver lo que ocurre al conjunto grúa-TMD tras una determinada excitación y así tener un problema de vibraciones libres más sencillo desde el punto de vista matemático.

La ejecución física del dispositivo TMD está siendo objeto de estudio. Una posible solución puede verse en la Fig.11 (ref. ES1064158 (U) *Oficina Española de Patentes y Marcas*), donde los valores de rigidez y amortiguamiento están intrínsecamente definidos por el comportamiento de los sportes neumáticos.

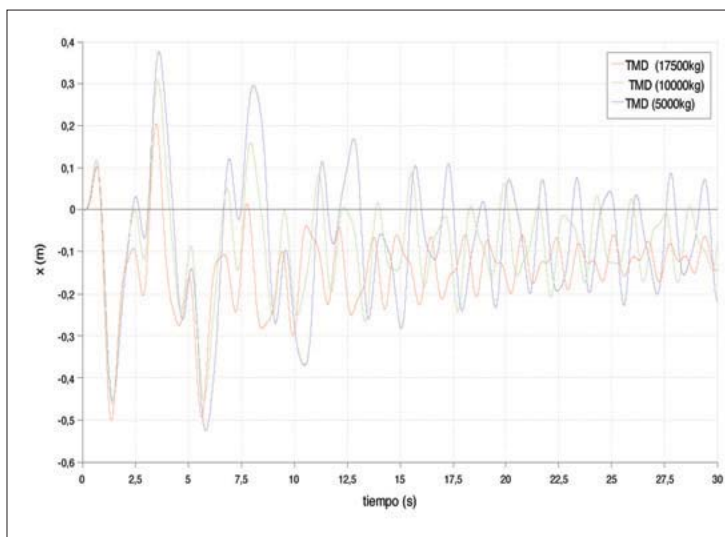


Figura 10. Desplazamiento relativo de los TMD en la contrapluma.



De cualquier manera la mejora de amortiguamiento obtenida es grande, lo cual indica, obviando las dificultades constructivas de estos dispositivos, su idoneidad para este tipo de estructuras.



obteniéndose mejoras en el amortiguamiento de la grúa y en la respuesta dinámica de la grúa.

El uso de toda o parte de la masa del contrapeso como amortiguador de masa pasivo se presenta como la mejor opción en cuanto a la mejora dinámica obtenida, a la no necesidad de modificar el esqueleto resistente de la grúa y a los pequeños desplazamientos relativos del TMD.

En este trabajo se ha empleado un esquema teórico de amortiguador de masa y no se ha tenido en cuenta la problemática del diseño y construcción del dispositivo físico (ejecución, comportamiento con rozamiento, etc.).

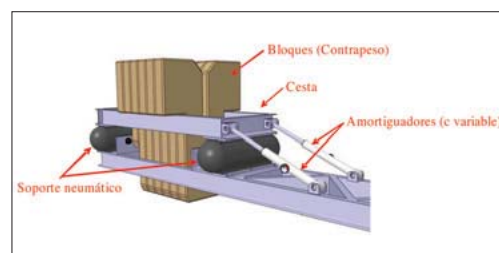


Figura 11. Posible materialización del dispositivo TMD en la grúa.

## 5. CONCLUSIONES

En el trabajo se han propuesto y analizado amortiguadores de masa (TMD) en una grúa torre como dispositivos absorbedores de vibraciones mecánicas. Aprovechando el hecho de que las grúas torre disponen de una gran cantidad de masa generalmente en la contrapluma a modo de contrapeso, se ha evaluado su uso como amortiguador de masa eliminando la necesidad del empleo de masas adicionales que podrían condicionar el rediseño del esqueleto resistente de la grúa.

Se ha procedido al sintonizado de varios amortiguadores de masa, cuyos parámetros se calcularon mediante el uso de formulaciones teóricas extraídas de la literatura y a partir de características modales de la grúa obtenidas experimentalmente y por simulación de un modelo de elementos finitos desarrollado para este fin.

Se ha demostrado mediante simulación de modelos de la grúa con amortiguadores de masa sintonizados que un esquema pasivo de estos se muestra eficiente como dispositivo absorbedor de vibraciones en el modo al cual es sintonizado,

Por tanto para medir cualitativamente y cuantitativamente la eficiencia del dispositivo pasivo no es necesario simular su comportamiento durante el uso diario de la grúa o frente a un determinado viento, lo que nos llevaría a un problema dinámico complejo que precisa la caracterización del viento y del movimiento de las cargas.

## 6.- AGRADECIMIENTOS

Este estudio ha sido financiado por el Ministerio de Industria (FIT 380000-2005-0104 DRAGADOS S.A), Ministerio de Fomento (C16/2006) y por el Ministerio de Educación y Ciencia (PCT-380000-2007-4) de España. Tanto la empresa de construcción DRAGADOS S.A. como la empresa de fabricación de grúas COMANSA, han puesto a nuestra disposición los medios necesarios sin los cuales no hubiera sido posible la realización de dicho estudio. Es por ello que queremos expresar nuestro agradecimiento a todas las personas que directa o indirectamente han colaborado con nosotros.

## 7.- BIBLIOGRAFÍA

- Den Hartog, Jacob Pieter. *Mechanical vibrations*. New York: Dover Publications, 1985. ISBN: 0-486-64785-4.
- Warburton Geoffrey. Barratt. "Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters". *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*. 1982, Volume 10, Issue 3, Pages 381-401.
- Tsai Hsiang-Chuan, Lin Guan-Cheng. "Optimum Tuned-Mass Dampers for Minimizing Steady-State Response of Support-Excited and Damped Systems". *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*. 1993, Volume 22, Issue 11, Pages 957-973.
- Poncela Alfonso, Casado Carlos, Baeyens Enrique, Perán José Ramón. "Design of devices for protecting civil structures using fixed-order H control". *Structural Control and Health Monitoring*. 2005, Volume 14, Issue 2, Pages 239-260.
- Connor Jerome J. *Introduction to structural motion control*. New Jersey: Prentice Hall, 2003. ISBN: 0-13-009138-3.
- Ju Feng., Choo Yoo Sang, Cui Fang Sen. "Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload". *International Journal of Solids and Structures*. 2006, Volume 43, Issue 2, Pages 376-389.
- Working Model 2D User's Manual. San Mateo: Knowledge Revolution, 1995.
- Haskett Trevor, Breukelman Brian, Robinson Jamieson, Kottelenberg Jan. "Tuned mass dampers under excessive structural excitation". Report of the Motioneering Inc. Ontario. 2005.
- Constantinou Michael C., Soong Tsu-The, Dargush, Gary F. "Passive Energy Dissipation Systems for Structural Design and Retrofit". Multidisciplinary Center for Earthquake Engineering Research. Monograph Series N°1: Buffalo. 1998.
- Fujita Takafumi. "Progress of applications of active vibration control for buildings in Japan", *Progress in Structural Engineering and Materials*. 2002, Volume 4, Issue 4, Pages 353-362.
- Tanida Koji. "Progress in the application of active vibration control technologies to long-span bridges in Japan", *Progress in Structural Engineering and Materials*. 2002, Volume 4, Issue 4, Pages 363-371.
- Meseguer José, Sanz Ángel, Perales José Manuel Y Pindado Santiago. *Aerodinámica civil. Cargas de viento en las edificaciones*. Madrid: McGraw-Hill Interamericana de España, 2001. ISBN: 84-481-3332-3.
- Reglamento CIRSOC 102-1, "Acción dinámica del viento sobre las construcciones. Construcciones en general", *SIREA-Sistema reglamentario argentino para las obras civiles*. 1982.
- Juang Jer-Nan. *Applied System Identification*. New Jersey: Prentice Hall, 1994. ISBN: 0-13-079211-X.
- Ljung Lennart. *System Identification: theory for the user*. 2ª Edición. New Jersey: Prentice Hall, 1999. ISBN: 0-13-656695-2.
- Hwang Jae-Seung, Kim Hongjin, Kim Jinkoo. "Estimation of the modal mass of a structure with a tuned-mass damper using H-infinity optimal model reduction". *Engineering Structures*. 2006, Volume 28, Issue 1, Pages 34-42.
- Zienkiewicz Oc. *The finite element method in engineering science*. London: McGraw-Hill, 1971. ISBN: 0-07-084072-5.
- Mcconnell Kenneth G. *Vibration testing: theory and practice*. New York: Wiley-Interscience, 1995. ISBN: 0-471-30435-2.
- COSMOS/M User's Guide 2.6. Los Angeles: Structural Research & Analysis Corporation, 2001.
- Umez-Eronini Eronini. *Dinámica de sistemas de control*. México D.F.: Thomson, 2001. ISBN: 970-686-041-X.

*“A low-cost vibration monitoring system for a stressribbon footbridge”*

Jesús. de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto. Arnanz, Iván M. Díaz,  
Alfonso Poncela, Antolín Lorenzana

*Proceedings of 6th ECCOMAS Conference on Smart Structures and  
Materials, 2013.*



6th ECCOMAS Conference on Smart Structures and Materials

SMART2013

Politecnico di Torino, 24-26 June 2013

E. Carrera, F. Miglioretti and M. Petrolo (Editors)

www.smart2013.com

## A LOW-COST VIBRATION MONITORING SYSTEM FOR A STRESS-RIBBON FOOTBRIDGE

Jesús de Sebastián<sup>1</sup>, Alfredo Escudero<sup>1</sup>, Roberto Arnanz<sup>1</sup>, Iván M. Díaz<sup>2</sup>,  
Alfonso Poncela<sup>3</sup>, Antolín Lorenzana<sup>3</sup>

<sup>1</sup> CARTIF Centro Tecnológico, Department of Automation and Process Control  
Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, 47151, Boecillo, Valladolid, Spain  
e-mail: jesseb@cartif.es, alfesc@cartif.es, robarn@cartif.es, web page: <http://www.cartif.es>

<sup>2</sup> Universidad Politécnica de Madrid, Department of Continuum Mechanics and Theory of Structures  
E.T.S. Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, 28040, Madrid, Spain  
e-mail: ivan.munoz@upm.es, web page: <http://ingstruct.mecanica.upm.es>

<sup>3</sup> ITAP, Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid  
Paseo del Cauce 59, 47011, Valladolid, Spain  
e-mail: poncela@eii.uva.es, ali@eii.uva.es, web page: <http://www.uva.es>

**Key words:** Structural monitoring, MEMS sensors, Stress-ribbon Footbridge.

**Summary.** *This work describes the development and installation of a remotely controlled continuous vibration monitoring system on an as-built singular stress-ribbon footbridge in Valladolid (Spain). The singularity of the structure, the necessity of not modifying the structure in any way and the economic restriction made us design low-cost MEMS-based accelerometers installed (including cabling) inside the handrail. The monitoring system was validated by comparing the response measured by the MEMS accelerometers with conventional piezoelectric accelerometers. These tests demonstrated that these sensors are a competitive alternative to traditional ones and that the system is ready to be used for the dynamic analysis of the structure and to integrate a continuous structural health assessment.*

### 1 INTRODUCTION

The programs of long-term continuous monitoring are increasingly used to monitor the structural integrity and determine when intervention may be needed in structures. The right combination of strategies for preventing and maintenance reduce the associated costs throughout the useful life of the structure [1]. The use of traditional techniques of life cycle management together with structural health monitoring enables more accurate identification of optimal maintenance strategies for a wide range of limit states [2]. The long-term monitoring, both continuous and intermittent, provides the best method to understand and

Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Aranz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.

quantify the real environmental load and the corresponding structure response [3].

Multiple examples of structures equipped with monitoring systems can be found: chimneys [4], wind turbines [5], bridges [6], footbridges [7], etc. The main problem for wide spreading the implementation of these monitoring systems is the cost associated to the installation of the measuring system (sensors, wires and installation). Many authors have conducted studies that involve the use of wireless technologies in order to reduce costs associated to wiring and installation [8, 9, 10]. However, these systems usually experience communication problems in large structures and under environmental hazards. Additionally, it is not always possible to ensure wireless communication between sensors and problems with battery life arisen when long-term monitoring is required. These problems have been tackled by using energy harvesting systems [11], but these systems have not reached sufficient maturity yet.

Another option to reduce the cost of monitoring systems is the use of low-cost sensors and data loggers. The necessity of not installing sensors or wires in user sight and the economic restriction made us choose this option for the monitoring of Pedro Gomez Bosque footbridge in Valladolid (Spain). The problem using low-cost sensors is that they are not usually design for structural monitoring. This drawback was solved by modifying the sensor conditioning in order to make them suitable for monitoring the footbridge vibrations.

This paper presents the practical implementation of a vibration monitoring system on an in-service footbridge. More specifically, this paper addresses the design and implementation of a low-cost vibration monitoring system on Pedro Gomez Bosque Footbridge of Valladolid (Spain). This is a stress-ribbon structure composed of one span. The paper continues with the description of the structure. In Section 3, the design and development of the monitoring system are described. The experimental results conducted in order to assess the performance of the system are presented in Section 4. Finally, some conclusions and suggestions for future work are given in Section 5.

## 2 STRUCTURE DESCRIPTION

Pedro Gómez Bosque footbridge, sited in Valladolid (Spain), is a slender and lightweight structure that creates a pedestrian link over the Pisuerga River between a sport complex and the city centre (Figure 1). This bridge, built in 2011, is a singular stress-ribbon footbridge with only one span of 85 m that provides minimal impact on the surroundings. The structure mainly consists of a Corten steel sheet of 94 m long, 3.6 m width and only 30 mm thickness which is pre-tensioned and anchored to the two abutments. The complete steel sheet is fabricated by 8-meter long sheets welded. A number of 110 precast concrete slabs of 5.2 m long, 0.75 m width and 120 mm thickness lay on the steel sheet. These slabs do not have bearing mission, that is, the only structural element is the steel sheet. The structure is completed by rubber flooring and a stainless steel glass handrail.

Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Arnanz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.



Figure 1: Pedro Gómez Bosque footbridge. (a) Pedestrian view at the footbridge entry. (b) Landscape view.

A previous operational modal analysis was carried out using standard accelerometers. Thus, the natural frequencies and mode shapes were estimated using the Frequency Domain Decomposition method implemented in ARTeMIS suite of software [12]. Twenty vibration modes, including vertical, lateral, torsional and coupled modes, between 0.9 and 10 Hz were estimated. These parameters were important to design the system monitoring and to choose the most appropriate sensor specifications.

### 3 MONITORING SYSTEM

A structural vibration monitoring system was devised in order to continuously estimate the modal parameters of the structure and be able to know their changes under varying environmental conditions. The variation of these parameters can be analysed over time. Therefore, apart from the accelerometers needed to perform a modal analysis, sensors for the wind and environmental temperature conditions were installed. In addition to the aforementioned requirements, the monitoring system had two constraints: (i) it has to be as cheap as possible (the budget was very limited), and (ii) it could not influence the aesthetic of the footbridge under any circumstances (nobody could realise about the presence of the system).

The monitoring system comprises 18 triaxial accelerometers, 9 at each side of the deck, a temperature sensor and an anemometer and vane (see Figure 2). The accelerometers were positioned equidistant along the span. Wires and acceleration sensors were installed inside the

Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Arnanz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.

handrail. This fact introduced additional complications on the installation process.



Figure 2: Sensors distribution on the structure.

### 3.1 Sensors

The vibration sensor used for the monitoring system was the ADXL327 MEMS accelerometer developed by ANALOG DEVICES [13]. The ADXL327 is a very small, low power, complete 3-axis accelerometer with signal conditioned voltage outputs. It can measure the static acceleration of gravity in tilt-sensing applications as well as dynamic acceleration. This accelerometer has good characteristics (measurement range up to  $\pm 2.5g$ , sensitivity up to 500 mV/g, bandwidth up to 550Hz) but it has an important drawback: it is not designed for long distances. Furthermore, capacitors must be placed in the circuits of each axis to select the measurement bandwidth.

In order to overcome the aforementioned problem, a conditioner circuit was designed for this accelerometer that enables its use for structural vibration monitoring. The accelerometer had to be supplied by 3.6 V to get a sensitivity of 500 mV/g. A power supply of 12 V and a voltage regulator to 3.6 V were used in order to avoid power losses by the long wires and to ensure 3.6 V in the accelerometer input. The impedance at each channel of the accelerometer output is 32 k $\Omega$ , high enough to cause noise problems by the long wires. An operational amplifier was used to reduce the impedance to 10 m $\Omega$  and reduce the noise to 25  $\mu g/\sqrt{Hz}$ .

Figure 3 shows a schematic diagram (the different parts has been identified by numbers) of the vibration sensor circuit which consists of ADXL327 accelerometer (1), three capacitors (2), one in each channel, used to select the bandwidth (100 Hz), a voltage regulator (3) in the accelerometer input, an operational amplifier (4) at the output of measurement axis and a led (5) for power test. A printed circuit board was designed and manufactured to connect all



Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Arnanz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.

components (Figure 4). This circuit board had to be sufficiently small for installing requirements (17 x 50 mm). It is also important to know that one of the axis of the triaxial accelerometer was placed along the longitudinal direction of the board.

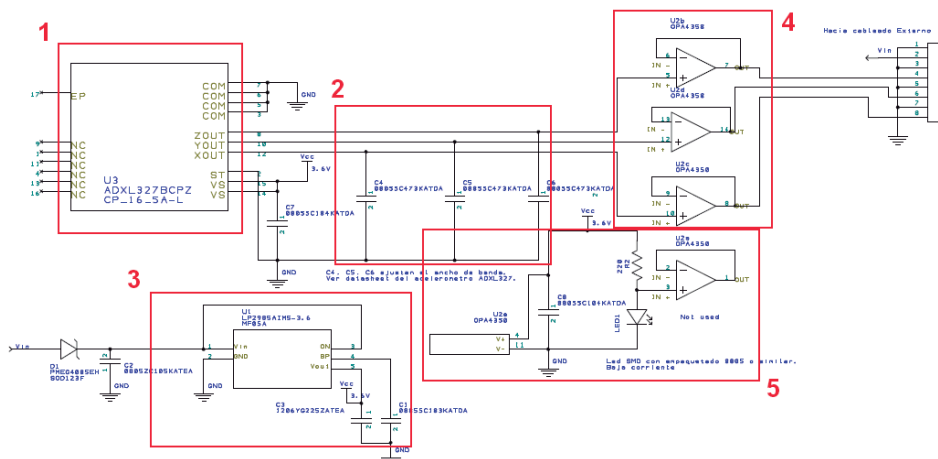


Figure 3: Condition circuit scheme of the vibration sensor. (1) MEMS sensor, (2) capacitors, (3) voltage regulator, (4) operational amplifier and (5) LED.

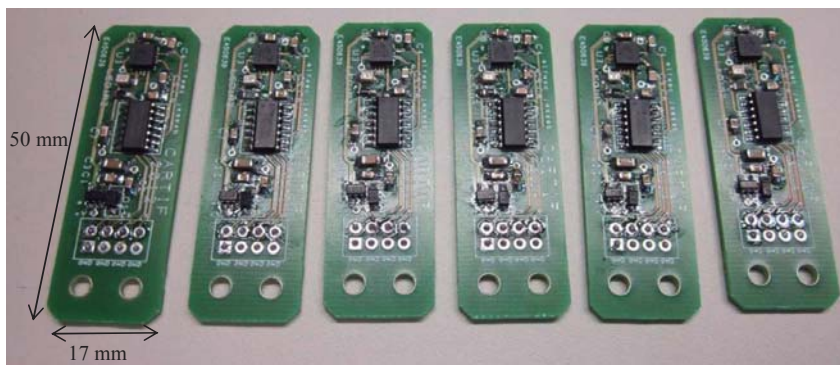


Figure 4: Printed circuit board with components.

Finally, the printed circuit board with all its components was covered with a plastic coating to protect it from environmental conditions (Figure 5). The accelerometers developed achieve two objectives: (i) a good signal-to-noise ratio for acceleration parameter (constant sensitivity and low noise) and (ii) being able to be installed inside the tube of the handrail.

Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Aranz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.



Figure 5: Accelerometers used in the monitoring.

The temperature sensors used for the monitoring system was model T0110 transmitter (Comet) with range -30 to +80°C and accuracy  $\pm 0.4^\circ\text{C}$  [14]. The wind sentry used was model 03002L (R. M. Young Company) with range 0 to 50 m/s and accuracy  $\pm 0.5$  m/s for the speed and range 360° and accuracy  $\pm 5^\circ$  for the direction [15].

### 3.2 Data logger

The monitoring system comprises 18 triaxial accelerometers, a temperature sensor and an anemometer and vane in such a way that 57 voltage channels for the measurement system were needed. The data logger chosen was a state-of-the-art CompactRIO 9076 (National Instruments) with two 32 channels analog input modules NI 9205 (Figure 6). This data logger with a rugged hardware chassis has a stand-alone embedded control useful for real-time acquisition. The real-time processor is of 400 MHz and Ethernet, USB and RS232 connections are available in this model [16]. The modules have 32 single-ended analog inputs with 16-bit resolution, 250 kS/s aggregate sampling rate and voltage range from  $\pm 200$  mV to  $\pm 10$  V [17].

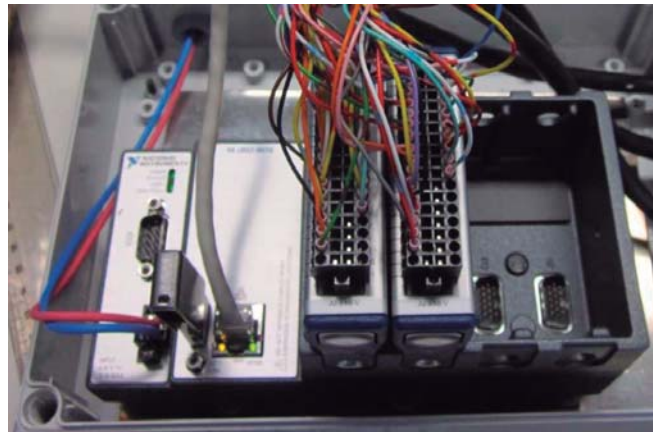


Figure 6: Data logger with voltage modules.

Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Aranz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.

The frequency sampling for each channel is 200 Hz, enough to identify the modal parameters of the structure and to avoid aliasing problems (significant vibration modes have natural frequencies smaller than 10 Hz). A file with the recorded data is created each hour in order to prevent measurement failures. This file is available for downloading by internet.

### 3.3 Installation

The monitoring system could not affect the structure aesthetic and the wires and sensors could not be seen by the users. The way to fulfil this was by introducing the accelerometers and wires into the tube of the handrail and installing the temperature sensor and wind sentry on the public light tower sited closed to the structure (Figure 7). The accelerometers were joined to the wiring harness separated 10.625 m each one forming a “sensor wire”. One “sensor wire” with nine accelerometers was installed at each side of the handrail and the positions of the accelerometers were known, and also its longitudinal direction, but not its space orientation.

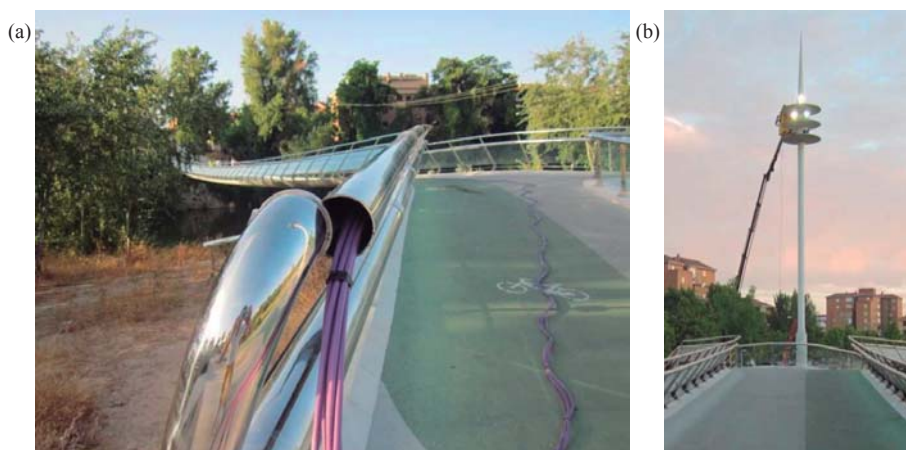


Figure 7: Sensors installation. (a) Accelerometers and wires. (b) Temperature transmitter and wind sentry.

The two “sensor wires” were long enough to reach the public electrical cabinet sited near the footbridge. The data logger and the wireless router were installed inside this cabinet (Figure 8) and the sensor wires were connected to the data logger at that point.

Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Aranz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.



Figure 8: Measurement system installed in the electrical cabinet.

#### 4 SYSTEM VALIDATION

Once the monitoring system was installed and ready to record data, the system was checked. Firstly, it was checked that the accelerometers were positioned in the right place. Note that their orientations were unknown. The longitudinal axis of each accelerometer matches with the longitudinal axis of the footbridge at the point where it is attached because of installation reasons, but the directions of the other two axes were unknown (Figure 9). Using the characteristic of these MEMS accelerometers that are able to measure from 0 Hz (static acceleration), the gravity acceleration ( $9.81 \text{ m/s}^2$ ) was used to calculate the Euler angles between the accelerometer coordinate system and the absolute coordinate system (Figure 10).

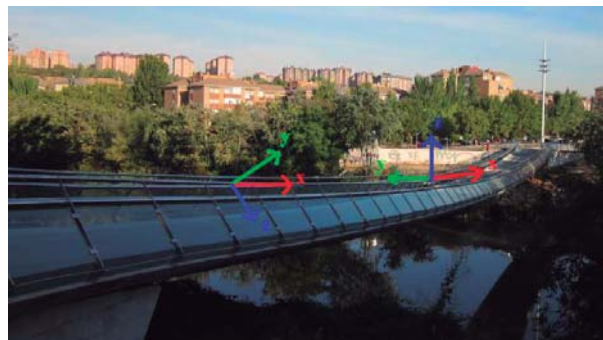


Figure 9: Absolute axes and accelerometer axes.

Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Aranz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.

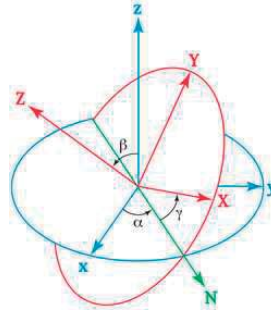


Figure 10: Fixed system (blue) and rotated system (red).

The change of basis matrix ( $R$ ) between the absolute coordinate system and the accelerometer coordinate system is

$$R = \begin{pmatrix} \cos \gamma \cdot \cos \beta & \sin \gamma \cdot \cos \beta & -\sin \beta \\ \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha - \sin \gamma \cdot \cos \alpha & \sin \gamma \cdot \sin \beta \cdot \sin \alpha + \cos \gamma \cdot \cos \alpha & \cos \beta \cdot \sin \alpha \\ \cos \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha + \sin \gamma \cdot \sin \alpha & \sin \gamma \cdot \sin \beta \cdot \cos \alpha - \cos \gamma \cdot \sin \alpha & \cos \beta \cdot \cos \alpha \end{pmatrix} \quad (1)$$

The x-accelerometer axis remains in the xz absolute plane so there is no rotation about z absolute axis ( $\gamma = 0$ ). The other two angles ( $\alpha$  and  $\beta$ ) can be calculated using

$$\begin{pmatrix} A_{sx} \\ A_{sy} \\ A_{sz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \beta & 0 & -\sin \beta \\ \sin \beta \cdot \sin \alpha & \cos \alpha & \cos \beta \cdot \sin \alpha \\ \sin \beta \cdot \cos \alpha & \sin \alpha & \cos \beta \cdot \cos \alpha \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -9.81 \end{pmatrix}, \quad (2)$$

with  $\overline{A_s}$  being the static acceleration vector with components  $A_{sx}$ ,  $A_{sy}$ , and  $A_{sz}$  measured in accelerometer axis and  $\overline{g}$  the gravity acceleration. The acceleration of the structure in absolute axes are calculated by using

$$\overline{A_{abs}} = R^T \cdot \overline{A_{acc}} \quad (3)$$

with  $\overline{A_{acc}}$  the dynamic acceleration (eliminating the static part) measured by the accelerometers and  $\overline{A_{abs}}$  the structure acceleration in absolute axes.

Experimental tests were carried out to check the performance of these new sensors. Groups of pedestrians walked over the deck and the structural vibration was registered with commercial piezoelectric accelerometers and with the new MEMS sensors (Figure 11). The

Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Arnanz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.

piezoelectric accelerometers used were MMF-KS48C (Metra Mess- und Frequenztechnik) with a high sensitivity (1000 mV/g) and low frequency ranges (< 0.2 Hz). The data logger used for these accelerometers in these tests was MGCplus (HBM) with an ICP module.



Figure 11: Measurement system for piezoelectric accelerometers and their position on the deck.

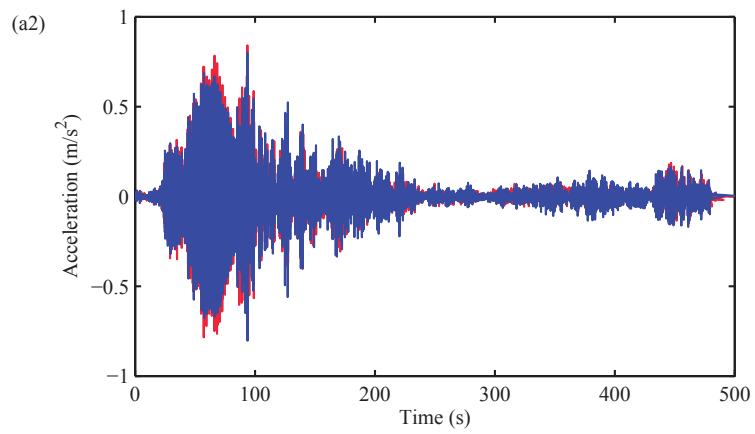
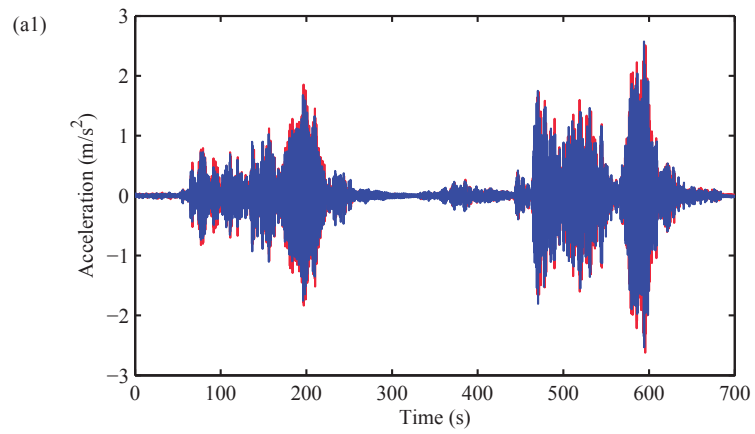
The piezoelectric accelerometers were levelled to measure the structural acceleration in absolute axes. These values were compared with the acceleration in absolute axes calculated with the MEMS accelerometers (once oriented using the aforementioned coordinate system changing). The results were very good, obtaining the almost same values with both accelerometers. Figure 12 shows the acceleration measured with both of them and in two different tests. The two recorded data are very similar in time and frequency domain. The only difference is that a new frequency appears (4.9 Hz) in MEMS records that correspond to a local natural frequency of the handrail.

## 5 CONCLUSIONS

This paper has presented the development and installation of a remotely control continuous vibration monitoring system on a stress-ribbon footbridge. The monitoring system is based on the use of new low-cost MEMS acceleration sensors. The monitoring system was validated by comparing the response measured by the MEMS accelerometers installed with conventional piezoelectric accelerometers. These tests demonstrated that these sensors are a competitive alternative to traditional ones (and much cheaper).

The next objective is to implement an automated operational modal analysis in order to analyse the changes on the modal properties along the time. The influence of environmental factors and pedestrian traffic density will be analysed in order to remove these effects from the modal properties. Thus, such modal properties may be used for structural damage detection.

Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Aranz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.



Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Arnanz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.

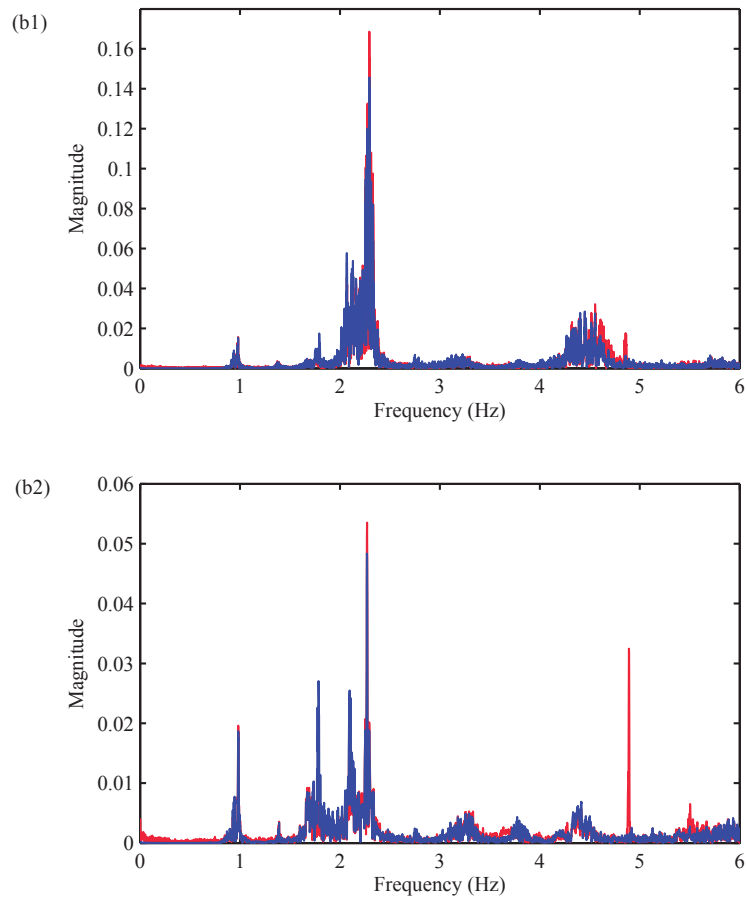


Figure 12: Two examples of footbridge response measured with piezoelectric (blue) and MEMS (red) accelerometers. a) Time domain. b) Frequency domain

## REFERENCES

- [1] L. C. Neves, D. M. Frangopol. Condition, safety and cost profiles for deteriorating structures with emphasis on bridges. *Reliability Engineering and System Safety*, 89(2), 185–198, 2005.
- [2] A. D. Orcesi, D. M. Frangopol, S. Kim. Optimization of bridge maintenance strategies based on multiple limit states and monitoring. *Engineering Structures*, 32(3), 627–640, 2010.



---

Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Arnanz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.

- [3] A. E. Aktan, D. N. Farhey, A. J. Helmicki, D. L. Brown, V. J. Hunt, K. L. Lee, A. Levi. Structural identification for condition assessment: experimental arts. *Journal of Structural Engineering*, 123(12),1674–1684, 1997.
- [4] N. E. Cazzaniga, L. Pinto, F. Bettinali, A. Frigerio. Structural monitoring with gps and accelerometers: the chimney of the power plant in piacenza, Italy. *Proceedings of 3rd IAG / 12th FIG Symposium*, 2006.
- [5] R. A. Swartz, J. P. Lynch, S. Zerbst, B. Sweetman, R. Rolfes. Structural Monitoring of Wind Turbines using Wireless Sensor Networks. *Smart Structures and Systems*, 6(3), 2010.
- [6] H. C. Gomez, P. J. Fanning, M. Q. Feng, S. Lee. Testing and long-term monitoring of a curved concrete box girder bridge. *Engineering Structures*, 33, 2861-2869, 2011.
- [7] P. Moser, B. Moaveni. Design and Deployment of a Continuous Monitoring System for the Dowling Hall Footbridge. *Experimental Techniques*, 37, 15-26, 2013.
- [8] J.P. Ou, H. Li, Y. Yu. Development and performance of wireless sensor network for structural health monitoring. *Proceedings of SPIE 11th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials*, 5391, 765-773, 2004.
- [9] M. Shinozuka, M. Q. Feng, P. Chou, Y. Chen, C. Park. MEMS-based wireless real-time health monitoring of bridges. *3rd International Conference on Earthquake Engineering*, 2004.
- [10] B. F. Jr. Spencer, M. E. Ruiz-Sandoval, N. Kurata, Smart sensing technology: opportunities and challenges, *Structural Control and Health Monitoring*. 11, 349-368, 2004.
- [11] M. Guan, W.H. Liao. On the Energy Storage Devices in Piezoelectric Energy Harvesting. *Proceedings of SPIE 13th Annual International Symposium on Smart Structures and Materials*, 6169, .1-9, 2006.
- [12] ARTeMIS. Structural Vibration Solutions. Available at [www.svibs.com](http://www.svibs.com), 2010.
- [13] ADXL327 datasheet. *Analog Devices*.  
[http://www.analog.com/static/imported-files/data\\_sheets/ADXL327.pdf](http://www.analog.com/static/imported-files/data_sheets/ADXL327.pdf).
- [14] T0110 Transmitter datasheet. *Comet System*.  
<http://www.cometsystem.cz/userfiles/file/manuals-english/transmitters/ie-snc-t0110.pdf>
- [15] Wind sentry 03002L datasheet. *R. M. Young Company*.  
<http://s.campbellsci.com/documents/us/manuals/03002.pdf>

Jesús de Sebastián, Alfredo Escudero, Roberto Aranz, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela and Antolín Lorenzana.

[16] cRIO- 9076 datasheet. *National Instruments*.  
<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/209758>

[17] NI 9205 datasheet. *National Instruments*.  
<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/en/nid/208800>

*“Automatic portable system for fault detection in the pavement of roads and bridges using wireless sensors and global position system (gps)”*

Alfonso Poncela, Víctor de Diego, Antolín Lorenzana, Jesús de Sebastián.

*Proceedings of 5th International Conference on Structural Health  
Monitoring of Intelligent Infrastructure, 2011.*



5th International Conference on  
Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructure (SHMII-5) 2011  
11-15 December 2011, Cancún, México



## PORTABLE SYSTEM FOR FAULT DETECTION ON THE PAVEMENT OF ROADS USING WIRELESS SENSORS + GPS

V. de Diego  
MSc Industrial Engineering, Spain

A. Poncela  
ITAP, University of Valladolid.  
Paseo Cauce 59, 47011 Valladolid, Spain

A. Lorenzana  
ITAP, University of Valladolid.  
Paseo Cauce 59, 47011 Valladolid, Spain

J. de Sebastian  
Centro Tecnológico CARTIF,  
47151 Boecillo Valladolid, Spain

This paper presents a portable system developed with wireless sensor technology to be boarded inside any kind of vehicle, which does not need any adaptation. Its main function is to detect faults on the surface of streets or roads and to register their GPS coordinates. The system acquires data in real time, including car speed and vibration level, at any point of the infrastructure (streets, roads, bridges, etc) travelled by the vehicle. After that, the data are post processed taking into account the user fixed levels for the several types of faults which are normally observed on the surface of those infrastructures. With that information the system:

(1) updates the route to be downloaded into the satellite navigator (Tom Tom Navigator in this case), using icons for the location of the different types of faults under consideration. Alternatively the system can show the detected faults in geographic information system (GIS) and with all the collected data it can be used to estimate the advisability of carrying out maintenance road works.

(2) classifies the roads, or part of them, according to their RMS value of vibration. With that value it will be possible to sort the routes and trips in smooth, good, normal or poor, for example, according to user comfort. This will be another option to be included in the route planners (sat-navs, internet, etc).

The system is under evaluation to check its performance, especially in the cities where the GPS signal is not strong enough. In this case, in order to correlate all the detected faults with their position, a predictive location algorithm must be implemented.

Corresponding author's email: poncela@eis.uva.es



## PORTABLE SYSTEM FOR FAULT DETECTION ON THE PAVEMENT OF ROADS USING WIRELESS SENSORS + GPS

V. de Diego<sup>1</sup>, A. Poncela<sup>2</sup>, A. Lorenzana<sup>2</sup> and J. de Sebastián<sup>3</sup>

<sup>1</sup> MSc Industrial Engineering, Spain

<sup>2</sup> ITAP, University of Valladolid. Paseo Cauce 59, 47011 Valladolid, Spain

<sup>3</sup> Centro Tecnológico CARTIF, 47151 Boecillo Valladolid, Spain

**ABSTRACT:** This paper presents a portable system developed with wireless sensor technology to be boarded inside any kind of vehicle, which does not need any adaptation. Its main function is to detect faults on the surface of streets or roads and to register their GPS coordinates. The system acquires data in real time, including car speed and vibration level, at any point of the infrastructure (streets, roads, bridges, etc) traveled by the vehicle. After that, the data are post processed taking into account the user fixed levels for the several types of faults which are normally observed on the surface of those infrastructures. With that information the system:

(1) updates the route to be downloaded into the satellite navigator (TomTom Navigator in this case), using icons for the location of the different types of faults under consideration. Alternatively the system can show the detected faults in geographic information system (GIS) and with all the collected data it can be used to estimate the advisability of carrying out maintenance road works.

(2) classifies the roads, or part of them, according to their RMS value of vibration. With that value it will be possible to sort the routes and trips in smooth, good, normal or poor, for example, according to user comfort. This will be another option to be included in the route planners (sat-navs, internet, etc.).

The system is under evaluation to check its performance, especially in the cities where the GPS signal is not strong enough. In this case, in order to correlate all the detected faults with their position, a predictive location algorithm must be implemented.

### 1 INTRODUCTION

The increasing popularity of wireless technologies Hatler(2005), with low price and low consumption powerful microprocessors, and the progressive shrinking of sensor devices, have increased the interest of the scientific community in this type of systems. Variety of micro-electro-mechanical sensors can be integrated to capture all types of physical variables, including also the exact geographical location through GPS.

There are already many fields where these integrated systems or "motes" are used, Mainwaring (2002): environment, automotive, home automation devices, structural health monitoring, and so on.

5th International Conference on  
Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructure (SHMII-5) 2011  
11-15 December 2011, Cancún, México



## 2 OBJECTIVES

In this paper a simple and portable system, ready to be mounted in any vehicle without having to make any further adaptation is developed. The system is able to record accelerations and then to analyze the state of the surface where it travelled: roads, streets, railways, bridges, walkways... The system, via GPS, records the location of the route using usual satellite navigation maps. Moreover, some usual faults can be identified and classified according to a previously prepared list (bumps, potholes, bumps, culverts, etc).

The system can be placed in any vehicle that normally travels the city (buses, taxis, police cars, etc), and recording the data automatically. Further post processing will help the authorities to identify the necessity of repairs, conservation's works... Such information may be transmitted automatically to the appropriate public services for this kind of maintenance activities.

## 3 METHOD

The method is based on measuring the vibrations of the vehicle where the system is mounted, together with its GPS coordinates. Once recorded the data, the acceleration signal is processed and, in the case where high vibration levels are detected, the surface fault can be classified and its corresponding position recorded. That information is set on the map for other users to know and/or send to local authorities to repair the pavement.

## 4 TECHNOLOGY

Crossbow processor/radio boards, more commonly known as motes, are used, [www.xbow.com](http://www.xbow.com) (2008), (figure 1). They allow multiple sensors distributed over a wide area to wirelessly transmit their data back to a base station attached to a computer. The motes run the operating system TinyOS, [www.tinyos.net](http://www.tinyos.net)(2008) which handles power, radio transmission and networking in transparent way to the user. The network's kind is ad-hoc Gómez(2004), meaning the motes figure out how to form the most efficient network by themselves. The network also supports multi popping, allowing a mote out of range of the base station to pass its information from mote to mote until the data reaches the base station.

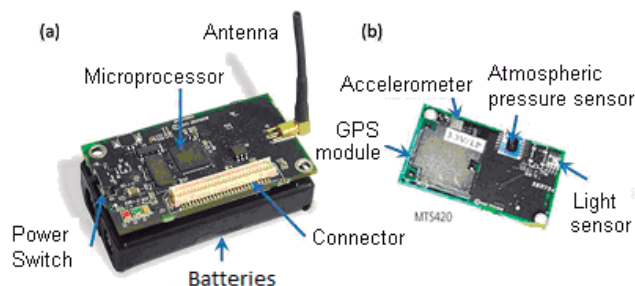


Figure 1. Crossbow components.

Figure 1 shows the base module (a), that includes, in addition to the microprocessor and power source, the wireless communications interface. On this module, the corresponding sensor's board (b) with all the necessary sensors must be installed. Figure 2 shows a particular configuration of the ad-hoc network.

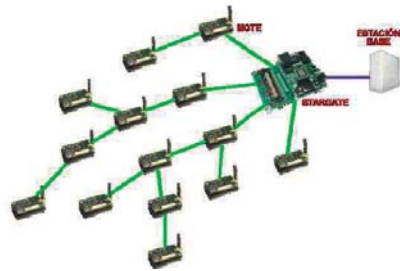
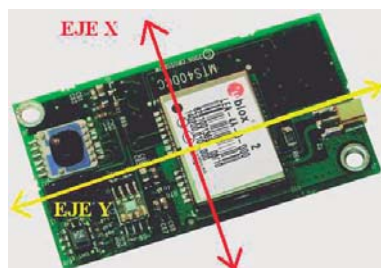


Figure 2. Wireless Ad-hoc network.

## 5 HARDWARE

This work has been performed with the following equipment:

- Desktop computer with the software for programming the motes and for processing the recorded data.
- Laptop computer for data recordings (by vehicle).
- Four MICAz base modules, [www.cmt-gmbh.de](http://www.cmt-gmbh.de)(2008).
- Four MTS420CC sensor board mounted on the MICAz. Biaxial accelerometer and GPS module are installed on each board. Technical characteristics of these sensors are shown in Figure 3, [www.analog.com](http://www.analog.com)(2008).
- GPS antennas and a base station (Figure 3).
- Sat-nav with an open POI database (TOM-TOM for example).



GPS antenna and base station



5th International Conference on  
Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructure (SHMII-5) 2011  
11-15 December 2011, Cancún, México



**5th**  
DECEMBER 11-15

<b>Sensor Type</b>	Analog Devices ADXL202JE
<b>Channels</b>	X (ADC1), Y (ADC2)
<b>Range</b>	$\pm 2$ G (1 G = $9.81$ m/s <sup>2</sup> )
<b>Sensitivity</b>	167 mV/G, $\pm 17$ %
<b>Resolution</b>	2 mG (0.002 G) RMS
<b>Offset</b>	VBATTERY/2 $\pm 0.4$ V
<b>Operating Range</b>	3.6 to 3.0 V
<b>Interface</b>	Analog interface

Accelerometer specifications

	MTS420CA/CB	MTS420CC
<b>GPS Module</b>	Leadtek GPS-9546	uBlox LEA-4A
<b>GPS Chipset</b>	SiRFstarIIe LP	ANTARIS 4
<b>Channels</b>	12	16
<b>Meters</b>	10 m, 2D	3 m CEP
<b>Start Time (sec)</b>	45 Cold; 38 Warm; 8 Hot	34 Cold; 33 Warm; 3.5 Hot
<b>Reacquisition Time</b>	0.1 sec (typical, w/o dense foliage)	< 1 sec
<b>Protocol</b>	NMEA-0183 and SIRF binary protocol	NMEA-0183
<b>Current</b>	60 mA at 3.3 V	35 mA at 3.3V
<b>Interface</b>	Serial UART interface	
<b>Antenna</b>	External active antenna, power supplied by GPS module	

GPS specifications

Figure 3. Sensor board, with the accelerometer (x,y). GPS components. Gateway.

## 6 LOCATION OF THE MOTE IN THE VEHICLE

The location of the sensing mote in the vehicle affects the acceleration measurements. For this project, two possibilities were proposed: on the suspended mass of the vehicle (inside, for example) or on the suspension system (outside, on the lower control arm). In the first case, the measure is affected by the suspension system behaviour of the vehicle, while the second one, only the tire affects to the acceleration record. Tested both possibilities, it was decided that the best location was the second one, which provides greater sensibility and allows interchangeability of the system between vehicles (figure 4).



Figure 4. Location of the mote on the lower control arm of the suspension system.

## 7 SOFTWARE TOOLS

The software applications used for configuring and programming the motes and for configuring the network are:

- Specific Crossbow software for programming the motes and the base station, [www.xbow.com](http://www.xbow.com) (2008).
- Tiny-OS 1.x under Cygwin to be installed on the laptop used to manage the data transmitted from the motes [www.tinyos.net](http://www.tinyos.net) (2008).
- Java JDK, which is installed on the laptop to run some applications that are required for reading and storing the data generated by the motes.



- Google Earth to display the trajectory generated by the GPS and to visualize the exact position of the faulty points.
- Matlab for processing sensor information.
- PoiEdit to change the format of the MatLab files into a compatible format with the POI TOM-TOM database.
- Microsoft Excel, to display, edit and manage the recorded and processed data.

## 8 DATA RECORDING

The first thing to do is preparing the motes and the base station. Motes #1 and #2 are programmed to work as uniaxial accelerometers and #3 and #4 as GPS receivers (redundant GPS, in case of reception problems in one of them).

Two of the pre-adjusted parameters of the motes must be modified (affecting only the motes working as accelerometers). On the one hand, for the road surface inspection only is necessary to use one of the directions of the biaxial accelerometer, so, the other is switched off. Each mote must be located in the vehicle in such a way that the sensing direction to be the vertical one. On the other hand, the sampling frequency is set to 100Hz (faster than the slowest allowed original one). These changes ensure, within the possibilities of the mote, a sufficiently accurate recording for the legal limits speeds.

Once that is ready, it is only necessary to turn all the devices on. After that the GPS signal is received, the computer running the TinyOS application begins to record the acceleration and position data from the motes.

## 9 DATA POSTPROCESSING

After the inspection is performed, all the data recorded are available in a hex file containing acceleration and position data. The data are processed using a Matlab application. The effective value of the acceleration is obtained and in case its value is greater than the threshold values, a fault is identified and classified according several patterns. Also, working with the RMS (Root Mean Square) value and its average value in a stretch of road, it is possible to analyze not just point events but also the stretch. Doing that, it is possible to classify the route as smooth, good, average, poor or very poor.

The acceleration threshold and the corresponding patterns for several faults have been established using experimental data. A catalog was created through visual inspection at every position and personal expertise.

The system also can generate a data file to be linked to Google Earth. In this way, the route can be displayed on the map with the location of the detected faults and the classification of the stretch. Another data file can be generated to be loaded as POI (Points of Interest) or similar events, in a commercial sat-nav. In this way, every road user could know the characteristics of the road pavement.

## 10 MAIN RESULTS

As application's example of the system working, a route on the city of Valladolid (Spain) is presented. Figure 5 shows the time evolution of the vibration and the

5th International Conference on  
Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructure (SHMII-5) 2011  
11-15 December 2011, Cancún, México



evolution of the position in latitude and longitude coordinates of the vehicle. After threshold setting of 0.55g, the positions over that value are recorded and pointed out (red circles in the acceleration curve, with black stars in the position curves).

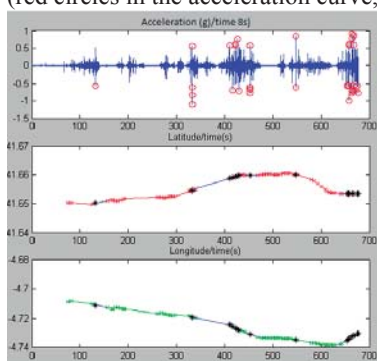


Figure 5. Processed data: (top) acceleration, (middle) latitude, (bottom) longitude.

Figure 6 shows the vehicles' path and marked with black stars the places where the vibration is higher than the limit used.

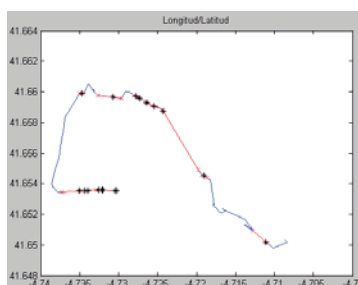


Figure 6. Path, showing point events (black stars).

Figure 7 shows, for a particular stretch, the effective value (RMS) of the acceleration, (black curve), over the recorded signal (green). Several critical areas can be identified. The one marked with the red circle, even not having any point faults, has RMS values high enough to consider it uncomfortable. These kind of areas are marked in yellow on the path.

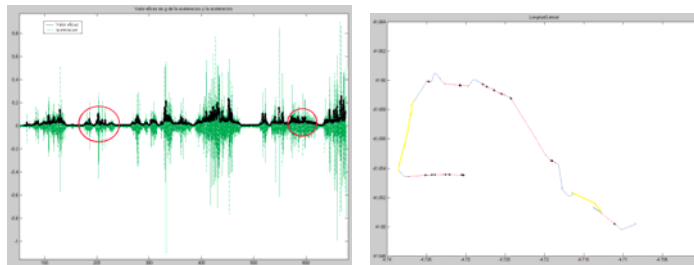


Figure 7. RMS value and uncomfortable stretches (red circle, yellow part).

The thresholds for classification are shown in Table 1:

Table 1. RMS Acceleration thresholds.

RMS Average vibration signal ( <i>g</i> )	State/Type of infrastructure
<0,02	smooth
0,02..0,03	good
0,03..0,045	normal
0,045..0,06	poor
>0,06	very poor

The analysis of a particular stretch is shown in Figure 8. The average RMS value is 0.1028g and, according to Table 1, this stretch can be classified as very poor.

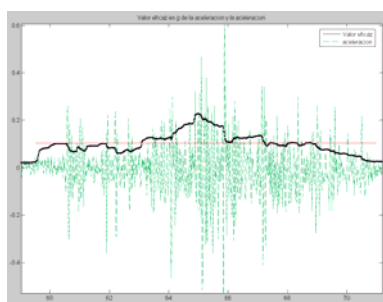


Figure 8. Acceleration (green), RMS value (black) and threshold value (red).

Figure 9 displays the corresponding Google Earth path (blue curve) with the associated faults. Some photographs with the faulty pavement are also displayed.

5th International Conference on  
Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructure (SHMII-5) 2011  
11-15 December 2011, Cancún, México



**5th**  
DECEMBER 11-15



Figure 9. Point faults places and fault type (photographs digitally filtered).

## 11 CONCLUSIONS

The implementation of a simple system for detecting pavement status has been successful developed using wireless devices. The system is able to detect faults (according to a specific pattern), comfort levels of any road, and register the position in proper databases so it can be used in sat-nav devices and in internet map applications such a Google Earth. With all this information, not only users can know in advance the status of the route but also local authorities can use the information to manage the infrastructure's conservation.

The system is portable, easy to install in any vehicle, including not only cars but also trains, for example. It is also easy change patterns and threshold levels. All these advantages, together with its low cost and flexible configuration, can make this system very attractive for multiple purposes.

## 12 REFERECES

- ADXL202 -  $\pm 2$  g Dual Axis Accelerometer Data Sheet  
[http://www.analog.com/UploadedFiles/Data\\_Sheets/53728567227477ADXL202E\\_a.pdf](http://www.analog.com/UploadedFiles/Data_Sheets/53728567227477ADXL202E_a.pdf), July 2008  
 CrossBow: <http://www.xbow.com>, July 2008  
 Getting Started Guide, Crossbow

5th International Conference on  
Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructure (SHMII-5) 2011  
11-15 December 2011, Cancún, México



- [http://www.xbow.com/Support/Support\\_pdf\\_files/Getting\\_Started\\_Guide.pdf](http://www.xbow.com/Support/Support_pdf_files/Getting_Started_Guide.pdf), July 2008
- Gómez C., Paradells J., *Redes ad-hoc: el próximo reto*, Buran n° 21, págs. 30 a 37. May 2004.
- Hatler, M and Chi, C . *Wireless Sensor Networks: Growing Markets, Accelerating Demand*; On world; July 2005.
- Mainwaring A. Polastre J, Szewczyk R., David Culler D and Anderson J. *Wireless Sensor Networks for Habitat Monitoring*. Proceeding WSNA '02 Proceedings of the 1st ACM international workshop on Wireless sensor networks and applications Septiembre 2002
- MoteConfig Users Manual  
[http://www.xbow.com/support/support\\_pdf\\_files/moteconfig\\_users\\_manual.pdf](http://www.xbow.com/support/support_pdf_files/moteconfig_users_manual.pdf), July 2008
- Mote MICAz Datasheet: <http://www.cmt-gmbh.de/MICAz.pdf>, July 2008
- MoteView Users Manual  
[http://www.xbow.com/Support/Support\\_pdf\\_files/MoteView\\_Users\\_Manual.pdf](http://www.xbow.com/Support/Support_pdf_files/MoteView_Users_Manual.pdf), July 2008
- MoteWorks Getting Started Guide  
[http://www.xbow.com/Support/Support\\_pdf\\_files/MoteWorks\\_Getting\\_Started\\_Guide.pdf](http://www.xbow.com/Support/Support_pdf_files/MoteWorks_Getting_Started_Guide.pdf), July 2008
- MPR-MIB Series Users Manual  
[http://www.xbow.com/support/support\\_pdf\\_files/mpr-mib\\_series\\_users\\_manual.pdf](http://www.xbow.com/support/support_pdf_files/mpr-mib_series_users_manual.pdf), July 2008
- MTS/MDA Mote Sensor and DAQ Manual  
[http://www.xbow.com/Support/Support\\_pdf\\_files/MTS-MDA\\_Series\\_Users\\_Manual.pdf](http://www.xbow.com/Support/Support_pdf_files/MTS-MDA_Series_Users_Manual.pdf), July 2008
- TinyOS Community Forum: <http://www.tinyos.net/>, July 2008

*“Improvement comfortability through adding soft rubber pavement on lively footbridges”*

Melania Istrate, Jesús de Sebastián, Ali Vasallo, Carlos M. Casado,  
Norberto Ibán, Antolín Lorenzana, Alfonso Poncela.

*Proceedings of 4th International Conference on Experimental Vibration  
Analysis for Civil Engineering Structures, 2011.*





## Improvement comfortability through adding soft rubber pavement on lively footbridges

Melania Istrate, Jesús de Sebastián, Ali Vasallo, Carlos Casado, Norberto Ibán  
*CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, 47151 Valladolid, Spain*

Antolín Lorenzana, Alfonso Poncela  
*ITAP, Escuela de Ingenierías Industriales. University of Valladolid, 47011, Valladolid, Spain*

**ABSTRACT:** This work is a first attempt to quantify the effect of a soft pavement on the perceived sensations of the soil movement when walking. This type of pavements is usually made with agglomerates of chippings made from recycled tyres. When thicknesses of 3 or 4 cm are placed over the walkway of a lively footbridge, the movement of the structure (due to the users or to the wind) is partially masked by the soft soil. In this way, pedestrians usually do not complain about of movement of the structure as much as they could do in case of standard pavements. To quantify this effect, acceleration and jerk comparisons are made for three different scenarios: walking on rigid soil, walking on rubber soil and walking on a lively footbridge with rubber soil.

### 1 INTRODUCTION

Pedestrian loads are low intensity quasi-periodic loads. Applied to very stiff and massive structures this loads could hardly make them vibrate significantly. However, aesthetic, technical and technological developments lead to ever more slender and flexible footbridges and as a consequence they can vibrate significantly even under a single person and frequently require a thorough dynamic analysis.

In some footbridges, probably in project stages, using numerical techniques, or after a dynamic assessment, once built, through experimental techniques, different alternatives have to be proposed in order to avoid relevant vertical acceleration levels. Those alternatives tend to change the dynamic response by adding mass, or stiffness, or damping.

In this paper a novel alternative is analyzed: by adding a thick soft-rubber pavement, pour-in-place, softer than the one used in athletic training tracks, several effects are introduced. Although for standard footbridges, the additional mass (with no addition in stiffness) is irrelevant in changing natural frequencies or natural modes, for light footbridges, as steel or composite stress-ribbon ones, the effect could be appreciable. Also the rubber pavement improves the structural damping, being this effect very desirable for this kind of lively structures. But the main factor, analyzed in this paper, is its influence in two important aspects of the human-structure interaction process. The first one is that the flexibility of the pavement affects the way the load is exerted to the structure. The second one, and more important in the perception of the discomfort, is that the pavement also affects the way the pedestrian senses the acceleration of the structure. The following sections are devoted to quantify this second effect.

### 2 ACCELEROMETERS ON THE PEDESTRIAN BODY

To record the accelerations during normal walking, 3 uniaxial accelerometers (PCB

Piezotronics, model 352C65, high sensitivity, miniature ceramic shear ICP® accel. 100 mV/g, 0.5 to 10k Hz) have been installed on a standard pedestrian (75kg weight). As shown in Figure 1, one is placed on his hip (C), other on his heel (T) and the third one on his toe (P). All of them are in the vertical axis when the pedestrian is at rest. Accelerometer (C) almost remain in the vertical direction over the whole walking cycle but (T) and (P) can change in more than 80°. In Figure 2, ten selected instants (Sánchez (1999)) of the walking cycle are shown in a schematic way, focusing in just one leg.

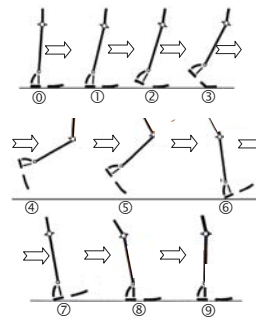
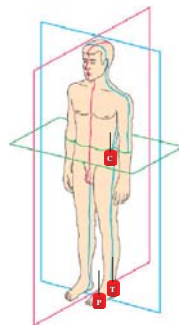


Figure 1: Accelerometers placed in the hip (C), heel (T) and toe (P). Figure 2: Schematic walking cycle in 10 frames.

The three signals are recorded synchronously at a sample rate of 100Hz. The pedestrian was asked to walk normally at his normal pace (105bpm) (even though, the beep of a metronome was followed) on three different flat areas: (S) standard rigid pavement out of the footbridge, (R) rubber pavement before entering in the suspended footbridge and (F) rubber pavement in the flat area of the middle of the footbridge (see Figure 3).

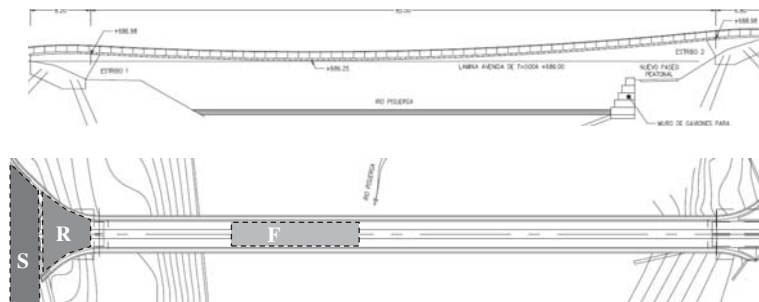


Figure 3: Footbridge drawings and walking areas.

### 3 WALK CYCLES ON DIFFERENT SCENARIOS

#### 3.1 Rigid pavement

Recordings of the three accelerometers (C, T and P) for a representative cycle on rigid pavement are shown in Figure 4. For 105bpm the duration of the cycle is 1.14s. Accelerations in toe P and hell T are obviously greater than in the hip C and also more sharp and “noisy”.

For each location (P, T or C), ten standard cycles are shown in Figure 5. All of them are matched in the instant when the toe lifts off the ground.

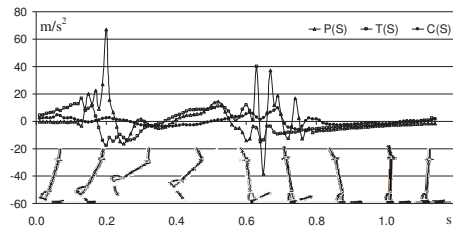


Figure 4: Accelerations on C, T and H for a walking cycle when walking on rigid pavement.

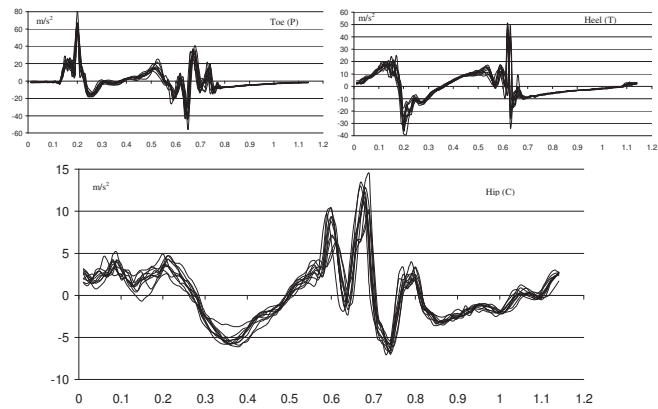


Figure 5: Ten walking cycles when walking on rigid pavement

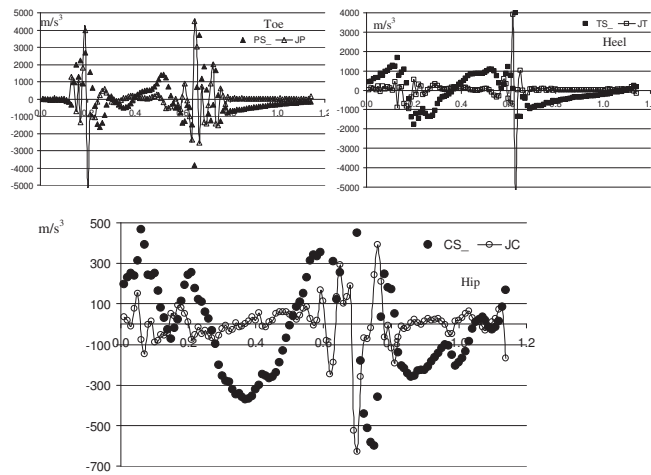


Figure 6: Accelerations on C, T and H and corresponding jerks when walking on rigid pavement.

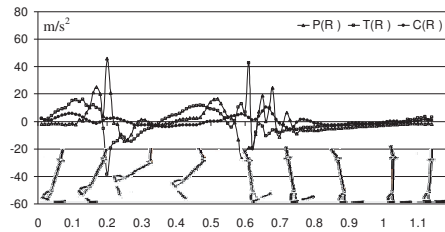


Figure 7: Accelerations on C, T and H for a walking cycle when walking on rubber pavement.

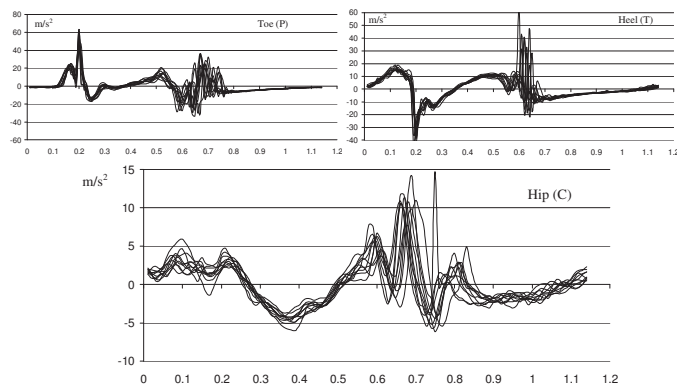


Figure 8: Ten walking cycles when walking on rubber pavement.

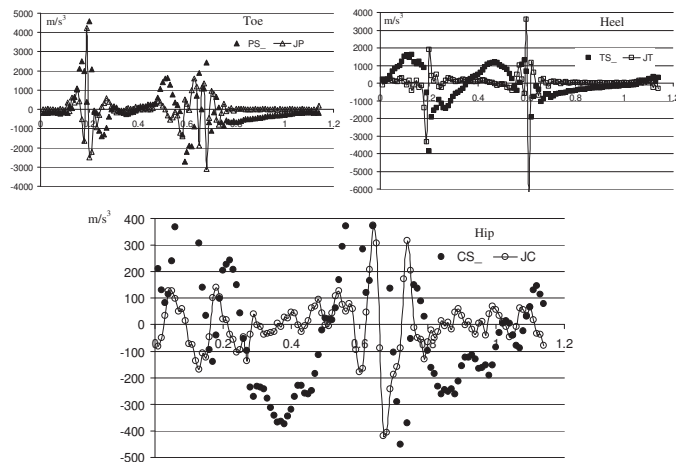


Figure 9: Accelerations on C, T and H and corresponding jerks when walking on rubber pavement.

Figure 6 shows the rate of change of acceleration (that is, the derivative of acceleration with respect to time) or jerk for the cycle shown in figure 4. Those jerks were obtained using standard 2 ( $j_2$ ) o 3 ( $j_3$ ) steps expressions for numerical first derivatives from the accelerations. Although some differences between  $j_2$  and  $j_3$  can be observed, only  $j_2$  ( $m/s^3$ ) is going to be shown in Figures 6, 9 and 12, together with respective accelerations ( $m/s^2$ , scaled 100 times).

3.2. Rubber pavement before entering in the suspended footbridge

In a similar way, the following Figures 7-9 show same data when walking on rubber pavement over solid soil.

3.3. Rubber pavement in the middle of the footbridge

Also with the aim of comparison, similar data are shown in the following figures when walking on the rubber pavement over the footbridge, almost in the middle of the span. In this area, for the lively footbridge, some movements on its deck can be recorded. Figure 13 shows 11.4s acceleration record during the time when the 10 walking cycles were recorded in this area. During this time, wind was calm and no other pedestrian were using the footbridge. In these circumstances, structural movement was so little and amplitudes were around 150 times less than the maximum amplitudes for the hip (C). Even though, some differences from scenario R can be noted.

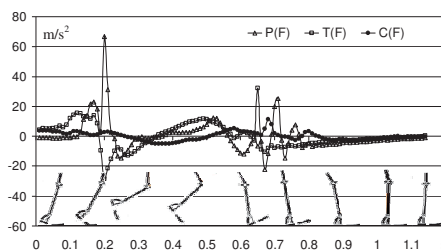


Figure 10: Accelerations on C, T and H for a walking cycle when walking on the footbridge.

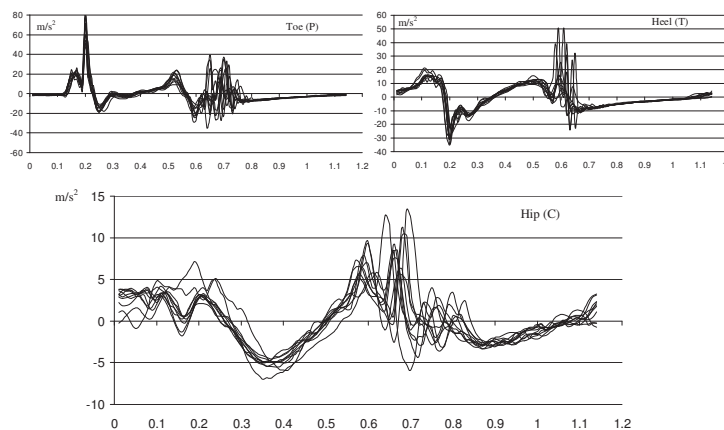


Figure 11: Ten walking cycles when walking on the footbridge.

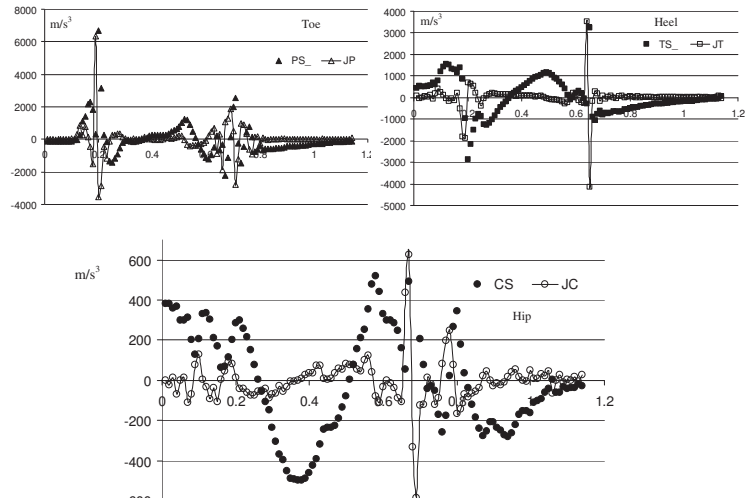


Figure 12: Accelerations on C, T and H and corresponding jerks when walking on the footbridge.

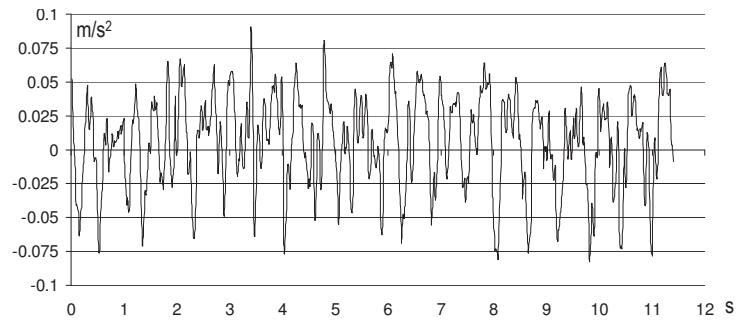


Figure 13: Accelerations on the walkway of the footbridge.

5 CONCLUSIONS

The shape of recordings in the representative walking cycles are similar. Some differences can be found in acceleration amplitudes, but more statistic analysis is required to get decisive conclusions. Despite of that, the decrease in amplitude (maximum minus minimum, once dropped the outliers) between rigid (S) and rubber (R and F) pavement is about 20% for the toe, 15% for the heel and 23% for the hip.

Although jerk is often used to measure the comfort of rides (elevators, trams, roller coasters, etc.), no relevant results can be obtained from the attempt done in this study of evaluate the jerk in toe, heel or hip. For that, probably more sample rate would be necessary together with statistical analysis.

Analyzing the timing and dispersion of walking cycles, a relevant conclusion can be found: when walking on soft pavement the cycles are not as similar, between themselves, as when

walking on rigid pavement. In figures 8 and 11 is noticeable that the dispersion during the phase the heel contact the ground is much greater than in figure 5, not only for the heel, but also for the toe and the hip. Due to the sensation of softy pavement, it could be that the pedestrian mind was not as challenging to keep pace and therefore not as sensitive to ground motion perception.

#### REFERENCES

- Sánchez, J. 1999. *Biomecánica de la marcha humana normal y patológica*. Instituto de biomecánica de Valencia ISBN-13.9788495448125
- Whittingtonm B.R. and Thelen, D.G. 2009. *A simple mass-spring model with roller feet can induce the ground reactions observed in human walking*. Journal of Biomechanical Engineering. Vol. 131
- Hogan, N., 1990. *Mechanical Impedance of Single- and Multi-Articular Systems*. Multiple Muscle Systems: Biomechanics and Movement Organization. Springer-Verlag, New York.
- Cheng, J.C. and Moura, J.M.F, 1997. *Tracking human walking in dynamic scenes*. Proc. of IEEE. Int. Conf. Image Processing, *ICIP'97*, Santa Barbara, CA, vol. 1, pp.137–140, 1997.





*“Environmental and crowd influence on the dynamic behaviour of an  
in-service footbridge”*

Jesús de Sebastián, Iván M. Díaz, Carlos M. Casado, Ali Vasallo, Alfonso  
Poncela, Antolín Lorenzana.

*Proceedings of 4th International Conference on Footbridges, 2011.*



## ENVIRONMENTAL AND CROWD INFLUENCE ON THE DYNAMIC BEHAVIOUR OF AN IN-SERVICE FOOTBRIDGE

**Jesús de SEBASTIÁN**  
 MSc Engineer  
 CARTIF Centro Tecnológico  
 Valladolid, Spain  
[jesseb@cartif.es](mailto:jesseb@cartif.es)

**Iván M. DÍAZ**  
 Lecturer  
 Universidad Castilla-La Mancha.  
 Ciudad Real, Spain  
[ivan.munoz@uclm.es](mailto:ivan.munoz@uclm.es)

**Carlos M. CASADO**  
 MSc Engineer  
 CARTIF Centro Tecnológico  
 Valladolid, Spain  
[carcas@cartif.es](mailto:carcas@cartif.es)

**Ali VASALLO**  
 PhD Engineer  
 CARTIF Centro Tecnológico  
 Valladolid, Spain  
[alivas@cartif.es](mailto:alivas@cartif.es)

**Alfonso V. PONCELA**  
 Senior Lecturer  
 ITAP, Universidad de Valladolid  
 Valladolid, Spain  
[poncela@eis.uva.es](mailto:poncela@eis.uva.es)

**Antolín LORENZANA**  
 Senior Lecturer  
 ITAP, Universidad de Valladolid  
 Valladolid, Spain  
[ali@eis.uva.es](mailto:ali@eis.uva.es)

### Summary

The noticeable vibrations under human-induced loads present on the Science Museum Footbridge, Valladolid, have motivated to carry out the dynamic assessment of this structure with the purposes of: (i) identifying experimentally its dynamic properties and (ii) designing optimally vibration control systems.

Operational modal analyses (OMAs) have been performed under different environmental and loading conditions to estimate the modal parameters of the footbridge. It is well known that temperature variations affect not only to the structural stiffness, but also the boundary conditions, possibly leading to significant changes on the dynamic properties. OMAs were carried out in day and night hours with a temperature change of approximately 20 °C. It is also well known that lower natural frequencies of slender bridges are significantly affected by wind speed. Additionally, the structural damping is very sensitive to wind speed changes. Thus, OMAs were undertaken under different wind speeds: no wind (0-1 m/s) and light wind (5-10 m/s). Finally, the influence of crowds on the modal properties has been studied using different groups of people walking freely on the footbridge.

The dynamic property variations under temperature, wind and crowds have been reported in this work. This study is a valuable previous stage for the design of a vibration control strategies and also for the prediction of structural damages in the future.

**Keywords:** modal analysis, modal variability, human-induced vibration, wind-induced vibration, temperature effect

### 1. Introduction

Experimental and operational modal analysis techniques have been widely used in the last years to assess the dynamic response of footbridges [1]. These techniques are used to estimate the modal parameters (natural frequencies, modal shapes, modal damping) of structures with the aim of performing serviceability and damage detection studies, checking the design modal parameters or designing vibration absorber devices.

In general, the estimated values of the modal parameters are not only fixed by structural and material characteristics of the structures, but also by other effects like the environmental and operating condition ones that should be accounted for. This is the case of damage detection studies ([2], [3]) where discriminating the changes of modal parameters due to environmental effects like temperature and humidity from those caused by structural damage are indispensable. Furthermore, the variation ranges of the structure modal parameters like frequencies and modal damping should be identified in order to design more robust vibration absorber devices [4].

In footbridges, temperature, wind and crowd loads are the environmental and operating condition effects to be

considered. The effects of temperature variability on the measured dynamic response of structures have been addressed in several studies [5]. Wood [6] reported that the changes on bridge responses were closely related to the structural temperature based on the vibration testing of five bridges in the UK. Temperature variation changes the structural stiffness and might alter the boundary conditions of the system [7]. Also, the wind-induced vibration plays an important role for bridges and footbridges. Fujino et al. [8] observed that the dynamic behaviour of cable-stayed or suspension bridges is amplitude-dependent. For instance, the fundamental frequency of a suspension bridge was reduced as the wind speed increased. On the other hand, the modal damping was increased when the wind velocity exceeded a certain level. This was also reported in the Humber bridge studies by Brownjohn et al. [9], in which damping in vertical and torsional modes was affected by aero-elastic effects. Finally, the human presence on the structure increases the dampening potential of the vibrating system and mitigates the vibration response of structures. Recent studies indicate that the damping of the structure-pedestrian system might be higher than the one of the empty structure [10].

The environmental and crowd influence on the dynamic behaviour of the Science Museum Footbridge of Valladolid is addressed in this paper. The noticeable vibrations under human-induced loads present on this lively footbridge have motivated to carry out the dynamic assessment of this structure with the purposes of identifying experimentally its dynamic properties and designing optimally vibration control systems.

In previous works ([11], [12]), operational modal analysis (OMA) of the footbridge were carried out to identify the modal parameters values of the structure and to design passive and active vibration control devices. In these works, variations on the identified values were noticed. With the aim of understanding the source of changes on these parameters, new OMAs were carried out under different environmental and loading conditions. Thus, modal analyses were undertaken in day and night hours with a temperature change of approximately 20 °C, and for different wind speeds: no wind (0-1 m/s) and light wind (5-10 m/s). Finally, OMAs are performed with different number of people walking freely on the bridge.

This paper continues with the description of the structure and the identification of its modal parameter. In Section 3, the environmental and crowd influence on the dynamic behaviour of the Science Museum Footbridge is presented. Finally, some conclusions are given in Section 4.

## 2. Structure Description

This section describes the structure and the identification of its modal parameters. This identification is based on the operational modal analysis (OMA) of the liveliest span. Also, the linearity of the footbridge is checked.

### 2.1 Description of the test structure

The structure under study, sited in Valladolid (Spain), is a footbridge that creates a pedestrian link over The Pisuerga River between the Science Museum and the city centre. This bridge, built in 2004, is a 234 m truss structure composed of four spans: three made of tubular steel bars and one made of white concrete, all of them with a timber walkway.



Fig. 1 General view of the test structure

The three steel spans have hexagonal cross section. The main span (Span 3 in Figure 1), prestressed by an external post-tensioning tendons system, is 111 m, the second span (Span 2 from this point onwards) is 51 m and the other two spans are shorter and stiffer [13]. The external tendons system of Span 3 has both aesthetical (the original design by the architect José Rafael Moneo was based on the form of a fish basket) and structural reasons (the tendons connected by means of tubular ribs maintain the shape of the cables and make stiffer the pedestrian area [14]). Because of its slenderness, this footbridge, especially Span 2, represents a typical lightweight structure sensitive to dynamic excitations produced by pedestrians. Annoying levels of vibration are sometime perceived in Span 2 (Figure 2), particularly when runners cross the bridge. Therefore, it was decided to study the dynamic properties of this span.

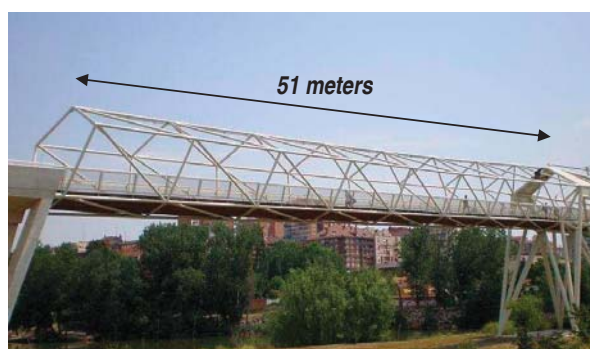


Fig. 2 View of Span 2.

## 2.2 Operational Modal Analysis

The OMA of Span 2 was carried out in order to obtain the natural frequencies, damping ratios and modal shapes of the lower vibration modes.

The OMA was carried out with five roving and two reference accelerometers (MMF-KS48C-1000mV/g). Preliminary spectral analyses and time history recordings indicated that the vertical vibration was considerably higher than the horizontal one, thus, only vertical response measurements were performed. A measurement grid of 3 longitudinal lines with 9 equidistant test points was considered, resulting in 27 test points. Five setups with an acquisition time of 720 seconds and a sampling frequency of 100 Hz were recorded. Thus, it was expected to identify successfully vibration modes up to 30 Hz. The modal parameter estimation was carried out using the ARTeMIS suite of software [15]. In particular, frequency domain methods (Frequency domain decomposition-FDD, enhanced frequency domain decomposition-EFDD and curve-fit frequency domain decomposition-CFDD) were used. Table 1 shows the modal parameters estimated through the OMA for the three first vibration modes. Figure 3 shows the corresponding estimated modal shapes.

Table 1 Natural frequencies and damping ratios identified by the OMA.

		Mode 1	Mode 2	Mode 3
FDD	Frequency (Hz)	3.516	7.397	9.473
	Damping ratio (%)	-	-	-
EFDD	Frequency (Hz)	3.516	7.407	9.458
	Damping ratio (%)	0.409	0.348	0.360
CFDD	Frequency (Hz)	3.513	7.398	9.459
	Damping ratio (%)	0.432	0.368	0.300

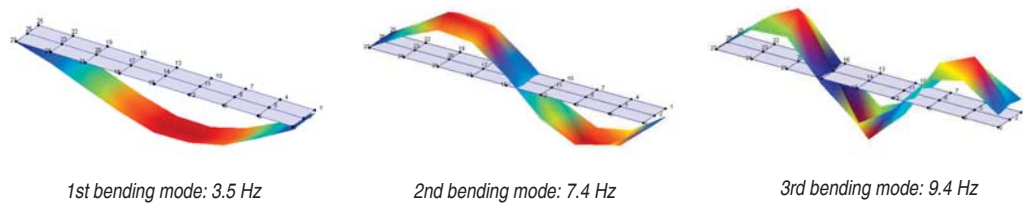


Fig. 3 Estimated modal shapes.

### 2.3 Linear behaviour of the footbridge

Before studying the environmental and crowd influence on the dynamic behaviour of the structure, it is useful to study its behaviour under different levels of the acceleration response (linearity check). These properties (modal natural frequency and damping ratio) were estimated using Frequency Response Functions (FRFs) between the structure acceleration and the input force with different amplitudes. The force was generated by an APS Dynamics Model 400 electrodynamic shaker operated in inertial mode and the structure acceleration was measured by a piezoelectric accelerometer (as those used for the OMA) mounted by a magnet on the transversal steel beam sited at mid span under the timber desk. The force induced by the shaker was estimated by measuring the acceleration of the inertial mass and multiplying this by the magnitude of the inertial mass (30.4 kg). The tests were performed to identify the first mode of the structure, around 3.5 Hz, since it is the only one prone to be excited by human activities. A chirp signal with frequency content between 2.5 and 4.5 Hz and a burst of 95% was used to excite strongly the first vibration mode. A sampling frequency of 64 Hz with a FFT resolution of 0.0156 Hz and 4 averages were used. The data acquisition time was 64 s, with a total time of 256 s. The obtained results are shown in Figure 4.

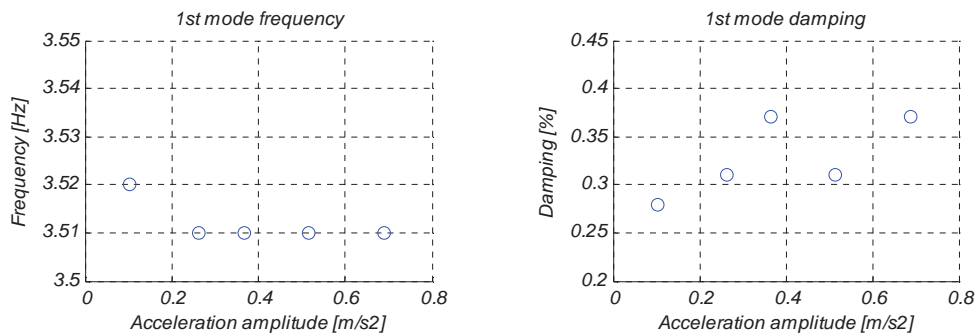


Fig. 4 1<sup>st</sup> mode frequency and damping ratio as a function of response amplitude.

Figure 4 shows that the structure, within an acceleration amplitude range of 0-0.7 m/s<sup>2</sup>, can be assumed as a linear structure since the frequency and damping do not change significantly. The maximum acceleration amplitude during the environmental and crowd tests was approximately 0.6 m/s<sup>2</sup> (15 pedestrians walking), so the dynamic behaviour of the structure was always into the linear range.

### 3. Environmental and crowd influence on the dynamic behaviour of Science Museum Footbridge

This section describes and shows the results of the tests done to determine the environmental (temperature and wind) and crowd influence on the dynamic behaviour of Valladolid Science Museum Footbridge. The tests consisted in several OMAs with different ambient conditions. The OMAs were carried out using five fixed accelerometers. A measurement

grid of a longitudinal line with 7 equidistant test points was considered. A setup with an acquisition time of 900 seconds and a sampling frequency of 100 Hz were recorded. Thus, it was expected to identify successfully the first three vibration modes. The modal parameter estimation was carried out using frequency domain methods implemented in ARTEMIS suite of software [15].

### 3.1 Temperature influence on the modal parameters

OMAs were carried out with temperatures from 7°C to 27°C. There was nobody walking on the footbridge and the wind speed was always less than 1m/s during the tests, so changes on the modal parameters should be induced by temperature variations. The modal parameters (frequency and damping) of the first three modes of the footbridge with respect to temperature are shown in Figures 4, 5 and 6. The graphs show that natural frequency decreases lightly (0.2-0.7%) when temperature increases, so frequency can be considered non dependent on temperature (5-30°C). More tests in a wide range must be done in order to determine if any dependence appears. Nevertheless, the damping ratio does not have a clear behaviour with the temperature.

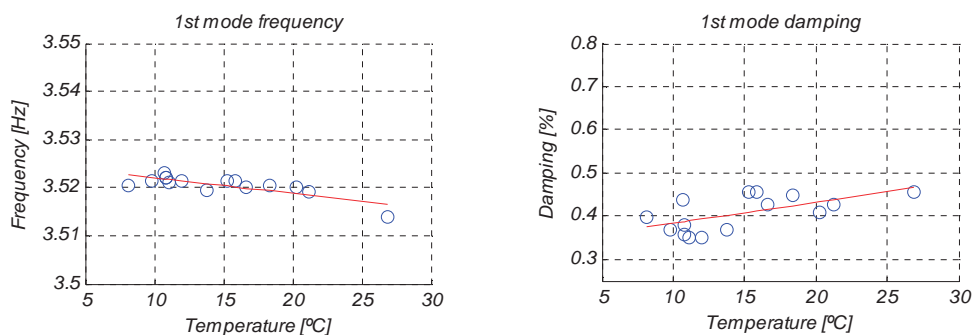


Fig. 4 Temperature influence on 1<sup>st</sup> mode frequency and damping.

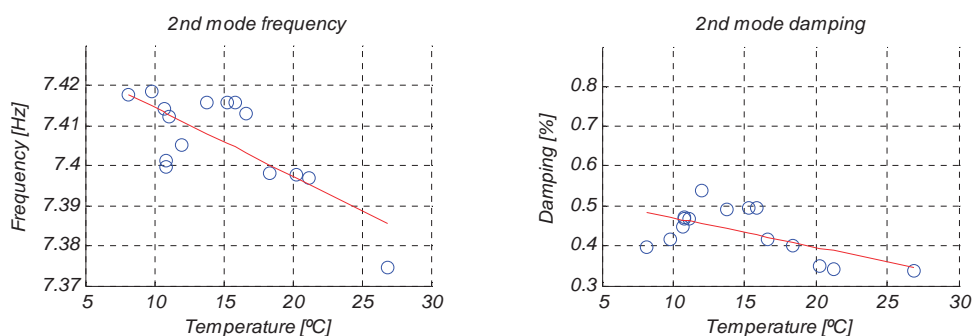


Fig. 5 Temperature influence on 2<sup>nd</sup> mode frequency and damping.

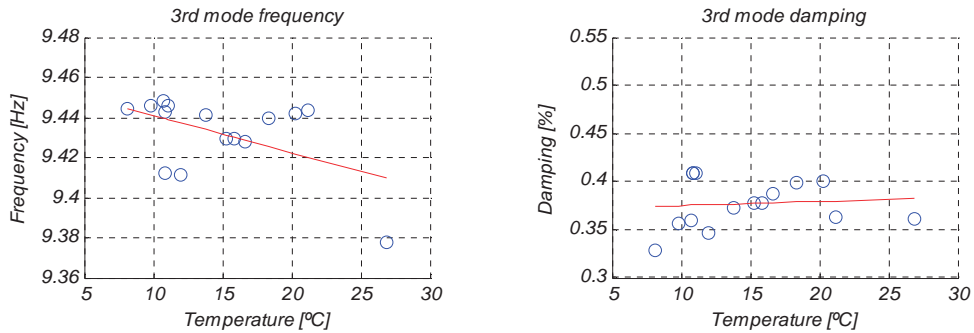


Fig. 6 Temperature influence on 3<sup>rd</sup> mode frequency and damping.

### 3.2 Wind influence on the modal parameters

Several OMA's were done with different wind speeds (0-6m/s). The wind direction was perpendicular to the longitudinal axis of the footbridge in all tests. The footbridge was empty and the temperature was always between 4 and 7 °C, so changes on the modal parameters should be only due to wind speed variations. The modal parameters (frequency and damping) of the first three modes of the footbridge under different temperature values are shown in Figures 7, 8 and 9. The figures show a marginally decrements on the frequencies (0.3-0.8%) when velocity wind increases, so frequency can be considered non-dependent on wind velocity (up to 6 m/s). More tests with higher wind velocity values must be done to check if high wind velocity values affect the natural frequencies. The damping ratio increases appreciably with the velocity wind, obtaining an increase of 100%, so the wind velocity is a very important magnitude to consider on damping estimation when wind blows on a transverse direction.

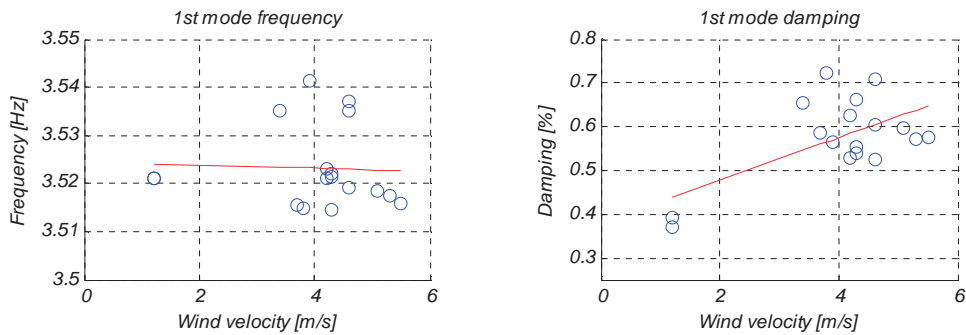


Fig. 7 Wind influence on 1<sup>st</sup> mode frequency and damping.



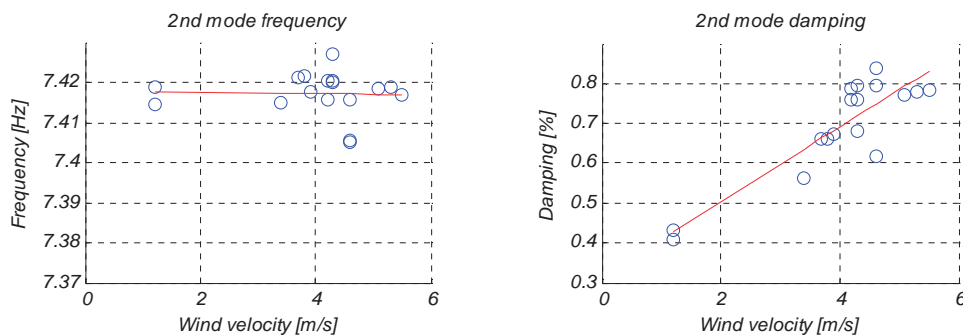


Fig. 8 Wind influence on 2<sup>nd</sup> mode frequency and damping.

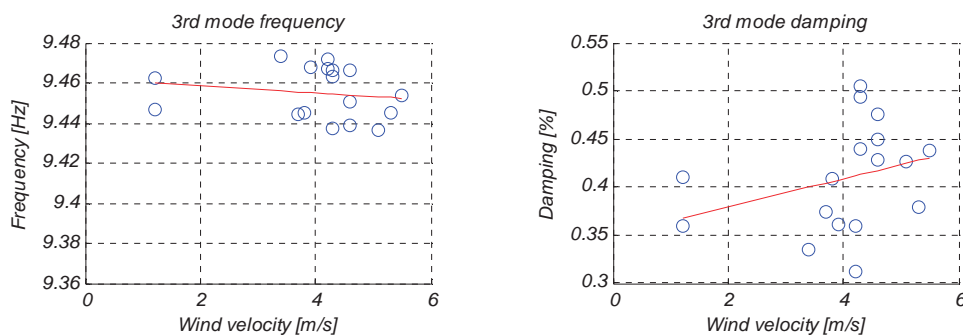


Fig. 9 Wind influence on 3<sup>rd</sup> mode frequency and damping.

### 3.3 Crowd influence on the modal parameters

OMAs were accomplished with different number of pedestrian walking on the footbridge (0-15). The environmental conditions were always: temperature between 4 and 7 °C and wind speed less than 1m/s, so changes on the modal parameters should be only due to crowd influence. The modal parameters (frequency and damping) of the first three modes of the footbridge under different temperature values are shown in Figures 10, 11 and 12. From these figures, it can be observed that frequency values decrease slightly (about 1%) when the pedestrian number increases, so frequency can be considered non-dependent on the number of pedestrians walking on the bridge when this number is less than 15. Further tests will be done with higher number of pedestrians to check the influence of big crowds on the frequency. Nevertheless, the damping ratio increases significantly as the number of pedestrians walking on the footbridge increases. Thus, the damping ratio changes from 0.4 to 2.2%, an increase of 500%. So, the number of pedestrians has been seemed to be a critical parameter to consider on modal parameters identification.

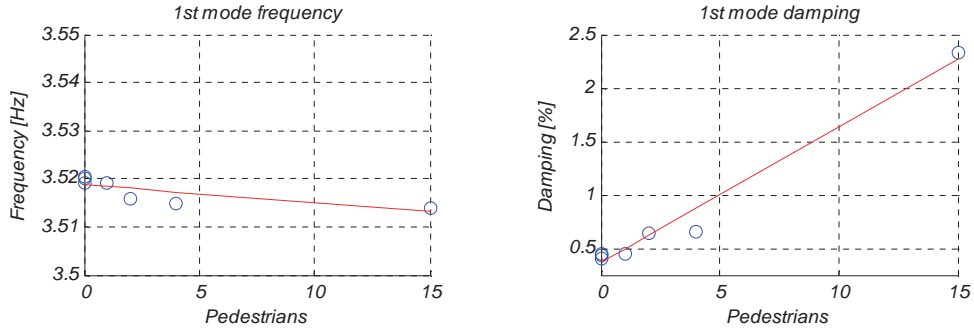


Fig. 10 Crowd influence on 1<sup>st</sup> mode frequency and damping.

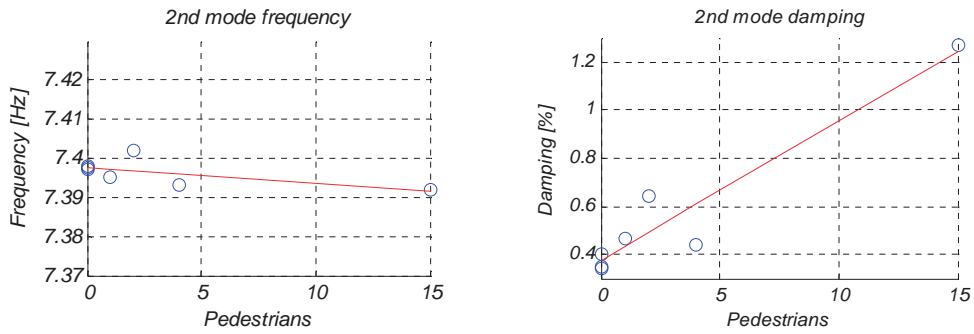


Fig. 11 Crowd influence on 2<sup>nd</sup> mode frequency and damping.

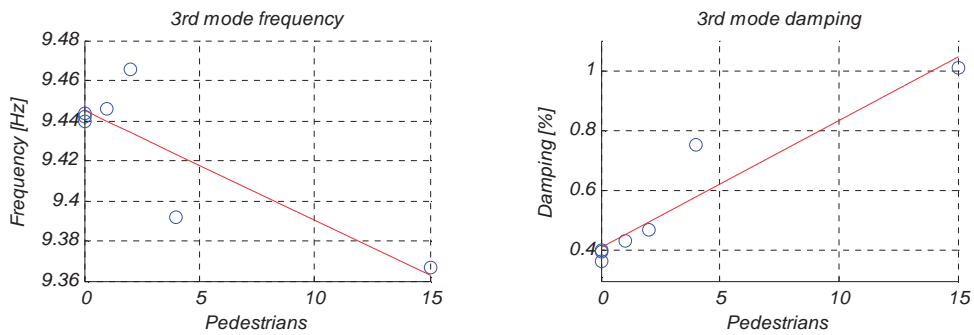


Fig. 12 Crowd influence on 3<sup>rd</sup> mode frequency and damping.

#### 4. Conclusions

This paper investigates the environmental and pedestrian influence on the dynamic behaviour of the Science Museum Footbridge of Valladolid (Spain). This work is presented as a previous stage of the design of vibration control strategies

and structural health monitoring systems. Structures are subjected to environmental and operational conditions that might provoke mistuning of vibration control devices or might hide subtle modal parameters changes due to structural damages. Thus, the effect of temperature, wind and pedestrians changes on the natural frequency and damping ratio of the first three structure vibration modes has been studied thoroughly. Temperature variability of 20 °C, wind variability from almost 0 km/h to 20 Km/h and a low pedestrian density of 0.1 Pedestrian/m<sup>2</sup> (15 pedestrian walking on the structure) have been considered. All of these loading conditions can be considered as serviceability conditions since there is a high likelihood of happening for all of them.

Under the aforementioned conditions, it has been reported that the natural frequencies are low-sensitive to changes and remain approximate constant, whereas damping ratios are very sensitive to wind and pedestrians changes. That is, the damping has increased up to four times. However, temperature variability has almost no influence on the dynamic behaviour of the bridge. It should be noted that linearity check has been carried out before studying ambient and operational influences. It can be thus stated that the dynamic changes obtained are not due to structural nonlinearities for the ranges of acceleration measured.

### Acknowledgements

The authors would like to express their appreciation to Ayuntamiento de Valladolid and Science Museum personnel for their support.

### References

- [1] ZIVANOVIC S., PAVIC A., REYNOLDS P., "Vibration serviceability of footbridges under human-induced excitation: a literature review", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 279, 2005, pp. 1-74
- [2] ALAMPALLI S., "Effects of testing, analysis, damage and environment on modal parameters", *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 14, 2000, pp. 63-74
- [3] PEETERS B., MAECK J., DE ROECK G., "Vibration-based damage detection in civil engineering: excitation sources and temperature effects", *Smart Materials and Structures*, Vol. 10, 2001, pp. 518-527.
- [4] WEBER F., FELTRIN G., HUTH O. "Guidelines for Structural Control", *SAMCO final report*, Dübendorf, 2006
- [5] SOHN, H., "Effects of Environmental and Operational Variability on Structural Health Monitoring", *Philosophical Transactions of The Royal Society A*, Vol. 365, 2007, pp. 539-560.
- [6] WOOD, M. G., *Damage analysis of bridge structures using Vibrational techniques*, Ph.D. thesis, 1992, University of Aston, Birmingham, UK.
- [7] MOORTY, S., ROEDER, C. W., "Temperature-dependent bridge movements", *ASME Journal of Structural Engineering*, Vol.118, 1992, pp. 1090-1105.
- [8] FUJINO, Y., ABE, M., SHIBUYA, H., YANAGIHARA, M., SATO, M., "Monitoring of Hakucho suspension bridge using ambient vibration", *Proceedings of Workshop on Research and Monitoring of Long Span Bridges. Hong Kong*, pp. 142-149.
- [9] BROWNJOHN J., MAGALHANES F., CAETANO E., CUNHA A. AU I., LAM P., "Ambient vibration re-testing of the Humber bridge", *4<sup>th</sup> International Conference on Structural Health Monitoring on Intelligent Infrastructures*, Zurich, Switzerland, 22-24 July, 2009.
- [10] ZIVANOVIC, S., DIAZ I. M., PAVIC A., "Influence of Walking and Standing Crowds on Structural Dynamic Properties", *Proceedings of the IMAC-XXVII. USA*, 2009.
- [11] CASADO CM., DE SEBASTIAN J., DIAZ IM., PONCELA A., "Vibration serviceability assessment and passive vibration control of a lively footbridge", *5<sup>th</sup> World Conference on Structural Control and Monitoring*, Tokyo, Japan, July, 2010.
- [12] DIAZ IM., CASADO CM., DE SEBASTIAN J., "Active vibration control study of an in-service footbridge using an inertial proof-mass actuator", *5<sup>th</sup> World Conference on Structural Control and Monitoring*, Tokyo, Japan, July, 2010.
- [13] GÓMEZ M., "A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain)", *Steelbridge 2004: Symposium*

**footbridge 2011**  
Wrocław, Poland, July 6-8



4<sup>th</sup> INTERNATIONAL CONFERENCE

---

*International sur les Ponts Métalliques*, Milau, France, 23-25 June, 2004.

[14] MARTÍNEZ J., GÓMEZ M., "The versability of Stay Bridges" *Solids and Structures*, Vol. 220, 2004, pp. 4-5.

[15] ARTeMIS. Structural Vibration Solutions. [[www.svibs.com](http://www.svibs.com)].

*“Wireless Sensor Network for Air Quality Monitoring”*

Jesús de Sebastián, Javier Bécares, Marta Gómez, Emilia Sastre, Dolores Hidalgo, Alfonso Poncela, Eduardo Moya, Rubén Irusta.

*Proceedings of 1st International Conference on Pollution and Environment  
– Treatment of Air, 2011.*



## Wireless Sensor Network for Air Quality Monitoring

Jesús de Sebastián<sup>1</sup>, Javier Bécares<sup>1</sup>, Marta Gómez<sup>1</sup>, Emilia Sastre<sup>1</sup>, Dolores Hidalgo<sup>1</sup>, Alfonso Poncela<sup>1,2</sup>, Eduardo Moya<sup>1,2</sup>, Rubén Irusta<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>CARTIF Centro Tecnológico. Parque Tecnológico de Boecillo, parcela 205. 47151 Boecillo (Valladolid), Spain.

<sup>2</sup>ITAP, Universidad de Valladolid. Paseo del Cauce, 59. 47011 Valladolid, Spain.

[jesseb@cartif.es](mailto:jesseb@cartif.es), [javbec@cartif.es](mailto:javbec@cartif.es), [margom@cartif.es](mailto:margom@cartif.es), [emisas@cartif.es](mailto:emisas@cartif.es)  
[dolhid@cartif.es](mailto:dolhid@cartif.es), [poncela@eis.uva.es](mailto:poncela@eis.uva.es), [edumoy@eis.uva.es](mailto:edumoy@eis.uva.es), [rubiru@eis.uva.es](mailto:rubiru@eis.uva.es)

**Abstract.** A pervasive air-quality sensors network is implemented in Salamanca for an environmental friendly urban traffic management. Two streets of this city, a downtown street and a ring road, are chosen for this research. The used hardware and network topology in this wireless sensor network are shown in this paper. The communication protocol between sensor nodes and routers is also described. Collected data with this network will be used for air-quality monitoring and traffic management with the aim of reduce the pollution in this area.

**Keywords:** wireless sensor networks, radio communications, air quality monitoring

### 1. Introduction

The challenges of detecting the relevant quantities, monitoring and collecting the data, assessing and evaluating the information, formulating meaningful user displays, and performing decision-making and alarm functions are enormous. The information needed by smart environments is provided by distributed Wireless Sensor Networks (WSN) (Image No. 1). The importance of sensor networks is highlighted by the number of recent funding initiatives [8].

The basic issue in communication networks is the transmission of messages to achieve a prescribed message throughput (Quantity of Service) and Quality of Service (QoS). QoS can be specified in terms of message delay, message due dates, bit error rates, packet loss, economic cost of transmission, transmission power, etc. Depending on QoS, the installation environment, economic considerations, and the application, one of several basic network topologies may be used. A communication network is composed of nodes, each of which has computing power and can transmit and receive messages over communication links, wireless or cabled. The basic network topologies include fully connected, mesh, star, ring, tree and bus. A single network may consist of several interconnected subnets of different topologies.

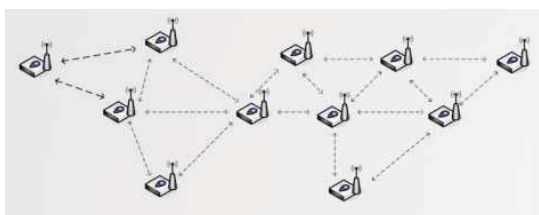


Image No. 1 Wireless Sensor Network (WSN).

There are many sensor manufacturers and many networks on the market today. It is too costly for manufacturers to make special transducers for every network on the market. Different components made by different manufacturers should be compatible. Therefore, in 1993 the Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE) and the National Institute of Standards and Technology (NIST) began work on a standard for Smart Sensor Networks. IEEE 1451, the Standard for Smart Sensor Networks was the result. The objective of this standard is to make it easier for different manufacturers to develop smart sensors and to interface those devices to networks.

Research progress in wireless and sensor networking in the last decade has been astounding. Recent developments include campus-wide and community-wide wireless mesh networks [3], in-depth studies of the dynamics of wireless networks in mobile and static settings [2], and real-world sensor network deployments in environments as diverse as forests [10] and active volcanoes [12]. Most research groups must be content with simulations or small-scale, homegrown test deployments to evaluate their ideas. Of the larger-scale wireless network test beds [13], most are deployed in research labs or office buildings, representing a fairly narrow range of target environments.

Designing applications for sensor networks is challenging due to their large scale, communication volatility, and power consumption constraints at each node [7]. Examples of experimental and commercial nodes (motes) are depicted in Image No. 2. Several companies such as Picotux, Moteiv (now Sentilla), Gumstix, MEMSIC (bought the WSN lines of Crossbow in Dec 2009) and Libelium offer such nodes in the market. In addition, many companies (e.g. GE Energy, Pruftechnik, RLW) now design and build complete wireless sensor systems from basic components including wireless chipsets, microprocessors and sensors without using proprietary motes.



**Image No. 2** Key examples in the evolution of nodes used to implement wireless sensor networks.

Wireless sensor networks allow monitoring pollution parameters in urban areas at an accuracy and scale that were previously unreachable, e.g., within the City-Sense test bed, which plans to use a fixed network of 100 line-powered wireless sensors to collect fine-grained air pollution data and deliver it in real-time to the users [9].

This paper presents a preliminary assessment for using wireless sensor nodes to measure pollution levels in urban settings. After briefly summarizing today's devices for wireless sensor networks, an overview of the various quantities involved in air quality monitoring using wireless sensor networks is given. Finally, the design wireless sensor network for a medium size Spanish city is shown.

## 2. Hardware for wireless sensor network

This section describes the used hardware to create the wireless sensor network. The used devices are sensor nodes (motes) and routers.

### a. Sensor nodes (motes)

The used motes are based on Arduino platform. Arduino is an open-source electronics prototyping platform based on flexible, easy-to-use hardware and software [1]. Arduino can sense the environment by receiving input from a variety of sensors and can affect its surroundings by controlling lights, motors, and other actuators. The microcontroller on the board is programmed using the Arduino programming language and development environment. Arduino projects can be stand-alone or they can communicate with software on



running on a computer. The boards can be built by hand or purchased preassembled; the software can be downloaded for free.

Wasmote, developed by Libelium, has been used as sensor node to implement the wireless sensor network. The Wasmote sensor node is composed of a core board, a sensor board, that is joined to the core board, and sensors, which are attached to the sensor board [11].

The microprocessor used in this core module is the ATMEL ATmega1281 microcontroller. This is a low-power CMOS 8-bit microcontroller based on the AVR enhanced RISC architecture. By executing powerful instructions in a single clock cycle, the ATmega1281 allows to optimize power consumption versus processing speed.

The sensor board used in this network is a gases sensor board modified to allow the installation of all needed sensors in this application. The sensors attached to the sensor board for the air quality monitoring are: meteorological conditions (Temperature and Humidity), pollutants concentrations (Carbon Monoxide (CO), Nitrogen Dioxide (NO<sub>2</sub>), Ozone (O<sub>3</sub>) and Particles (PM)) and traffic flows by correlation with noise levels (Noise) (Image No. 3).



Image No. 3 Sensors used in the air quality monitoring.

## b. Routers

The sensor nodes send the measured data from the sensors to the router. The router used in this network is Meshlium, a router developed by Libelium. It is a router that allows Wifi (2.4GHz, 5GHz), 802.15.4/ ZigBee, GPRS, Bluetooth and GPS technologies in the same device. It is designed to be the gateway to the outside World for the wireless sensor networks created with Wasmote. Meshlium has an embedded Linux system which allows a large number of high level services to be managed. Its internal control software is Meshlium Manager System 2.0, an open source platform that allows controlling and configuring any internal parameter directly through a web browser. It can also allow the creation of Mesh Networks using the OLSR open protocol as well as the creation of portals for secure access to stored sensor data by services such as HTTPS, WEP, WPA, WPA2, (EAP-TLS, EAP-TTLS, EAP-PEAP), MAC filter and RADIUS server.

## 3. Communication

This section describes the used standard communication to create the wireless sensor network. The used protocol is the IEEE 802.15.4 standard.

### a. IEEE 802.15.4 standard

The IEEE 802.15.4 standard defines a communication layer at level 2 in the Open System Interconnection (OSI) model [5]. Its main purpose is to let the communication between two devices. It was created by the IEEE, entity which main task is to set standards so that technological developments can count with a common platform of rules to be set over. The 802.15.4 standard was developed with low data rate, simple connectivity and battery application in mind. This standard specifies that communication can occur in the 868-868.8 MHz, the 902-928 MHz or the 2.400-2.4835 GHz Industrial Scientific and Medical (ISM) bands [4]. The 2.4 GHz band is more popular as it is open in most of the countries worldwide. In the Wasmote device this protocol is set using the XBee 802.15.4 OEM Digi module.

802.15.4 uses Direct Sequence Spread Spectrum (DSSS) to modulate the information before being sent to the physical layer (Image No. 4). This causes less interference in the frequency

bands used and improves the Signal to Noise Ratio (SNR) in the receiver due to the fact that is easier to detect and decode the message which is being sent by the transmitter. This characteristic provides to this standard a good behaviour against noise.

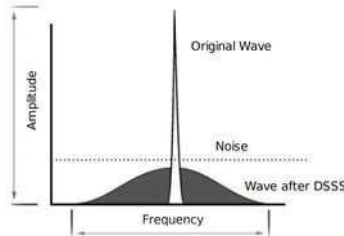


Image No. 4 Modulated signal using DSSS.

802.15.4 standard is ready to work with low-duty cycles. It means the transceiver can be sleeping most of the time (up to 99% on average) while the receiving and sending tasks can be set to take just a small part of the devices' energy. This percentage depends on the kind of communication model used. Wasp mote can be synchronized so that the network can have duty cycles much lower. They can be sleeping for minutes or hours and wake up all at the same time to perform an ad-hoc communication creating a mesh network just when really needed.

**b. IEEE 802.15.4 standard security**

IEEE 802.15.4 sets the encryption algorithm to use when ciphering the data to transmit, however, the standard does not specify how the keys have to be managed or what kind of authentication policies have to be applied. The encryption algorithm used is Advanced Encryption Standard (AES) with a 128b key length (16 Bytes) [6]. It is really important to count with a unique kind of encryption method due to the fact that most of the 802.15.4/ZigBee transceivers have a specific hardware design to cope with this work at the electronic level (embedded low resources devices).

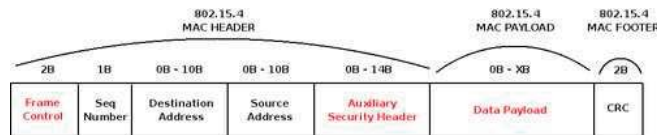


Image No. 5 IEEE 802.15.4 MAC frame.

The AES algorithm is not only used to encrypt the information but to validate the data which is sent. This concept is called Data Integrity and it is achieved using a Message Integrity Code (MIC) also named as Message Authentication Code (MAC) which is appended to the message (Image No. 5). This code ensures integrity of the MAC header and payload data attached. It is created encrypting parts of the IEEE MAC frame using the Key of the network, so if we receive a message from a non trusted node we will see that the MAC generated for the sent message does not correspond to the one what would be generated using the message with the current secret Key, so we can discard this message. The MAC can have different sizes: 32, 64, 128 bits, however it is always created using the 128b AES algorithm. Data Security is performed encrypting the data payload field with the 128b Key.

When a node wants to send a message to a specific node or receives a packet, it looks at the Access Control List (ACL) to see if it is a trusted brother or not. In the case it is, the node uses the data inside the specific row to apply the security measures. In the case the node is not in the list or its message is rejected or an authentication process starts.

#### 4. Wireless Sensor Network in Salamanca

This section describes the WSN that will be implemented in two streets in Salamanca, Spain. The two monitored streets are a 250 m. downtown street (Álvaro Gil) and a 750 m. ring road (Av. de los Cipreses) (Image No. 6). The two streets are separated 1.4 Km each other.



Image No. 6 Salamanca city view.

The wireless sensor network consists of 35 sensor nodes, 25 in the ring road and 10 in the downtown street. There are a lot of interferences between the streets and the communication could be interrupted. A router is installed in each street to avoid these problems. Each router is connected to a unique database. So the whole network can be divided into two star local networks, one in each street, for which router is the central (main) node (Image No. 7).



Image No. 7 Wireless sensor network in each street.

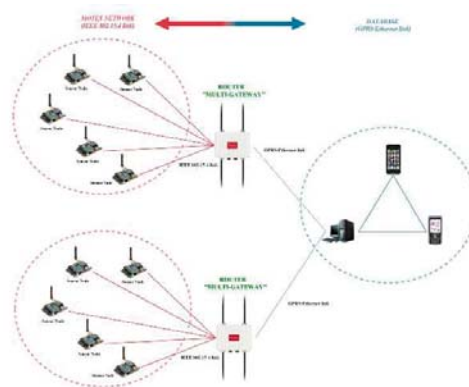


Image No. 8 Wireless sensor network scheme.

Sensor nodes (Waspmotes) send measured data to the router (Meshlium) using the IEEE 802.15.4 standard communication. Routers store the data temporarily and send them to the database via GPRS or Ethernet (Image No. 8). Collected data with this network will be used for air-quality monitoring and traffic management that will reduce the pollution in this area.

### Conclusions

A pervasive, self-standing, multi-parametric and integrated low-cost data collection network is shown in this paper. This network offers transmission capacity and integration in networks as well as data processing.

A wireless sensor network allows for online tuning and environmental-friendly traffic control by measuring different pollutants every minute, in multiple locations across the city.

The network shown here can be an alternative to fixed stations, that are usually located far from hotspots and the provided information is not really suitable for a practical control procedure, aimed at improving ambient air pollution conditions.

### Acknowledgements

The authors gratefully acknowledge support of this work by the LIFE+ Program under the responsibility of the Directorate General for the Environment of the European Commission through the agreement LIFE 08 ENV/E/000107-RESCATAME project.

### References

1. Arduino platform. Available at [www:<URL:http://www.arduino.cc>](http://www.arduino.cc)
2. Bahl, P., Padhye, J., Ravindranath, L., Singh, M., Wolman, A. and Zill, B. Dair: A framework for managing enterprise wireless networks using desktop infrastructure. In Proceedings of the 4th ACM Workshop on Hot Topics in Networks (HotNets-IV), November 2005.
3. Bicket, J., Aguayo, D., Biswas, S. and Morris, R. Architecture and Evaluation of an Unplanned 802.11b Mesh Network. In Proceedings of Mobicom 2005, August 2005.
4. Digi International, Demystifying 802.15.4 and ZigBee. White Paper, 2008
5. Gascón, D. 802.15.4 vs Zigbee. In Wireless Sensor Networks Research Gr., November 17, 2008
6. Gascón, D. Security in 802.15.4 and ZigBee Networks. In Wireless Sensor Networks Research Group, February 5, 2009.
7. Kompis, C. and Sureka, P. (Editors). Power Management Technologies to Enable Remote and Wireless Sensing. In *ESP KTN Report*, May 2010, Teddington, UK.
8. Lewis, F.L. Wireless Sensor Networks. In *Smart Environments: Technologies, Protocols, and Applications*, ed. D.J. Cook and S.K. Das, John Wiley, New York, 2004
9. Murty, R., Mainland G., Rose I., Chowdhury A. R., Gosain A., Bers J., and Welsh M. CitySense: An Urban-Scale Wireless Sensor Network and Testbed. In Proceedings of the 2008 IEEE International Conference on Technologies for Homeland Security, Waltham, MA, May 2008.
10. Szewczyk, R., Mainwaring, A., Polastre, J. and Culler, D. An analysis of a large scale habitat monitoring application. In Proceedings of Second ACM Conference on Embedded Networked Sensor Systems (SenSys), November 2004.
11. Waspmote Technical Guide. Available at [www:<URL:http://www.libelium.com/support/waspmote>](http://www.libelium.com/support/waspmote)
12. Werner-Allen, G., Lorincz, K., Johnson, J., Lees, J. and Welsh, M. Fidelity and yield in a volcano monitoring sensor network. In Proceedings of OSDI 2006, 2006.
13. White, B., Lepreau, J., Stoller, L., Ricci, R., Guruprasad, S., Newbold, M., Hibler, M., Barb, C. and Joglekar, A. An integrated experimental environment for distributed systems and networks. In Proceedings of the Fifth Symposium on Operating Systems Design and Implementation, pages 255–270, Boston, MA, Dec. 2002. USENIX Association.

*“Análisis y control de vibraciones en la pasarela del Museo de la Ciencia  
de Valladolid”*

Iván M. Díaz, Carlos M. Casado, Jesús de Sebastián, Alfonso V. Poncela,  
Antolín Lorenzana, Juan José López Cela.

*Actas del XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, 2010.*



## Análisis y control de vibraciones en la pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid

I.M. Díaz

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela s/n, E-13071, Ciudad Real, España  
Ivan.Munoz@uclm.es

C.M. Casado, J. de Sebastián

CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E- 47151, Boecillo, Valladolid, España

A.V. Poncela, A. Lorenzana

Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, Paseo del Cauce 59, E-47011, Valladolid, España

J.J.L. Cela

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela s/n, E-13071, Ciudad Real, España

### Resumen

En las últimas décadas se han producido significativos avances tanto en el diseño y construcción de estructuras como en el desarrollo de los materiales empleados. Cada día se construyen estructuras más ligeras y esbeltas, que son más espectaculares desde el punto de vista arquitectónico, pero que pueden ser susceptibles a excitaciones producidas por humanos. Esto es debido, sobre todo, a las bajas frecuencias y coeficientes de amortiguamiento que resultan en estas estructuras. En este trabajo se estudia la pasarela del Museo de la Ciencia de Valladolid. Se trata de una estructura formada por cuatro vanos. El vano principal, de 111 m, se encuentra arriostrado por un sistema externo de pretensado, el segundo vano es de 51 m, y los otros dos son de aproximadamente 20 m. El segundo vano se caracteriza por alcanzar vibraciones muy perceptibles por los usuarios. Así, el plan de trabajo que se planteó fue: 1) análisis dinámico experimental del segundo vano 2) análisis del estado límite de servicio relativo al nivel de vibración, 3) control de vibraciones mediante un absorbedor pasivo, 4) control de vibraciones mediante un absorbedor activo y 5) control de vibraciones mediante un absorbedor semi-activo. En este trabajo se presenta el diseño e implementación de dos sistemas de control de vibraciones: el primero es un sistema es un absorbedor pasivo de vibraciones (TMD, "Tuned Mass Damper") y el segundo es un sistema activo basado en un actuador de masa inercial (AMD, "Active Mass Damper"). Se comparan los resultados obtenidos sin control y con cada una de las estrategias adoptadas.

### INTRODUCCIÓN

Los últimos avances que se están produciendo tanto en los materiales como en las tecnologías constructivas están dando lugar a estructuras ligeras y esbeltas. Estas estructuras pueden ser muy espectaculares desde el punto de vista arquitectónico pero también pueden presentar bajas frecuencias de vibración y bajos coeficientes de amortiguamiento, lo que les hace ser muy susceptibles a vibraciones producidas por humanos. Ejemplos de estructuras que pueden sufrir problemas de vibraciones producidas por humanos son pasarelas, forjados ligeros o gradas [1], [2]. En general se trata de un problema de estado límite de servicio y muy rara vez compromete el estado último de la estructura.

A continuación se enumeran las posibles estrategias que se pueden adoptar para evitar problemas de vibraciones producidas por humanos: (1) diseñar la estructura para evitar que las frecuencias naturales de la misma puedan coincidir las frecuencias más habituales de andar y correr, (2) rigidizar la estructura, lo que suele conllevar modificaciones y gastos económicos importantes, (3) aumentar la masa de la estructura para reducir los factores

dinámicos, y (4) aumentar el amortiguamiento de la estructura mediante la adición de equipos/amortiguadores externos. Considerando que rigidizar o incrementar la masa de una estructura es complicado y puede involucrar cambios estructurales y no estructurales, la última opción parece la más adecuada si se pretende mejorar la respuesta dinámica de pasarelas peatonales. Así, en este artículo se presenta la implementación en una pasarela en servicio de un absorbedor pasivo de vibraciones basado en una masa inercial (TMD, "Tuned Mass Damper") y de un absorbedor activo basado también en una masa inercial (AMD, "Active Mass Damper"). Estas estrategias de control han sido implementadas en uno de los vanos de la Pasarela de Museo de la Ciencia (PMC) de Valladolid, la cual se considera bastante flexible por sus usuarios.

En este trabajo se estudia el estado de servicio de uno de los vanos de la PMC y la posible mejora de su respuesta dinámica mediante la adición de dos sistemas de amortiguamiento diferentes, un TMD y un AMD. Inicialmente se describe la pasarela y el análisis dinámico experimental llevado a cabo. A continuación se describe el diseño e implementación tanto del TMD como del AMD. En ambos casos se consideran varios estados de carga para así valorar el desempeño de estos sistemas. Finalmente, se presenta una breve discusión de los resultados obtenidos.

### DESCRIPCIÓN DE LA ESTRUCTURA Y ANÁLISIS DINÁMICO

La estructura objeto de estudio se sitúa en Valladolid y es la pasarela que une el centro de la ciudad con el Museo de la Ciencia (Ver Fig. (1)). Esta estructura fue inaugurada en el 2004 y diseñada por los arquitectos Rafael Moneo y Enrique de Teresa. Dicha estructura, concebida como una cesta de pescar, está formada por cuatro vanos, tres de celosías metálicas formando una sección transversal hexagonal y un vano de hormigón blanco. El vano principal es de 111 m y cuenta con un pretensado longitudinal y transversal lo que le hace ser bastante rígido y mejora su comportamiento dinámico frente a vibraciones producidas por los humanos. Sin embargo, el Vano 2, de 51 m, no dispone de ningún sistema de pretensado de forma que sus frecuencias naturales (3,5 Hz la fundamental) son más bajas y es susceptible a vibraciones producidas por humanos.

Así, este trabajo se centra en el Vano 2 (ver Fig. (2)). En realidad los peatones que habitualmente utilizan la pasarela califican a este vano como "inestable" o comentan que la estructura vibra. El caso más problemático tiene lugar cuando un corredor o grupo de corredores cruzan el vano ya que la estructura podría ser excitada en su frecuencia natural.

Las frecuencias naturales, los coeficientes de amortiguamiento y las formas modales se identificaron utilizando la técnica del Análisis Modal Operacional (OMA, "Operational Modal Analysis"). La Tabla (1) muestra los resultados obtenidos utilizando varios métodos basados en el dominio de la frecuencia [3]. En la Fig. (3) se muestran las formas modales de los modos identificados. La masa modal correspondiente al primer modo de vibración se obtuvo mediante el ajuste por mínimos cuadrados de la función de respuesta en frecuencia en el punto de máximo desplazamiento del primer modo, que es el más sensible a cargas producidas por humanos. Se realizaron varios ensayos en los que la masa modal estimada se encontraba entre 16900 kg y 18000 kg. Finalmente, se tomó un valor de frecuencia de 3,5 Hz, un coeficiente de amortiguamiento de 0,6 % y una masa modal de 18000 kg. Estos parámetros se utilizaron para el diseño del TMD.

### ABSORBEDOR PASIVO

A continuación se muestra el diseño de un TMD para el Vano 2 de la PMC. Básicamente un TMD es una masa inercial que se adhiere a la estructura principal mediante muelles y amortiguadores. La frecuencia de vibración y amortiguamiento del TMD se ajusta para maximizar la energía disipada en la masa inercial cuando la estructura principal está vibrando. Se tomó una masa inercial de 185 kg, es decir, aproximadamente el 1 % de la masa modal del primer modo de vibración, y se utilizó un método de ajuste basado en la norma H-infinito desarrollado en [4]. Así, se obtuvieron los siguientes parámetros de diseño del TMD: masa = 185 kg, frecuencia = 3,45 Hz, rigidez = 87015 N/m y amortiguamiento = 537 Ns/m.

Utilizando las propiedades anteriores, se diseñó el TMD mostrado en la Fig. (4), donde se observa su instalación bajo el tablero de la pasarela y una vista de detalle del mismo. Las propiedades del TMD se ajustaron posteriormente realizando análisis de respuesta en frecuencia in situ. Con este fin se emplearon amortiguadores magnetoreológicos que permiten variar su amortiguamiento fácilmente.



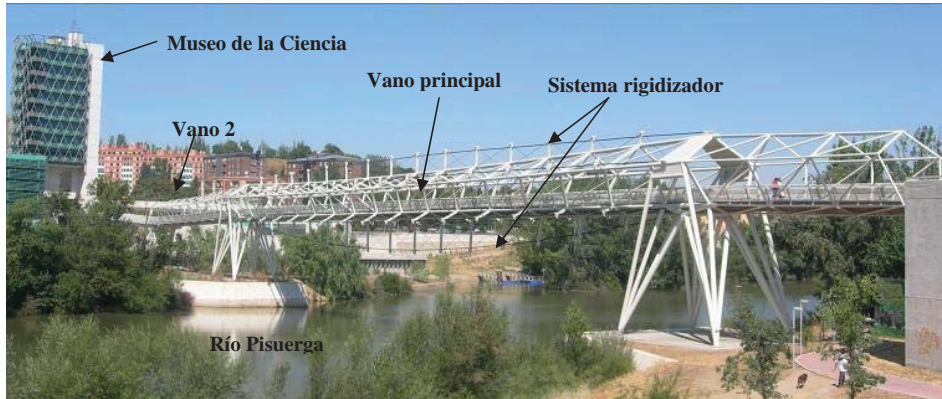


Fig. 1. Panorámica de la pasarela.



Fig. 2. Vano 2 de la pasarela.

Tabla 1. Valores estimados de frecuencias naturales y coeficientes de amortiguamiento utilizando varios métodos basados en el dominio de la frecuencia.

Modo	FDD <sup>3</sup>		EFDD <sup>4</sup>		CFDD <sup>5</sup>	
	Frec. <sup>1</sup> (Hz)	Amort. <sup>2</sup> (%)	Frec. (Hz)	Amort. (%)	Frec. (Hz)	Amort. (%)
1	3,516	-	3,506	0,7221	3,508	0,7984
2	6,250	-	6,278	0,4167	6,274	0,2599
3	7,373	-	7,386	0,6571	7,389	0,4319
4	9,351	-	9,365	0,5528	9,367	0,3869

<sup>(1)</sup> Frecuencia

<sup>(2)</sup> Amortiguamiento

<sup>(3)</sup> Frequency domain decomposition

<sup>(4)</sup> Enhanced frequency domain decomposition

<sup>(5)</sup> Curve-fit frequency domain decomposition

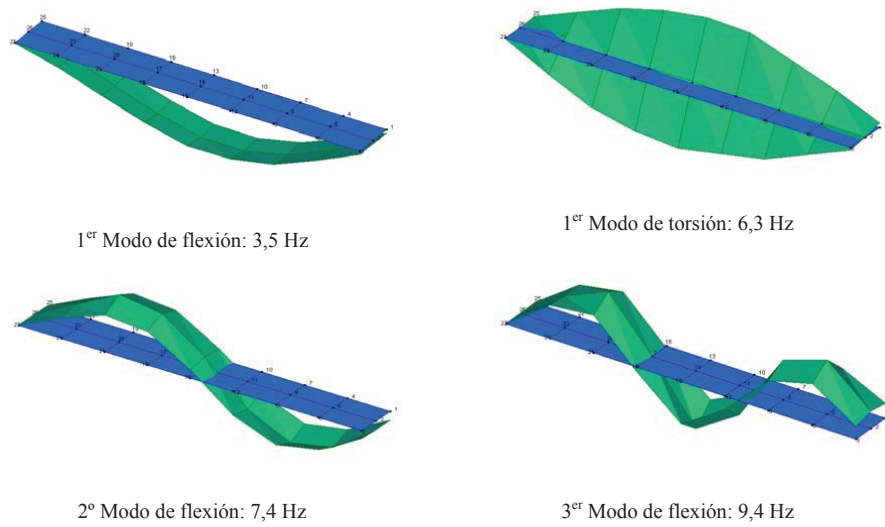


Fig. 3. Formas modales identificadas.

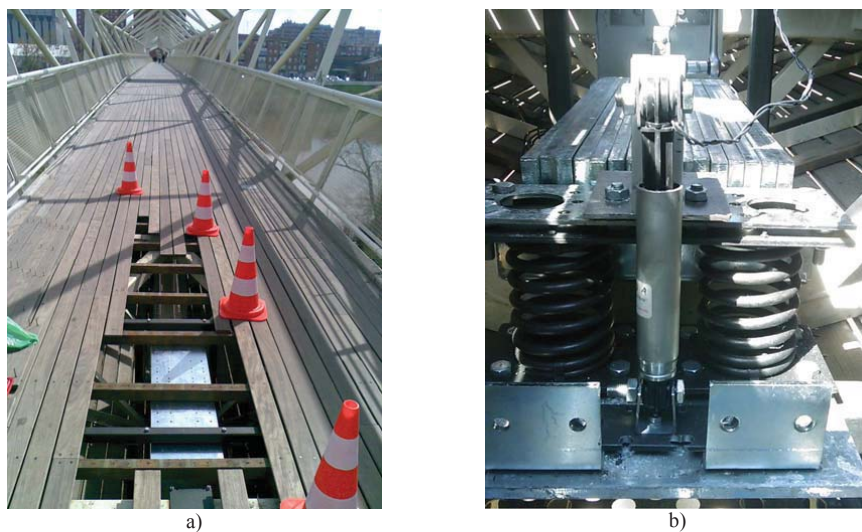


Fig. 4. TMD desarrollado. a) Instalación., b) Vista de detalle.

#### ABSORBEDOR ACTIVO

Se diseñó un absorbedor activo de vibraciones. Para ello se empleó un actuador de masa inercial como el que se muestra en la Fig. (5). La ley de control utilizada fue la desarrollada en la Referencia [5], que es una ley basada en la aplicación de una red en retraso a la aceleración de la estructura, la cual se mide directamente con un acelerómetro. En la Referencia [6] se pueden encontrar más detalles del diseño de este sistema de control activo.

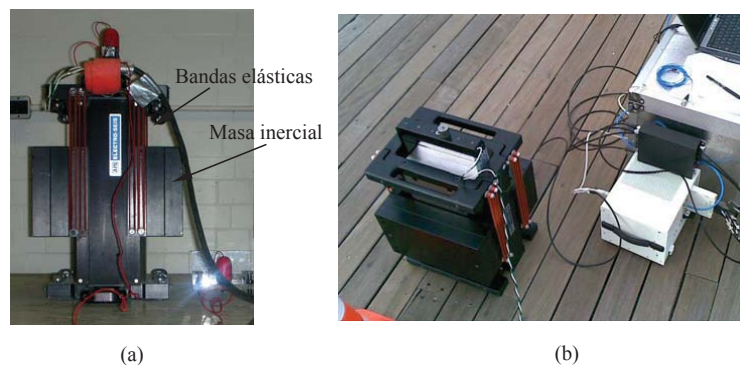


Fig. 5. Excitador electrodinámico APS 400. a) Detalle del actuador. b) Montaje sobre la pasarela.

## RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Se realizaron varios ensayos para cuantificar el desempeño de dos sistemas diseñados. Se analizaron estados de carga en los que un peatón sincronizaba su frecuencia de excitación con la ayuda de un metrónomo. Aquí se muestran los más significativos: andar a 1,75 Hz y correr a 3,5 Hz. En la Fig. (6) se muestra un ejemplo que ilustra los ensayos realizados y la señal temporal de la aceleración con y sin TMD para un ensayo corriendo. En la Tabla (2) se muestran los resultados obtenidos de los dos tipos de ensayos para la estructura sin control, con el TMD y con el AMD. Se observa que el sistema activo es muy robusto a los niveles de vibración de la estructura y sin embargo, la eficiencia del sistema pasivo depende de los niveles de vibración. En cualquier caso, ambos sistemas son bastante eficientes para el estado de carga más problemático que es un corredor sincronizado con la primera resonancia de la estructura.

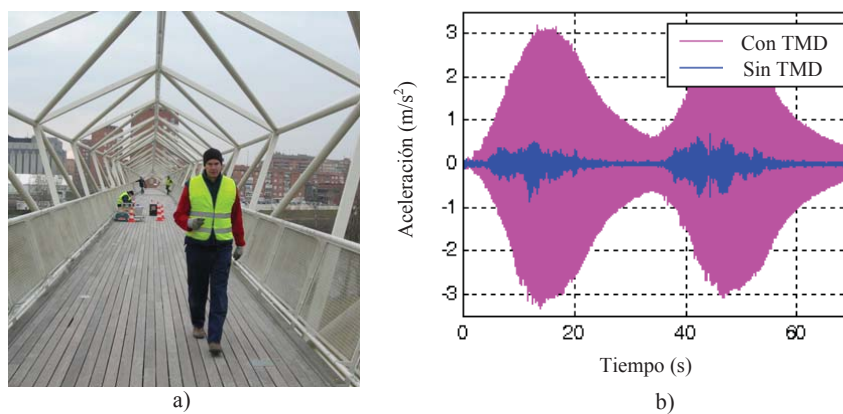


Fig. 6. a) Ejemplo de ensayo. b) Ejemplo de aceleración en un ensayo corriendo a 3,5 Hz.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo prestado por el personal del Museo de la Ciencia de Valladolid.

Tabla 2. Resultados para andar y correr.

Andar a 1,75 Hz			
	Sin control	TMD	AMD
Aceleración pico ( $m/s^2$ )	0,34	0,30	0,15
Reducción (%)	—	12	56
Correr a 3,5 Hz			
Aceleración pico ( $m/s^2$ )	2,87	0,72	1,16
Reducción (%)	—	75	60

## REFERENCIAS

- [1] H. Bachmann, *Case Studies of Structures with Man-induced Vibrations*, ASCE Journal of Structural Engineering, 118 (1992), 631-647.
- [2] H. Bachmann, *Lively Footbridges—a Real Challenge*, Proceedings of the International Conference on the Design and Dynamic Behavior of Footbridges, OTUA, Paris (2002).
- [3] C. M. Casado, J. de Sebastián, I. M. Díaz, A. Poncela, *Vibration Serviceability and assessment and passive vibration control of a lively footbridge*, 5<sup>th</sup> World Conference on Structural Control and Monitoring, Tokio, Japón, (2010).
- [4] A. Poncela, C. M. Casado, E. Baeyens, J. R. Perán, *Design of devices for protecting civil structures using fixed-order H-infinity control*, Structural Control and Health Monitoring, 14 (2007), 239-260.
- [5] I. M. Díaz, P. Reynolds, *Acceleration Feedback Control of Human-induced Floor Vibrations*, Engineering Structures, 32 (2010), 163-173.
- [6] I. M. Díaz, C. M. Casado, J. de Sebastián, *Active vibration control study of an in-service footbridge using an inertial proof-mass actuator*, 5th World Conference on Structural Control and Monitoring, Tokio, Japón, (2010).

*“Respuesta experimental y simulada de una chimenea industrial sin y con  
TMD bajo la acción del viento”*

Carlos E. Lavín, Ali Vasallo, Antolín Lorenzana, Alfonso V. Poncela, Carlos  
M. Casado, Jesús de Sebastián.

*Actas del XVIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, 2010.*



## Respuesta experimental y simulada de una chimenea industrial sin y con TMD bajo la acción del viento

C.E. Lavín<sup>1</sup>, A. Vasallo<sup>1,2</sup>, A. Lorenzana<sup>1,2</sup>, A.V. Poncela<sup>1,2</sup>, C.M. Casado<sup>1</sup>, J. Sebastián<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Centro Tecnológico CARTIF, Parque Tecnológico de Boecillo, Valladolid

<sup>2</sup>Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, Valladolid  
carlav@cartif.es

I.M. Díaz

Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Ciudad Real

---

### Resumen

*En este trabajo se presenta un modelo numérico, basado en el método de los elementos finitos, con el que se simula el comportamiento mecánico (en términos de aceleraciones y desplazamientos) de una chimenea industrial bajo los efectos del viento. El modelo realizado corresponde a una chimenea real de la que se disponen registros tanto en la situación original como después de ser instalado un absorbedor pasivo de vibraciones (TMD o Tuned Mass Damper). En la simulación, los efectos del viento, tanto en la dirección longitudinal como transversal, se obtienen mediante técnicas CFD (Computational Fluid Dynamics) simplificadas, de forma que no es necesario resolver el dominio fluido en 3D sino sólo en un número reducido de planos 2D paralelos entre sí y alineados con el viento y transversales a la chimenea. Con los datos experimentales obtenidos por el grupo VES (Vibration Engineering Section) de la Universidad de Sheffield, Inglaterra, y tras el necesario proceso de actualización o ajuste (model updating), se consigue comparar la respuesta real con la simulada para cada una de las tres situaciones consideradas (sin y con TMD y con el amortiguamiento equivalente). Una vez validado el modelo numérico para vientos mantenidos, se presenta una simulación de la estructura sometida a un golpe de viento, donde se aprecia la efectividad del TMD considerando un sintonizado óptimo.*

---

### ANTECEDENTES

Desde 2004, en el grupo de Control de Estructuras y Diseño Estructural del Centro Tecnológico Cartif se investiga [1-4] en distintas técnicas para la caracterización dinámica de estructuras civiles, tanto desde el punto de vista teórico como instrumental. Se dispone de varias aplicaciones informáticas y equipamiento para realizar análisis modales operacionales (OMAs) y experimentales (EMAs). Por otra parte, desde 2009 se dispone además de capacidad de simulación de fenómenos de interacción Fluido\_Estructura mediante técnicas basadas en el Método de los Elementos Finitos (FEM) y en Fluidodinámica Computacional (CFD). Con todo este potencial es posible abordar estudios como el que se presenta en este trabajo, donde se logra simular el comportamiento de una chimenea industrial equipada con TMD bajo la acción del viento.

### INTRODUCCIÓN

En el año 2007 se instalaron acelerómetros en la chimenea de la central térmica de Rugeley, Inglaterra, para poder monitorizar en tiempo real su comportamiento vibratorio. Tras 40 años de funcionamiento, y por distintos motivos, se había tomado la decisión de sustituirla por una nueva situada a tan solo 100m y existía preocupación fundada (tras estudios previos [5-7]) sobre la seguridad de la vieja chimenea ante fenómenos de interferencia aeroelástica provocados por la nueva durante el breve periodo en el que ambas chimeneas iban a coexistir (aprox. 2 años, durante la construcción de una y demolición de la otra). Entre las distintas alternativas para disminuir riesgos se optó por instalar un TMD de tipo péndulo con el que poder aumentar el amortiguamiento estructural del conjunto desde el 0.7% inicial hasta al menos un 2.5% y así reducir los desplazamientos (y

tensiones) debidos al viento.



Fig. 1. Central térmica de Rugeley. Vieja chimenea a la izquierda y nueva chimenea en el centro.

#### DESCRIPCIÓN DE LA ESTRUCTURA

La chimenea bajo estudio es de hormigón armado de 183m de altura, troncocónica con 15.7m de diámetro en la base y 9.4m en la punta, con espesor variable desde 0.864m hasta 0.191m. Tras el estudio de los registros se determinaron las siguientes propiedades dinámicas: primera frecuencia propia = 0.338Hz, segunda frecuencia propia = 1.40Hz, flexibilidad de la cimentación = 8110MN/m<sup>2</sup> y amortiguamiento estructural = 0.7%. La flexibilidad de la cimentación supone que la primera frecuencia propia disminuye un 21.6%, desde los 0.430Hz teóricos hasta los 0.338Hz reales. Tras la actualización del modelo numérico se determinaron las siguientes características del material, con MACs (modal assurance criterion) [8,9] superiores al 92.7%: coeficiente de Poisson = 0.2, módulo de elasticidad = 24720MPa, densidad = 2436Kg/m<sup>3</sup>. En la Fig. (2) y la Fig. (3) se muestran los modos 1 y 2 y los porcentajes de masa modal.



Fig.2. Modo 2: 0.338Hz, 52.7% de masa modal

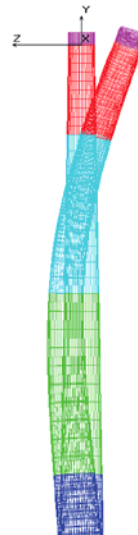


Fig. 3. Modo 2: 1.40Hz, 20.9% de masa modal



Para conseguir el amortiguamiento necesario se diseñó un TMD consistente en un anillo de hormigón de 42000Kg colgado de la parte superior por cables de 2.357m de longitud y equipado con 5 amortiguadores con  $c=2016.6\text{Ns/m}$  cada uno con una carrera máxima de 0.450m. En la Fig. (4) y la Fig. (5) se muestran fotografías del mismo y detalles del correspondiente modelo en elementos finitos, Fig (6).



Fig. 4 y 5. Amortiguador de masa sintonizado.

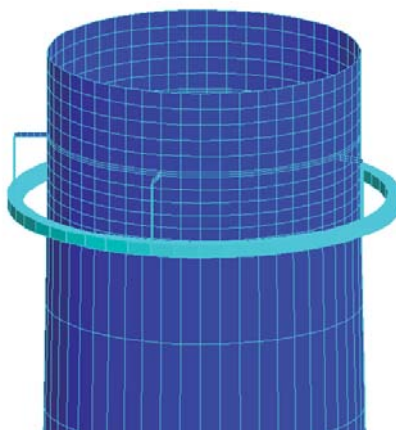


Fig. 6. Modelo.

Las características de longitud y amortiguamiento del TMD se obtuvieron usando la formulación de Tsai&Lin [10,11], resultando una frecuencia propia de 0.334Hz. Con dicha sintonización se consigue, en el sistema ensamblado chimenea + TMD, unas frecuencias de 0.323Hz y 0.349Hz. Hay que destacar que estos valores son los obtenidos con el modelo simplificado de 2 grados de libertad. Cuando se modela el conjunto mediante el FEM, simulando el conjunto como medio continuo, las frecuencias que se obtienen son 0.306Hz y 0.365Hz. En la Fig. (7) se muestra la respuesta en frecuencia de la chimenea original y del conjunto.

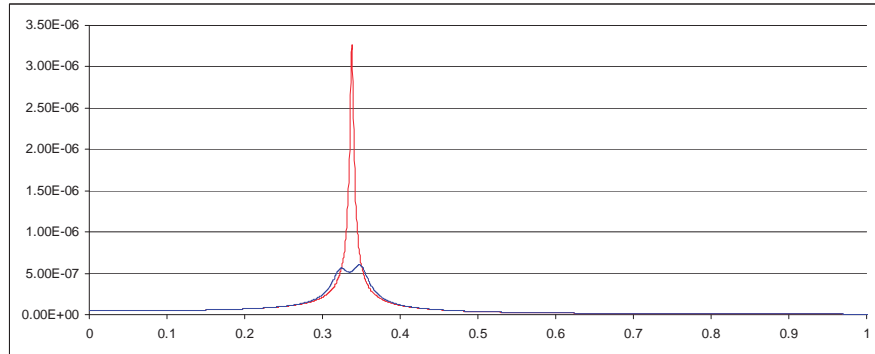


Fig. 7. Respuesta normalizada de la masa suspendida ante un cambio en la configuración de la suspensión

### SIMULACIÓN Y RESULTADOS

Con la aplicación CFD desarrollada, implementada en Kratos, se puede determinar que el viento mantenido de 11m/s origina, en el extremo superior de la chimenea empujes tanto en la dirección del viento como en la dirección transversal, debido al desprendimiento de torbellinos en régimen turbulento [12,13]. El empuje en la dirección del viento (drag) oscila entorno a 258.2N/m a 0.74Hz y en la dirección transversal (lift) en torno a 0.0 a 0.37Hz. En la Fig. (8) se muestran dichos empujes durante 50s, tiempo en el que se realizan los cálculos por simulación mediante superposición modal aplicando el método de Newmark. Se han considerado en el estudio los 8 primeros modos, que suponen más del 82% de la masa modal en cada dirección. A pesar de realizarse el estudio durante 50s, se presentan solo los resultados para los 20 últimos segundos, donde el comportamiento se puede considerar estacionario.

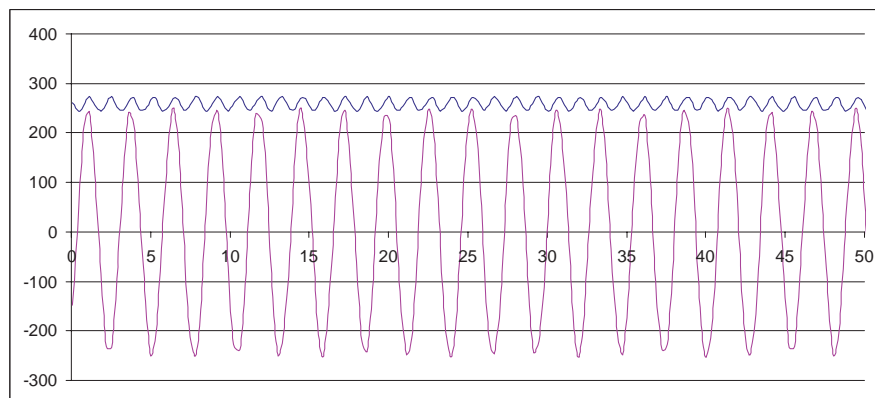


Fig. 8. Empujes, por unidad de altura, en la dirección del viento (azul) y en la dirección transversal (rosa).

Estos empujes han sido obtenidos por integración, en cada instante de tiempo, del campo de presiones sobre el contorno de la sección transversal de la chimenea. En la Fig. (9) se visualiza el campo de velocidades en un determinado instante.

En el monitoreo se instalaron 4 acelerómetros para realizar mediciones en 2 direcciones horizontales perpendiculares a 40m y 180m de altura. De entre los registros experimentales de aceleración disponibles se ha seleccionado, para la posición superior, el tramo de 20s mostrado en la Fig. (10), correspondiente a un viento aproximadamente constante de 11m/s. Estos registros corresponden a la chimenea con el TMD instalado.

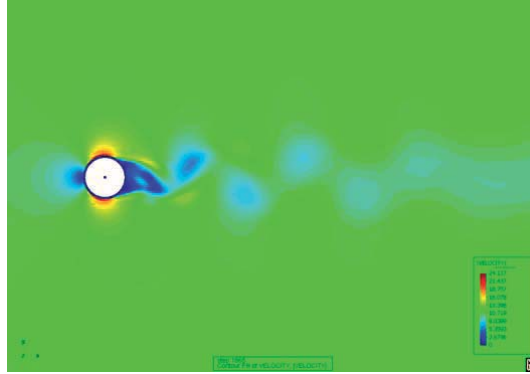


Fig. 9. Campo de velocidades en el plano fluido que pasa por el punto superior de la chimenea.

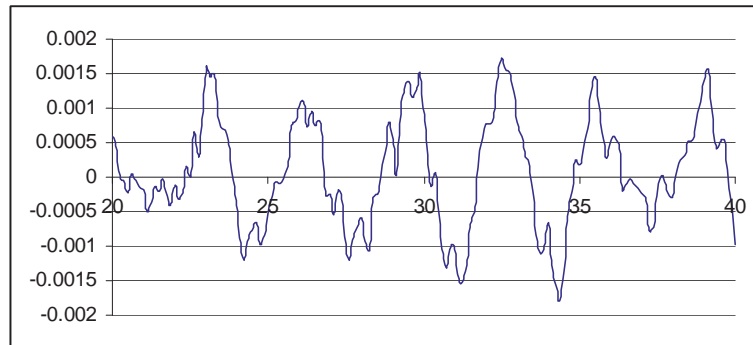


Fig. 10. Aceleración en la dirección del viento.

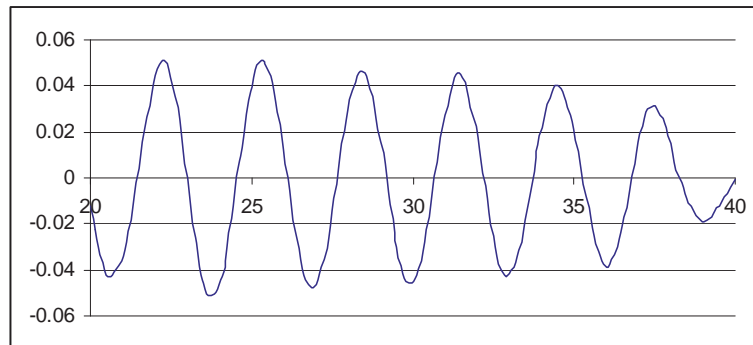


Fig. 11. Aceleración en la dirección transversal al viento

En el diagrama orbital siguiente, Fig. (12), correspondiente a los anteriores registros, se aprecia el comportamiento del extremo superior de la chimenea durante unos 6 ciclos. Estos son los únicos resultados experimentales disponibles, y con estos se realizarán las comprobaciones para la validación

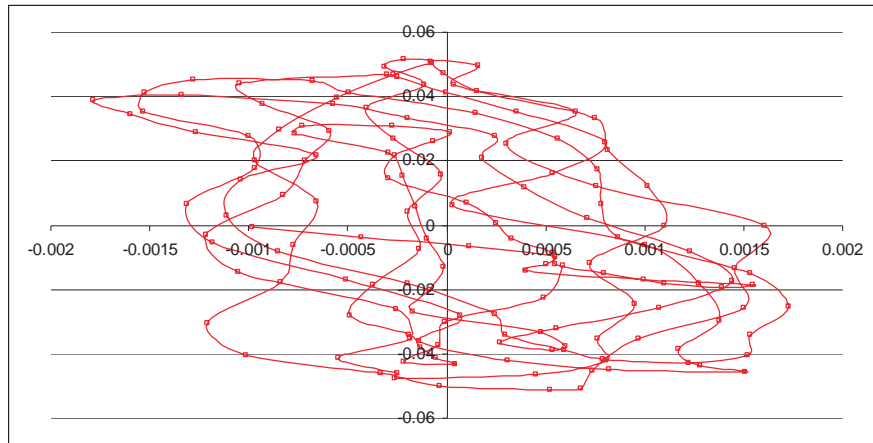


Fig. 12. Diagrama orbital experimental de aceleraciones en el extremo superior para vientos mantenidos de 11m/s.

Con ánimo de evaluar las diferencias entre distintos modelos numéricos, se presentan resultados para tres las consideraciones posibles: en negro se simula la chimenea original (amortiguamiento del 0.7%) sin TMD, en verde se utiliza el mismo modelo (sin TMD) pero con el amortiguamiento del conjunto (2.5%) y en azul se tiene la respuesta correspondiente a la chimenea original (0.7% de amortiguamiento) con el TMD incorporado. Se presentan resultados tanto temporales como de diagramas orbitales (o curvas de Lissajous) donde resulta más fácil observar las amplitudes de los desplazamientos y aceleraciones y comparar entre los distintos supuestos.

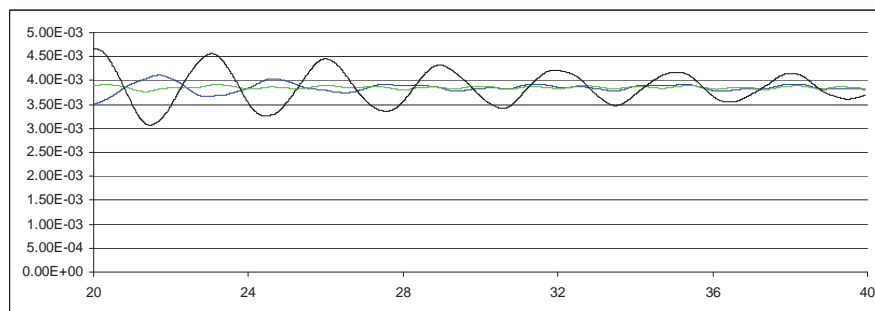


Fig. 13. Desplazamiento en la dirección del viento.

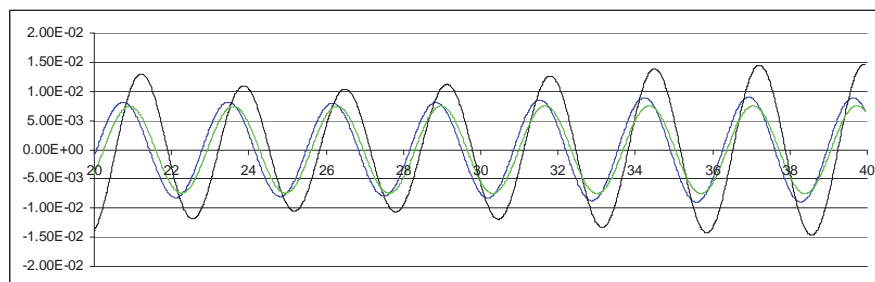


Fig. 14. Desplazamiento en la dirección transversal al viento.

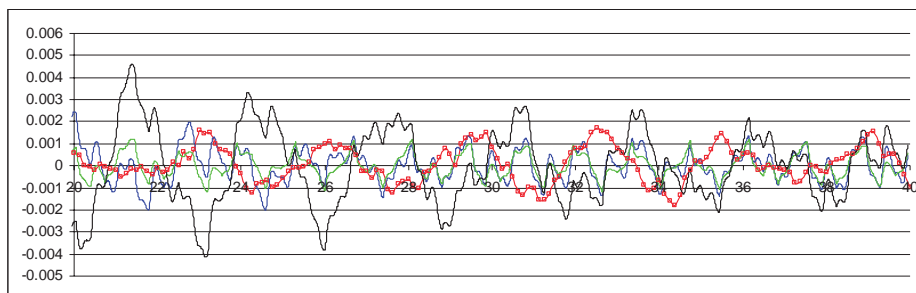


Fig. 15. Aceleración en la dirección del viento.

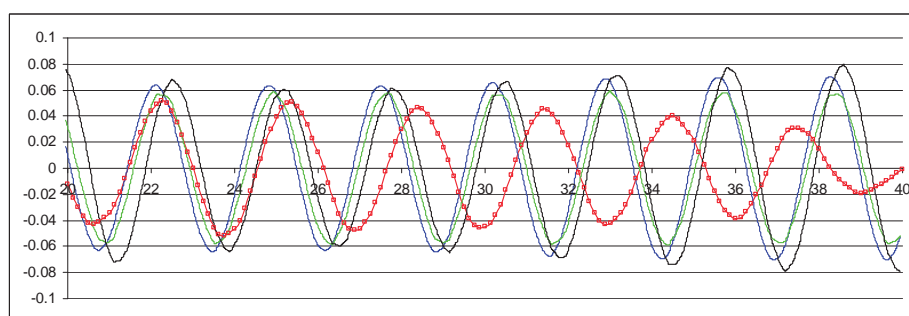


Fig. 16. Aceleración en la dirección transversal al viento.

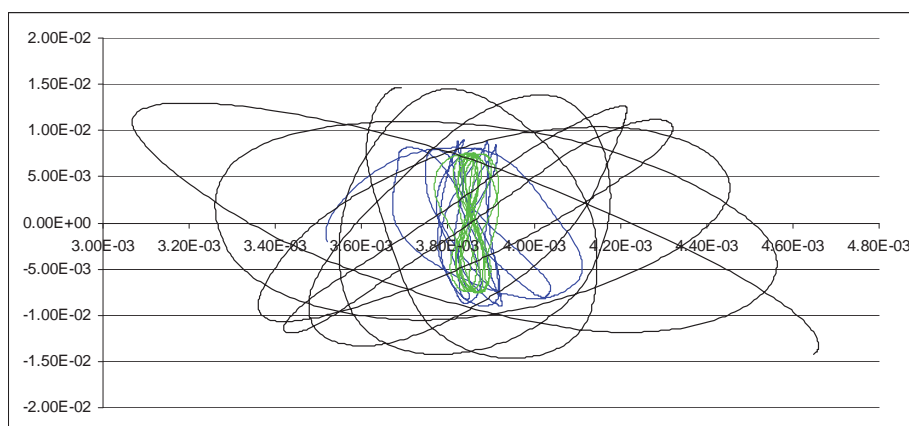


Fig. 17. Diagramas orbitales de desplazamientos.

Una vez validado, para vientos mantenidos, el modelo numérico empleado, se aplica al caso teórico denominado "golpe de viento" (función escalón). En este caso se aplica sobre la chimenea la fuerza (resultante estática) de forma repentina y se visualiza, para los tres casos considerados, la evolución en el tiempo. Nótese por tanto que para este tipo de carga no es necesario realizar el estudio CFD.

Para apreciar el modo de trabajo del TMD, se muestran en la siguiente gráfica, Fig. (21), los desplazamientos tanto del punto superior de la chimenea (en azul) como de cualquier punto del anillo (en rojo).

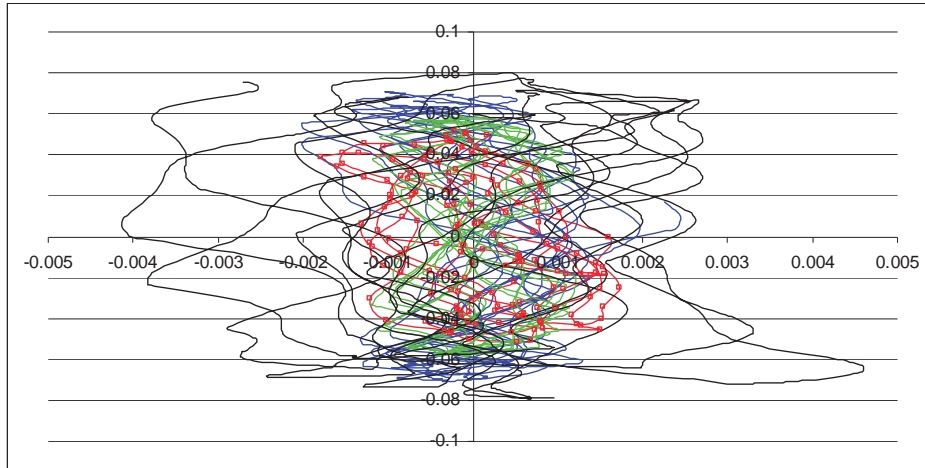


Fig. 18. Diagramas orbitales de aceleraciones.

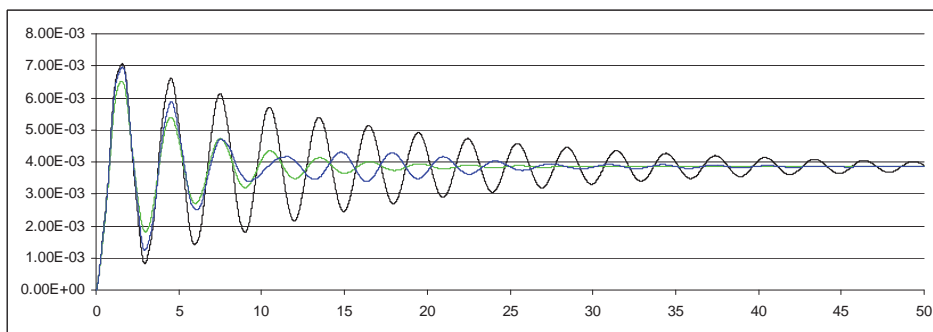


Fig. 19. Desplazamiento en la dirección del viento.

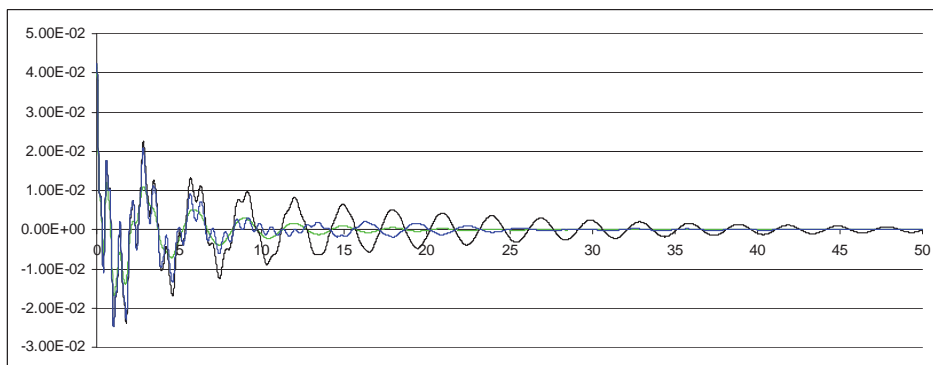


Fig. 20. Aceleración en la dirección del viento.

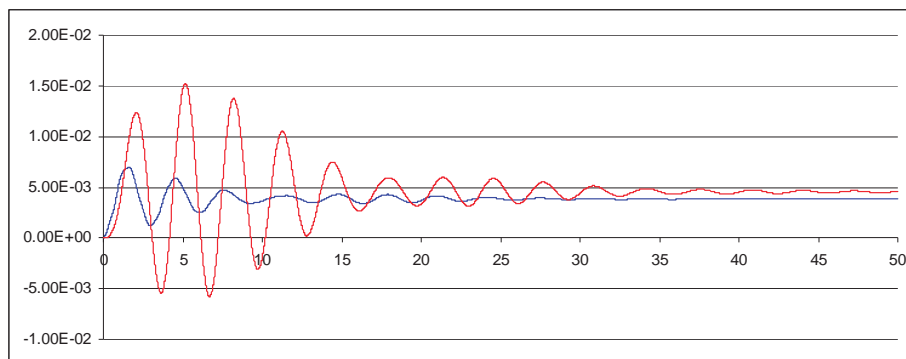


Fig. 21. Desplazamientos en la dirección del viento.

## CONCLUSIONES

De la comparación de los resultados numéricos con los experimentales se puede concluir que con la herramienta de simulación desarrollada es posible realizar estudios para predecir la eficacia de sistemas de control pasivo a instalar en estructuras civiles sometidas a acciones indeterminadas. En este caso se ha aplicado con éxito a una chimenea industrial sometida a la acción variable del viento.

## AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen al profesor J.M.W. Brownjohn y al investigador K.Koo, ambos del grupo VES de la Universidad de Sheffield, Inglaterra, por el apoyo prestado, facilitando una aplicación en Matlab para la determinación de amortiguamientos modales mediante el método SSI y los datos experimentales incluidos en este trabajo. Asimismo se agradece el apoyo del grupo de desarrolladores del software Kratos Multiphysics del CIMNE y se agradece la colaboración de la Consejería de Educación de la Junta de Castilla y León y del Centro Internacional de Métodos Numéricos en Ingeniería como entidades colaboradoras.

## REFERENCIAS

- [1] C.M. Casado, A. Poncela, A. Lorenzana, *Adaptive tuned mass damper for the construction of concrete pier*, Structural Engineering International SEI Journal (Ed. IABSE). ISSN: 1016-8664. Vol. 17(3) (2007), 252-255.
- [2] A. Vasallo, A. Lorenzana, A. Foces, C.E. Lavín, *Simplified Numerical Method for Understanding the Aeroelastic Response of Line Slender Structures under Vortex Shedding Action*, 5th International Conference on Fluid Structure Interaction 2009, Crete, Greece, (2009).
- [3] J. Sebastian, C.M. Casado, A. Lorenzana, A. Poncela, *Sistemas de control de vibraciones para grúas torre*, Dyna (ISSN: 0012-7361) Vol. 84, nº3 (2009), 237-244.
- [4] A. Vasallo, A. Lorenzana, A. Foces *Analysis of aero elastic vibrations in slender Structures subjected to Wind Action*, CICIND TECHNICAL MEETING. International Committee on Industrial Chimneys, Barcelona, España, (2010).
- [5] J.K. Galsworthy, B.J. Vickery, *Wind Loads and Interference Effects for New and Existing Chimneys at the Rugeley Power Station, UK*, Alan Davenport Wind Engineering Group, Boundary Layer Wind Tunnel Laboratory, London, Ontario, Canada N6A 5BP. (2006).
- [6] J.M.W. Brownjohn, E.P. Carden, R.C. Goddard, G. Oudin, *Real-time performance monitoring of tuned mass damper system for a 183m reinforced concrete chimney*, J. Wind Eng. Ind. Aerodyn. 98 (2010) 169–179.
- [7] J.M.W. Brownjohn, E.P. Carden, R.C. Goddard, G. Oudin, K. Koo, *Real-time performance tracking on a 183m concrete chimney and tuned mass damper system*, 3rd International Operational Modal Analysis Conference, (2009).
- [8] M.I. Friswell, J.E. Mottershead, *Finite Element Model Updating in Structural Dynamics*, Kluwer. Academic Publishers, Dordrecht, (1995).

- [9] M. Garcia-Diequez, K.Y. Koo, C.M. Middleton, J.M.W. Brownjohn, C. Goddard, *Model Updating for a 183m of Reinforced Concrete Chimney*, IOMAC (2010).
- [10] C.M. Casado, J. Sebastián, A. Poncela, A. Lorenzana, *Design of a Semi-active Tuned Mass Damper for the Science Museum Footbridge of Valladolid*, 4th European Conference on Structural Control, San Petersburgo, Russia, (2008).
- [11] C.M. Casado, J. Sebastián, A. Poncela, A. Lorenzana, *Structural Parameters Identification for the Design of Vibration Absorber Systems*, 4th International Society for Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructures, Zurich, Suiza, (2009).
- [12] J. Armit, *Wind-excited vibration of chimneys*, Leatherhead, Surrey RD/L/N 89/69.
- [13] C.H.K. Williamson, R. Govardhan, *A brief review of recent results in vortex induced vibrations*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 96(6-7) (2008), 713-735.



*“Active Vibration Control Study of an In-Service Footbridge using an Inertial Proof-mass Actuator”*

Iván M. Díaz, Carlos M. Casado, Jesús de Sebastián.

*Proceedings of 5th World Conference on Structural Control and Monitoring (WCSCM-5), 2010.*



## ACTIVE VIBRATION CONTROL STUDY OF AN IN-SERVICE FOOTBRIDGE USING AN INERTIAL PROOF-MASS ACTUATOR

I. M. Díaz

*Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela s/n, E-13071, Ciudad Real, Spain*

[ivan.munoz@uclm.es](mailto:ivan.munoz@uclm.es)

C. M. Casado

*Fundación CARTIF, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E-47151, Boecillo, Valladolid, Spain*

[carcas@cartif.es](mailto:carcas@cartif.es)

J. de Sebastián

*Fundación CARTIF, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E-47151, Boecillo, Valladolid, Spain*

[jesseb@cartif.es](mailto:jesseb@cartif.es)

### Abstract

Active vibration control (AVC) via proof-mass actuator is considered to be a suitable technique for the mitigation of vibrations caused by human motions in light-weight pedestrian structures, such as floors or footbridges. This paper describes the experimental implementation of AVC on a footbridge in Valladolid (Spain). Firstly, the modal properties of the structure are described. These were then used to design the control law employed by the AVC system. The control strategy used was based on acceleration feedback with a phase-lag compensator designed to achieve high stability margins and increase the structural damping significantly. Finally, the experimental implementation of the AVC system is described, which achieved approximately 60 % reduction in acceleration response under walking and running excitations.

### Introduction

Advances in structural technologies, including construction materials and design technologies, are leading to the design of lighter and slender structures with fewer non-structural elements that are usually cost-effective and appealing from an architectural point of view. However, these structures present much less inherent damping and lower natural frequencies than in the past, and hence are more susceptible to excitation by human users. Examples of notable vibrations under human-induced excitations have been reported in footbridges, office buildings and sport stadia, amongst other structures (Bachmann, 1992; Bachmann, 2002). Such vibrations can cause a serviceability problem in terms of disturbing the users, but they rarely affect the fatigue behavior or safety of structures.

Passive and semi-active devices have been proposed to reduce vibrations in floor structures (Setareh *et al.*, 2006; Setareh *et al.*, 2007) or footbridges (Occhiuzzi *et al.*, 2008). However, due to their passive nature, these systems are often ineffective for small vibration amplitudes (such as those produced by human loading) and several of these devices have to be used to achieve significant vibration reduction over multiple modes. Instead, an active control approach rather than passive devices might be more effective (Hanagan *et al.*, 2003).

With regards to active control of human-induced vibrations, direct velocity feedback control with saturation has been implemented experimentally in floor structures (Hanagan and Murray, 1997) and footbridges structures (Moutinho *et al.*, 2007). In this control law, the velocity output is multiplied by a gain and feeds back to a collocated actuator. This method is unconditionally stable and robust to spillover effects in the absence of actuator and sensor dynamics (Balas, 1979). Nonetheless, when such dynamics are considered, the stability for high gains is no longer guaranteed and the system can exhibit limit cycle behavior, which is not desirable since it could result in dramatic effects on the system performance and its components (Díaz and Reynolds, 2010). Generally, the actuator and sensor

dynamics influence the system dynamics and have to be considered in the design process of the AVC system. Díaz and Reynolds (2010b) proposed a control strategy based on a phase-lag compensator applied to the structure acceleration, which is usually the actual magnitude measured. This compensator accounts for the interaction between the structure and the actuator and sensor dynamics in such a way that the closed-loop system shows desirable properties. Such properties are high damping for the fundamental vibration mode of the structure and high stability margins. Both properties lead to a closed-loop system robust with respect to stability and performance (Preumont, 1997). This control strategy developed by the authors was decided to be implemented in order to improve the vibration performance of the Science Museum Footbridge of Valladolid (Spain), which is considered by its users to be quite lively. Thus, this work presents the design and practical implementation of an AVC system based on the control strategy presented in (Díaz and Reynolds, 2010b) on this footbridge.

The remainder of this paper is organized as follows. Firstly, the structure is described and its modal properties are presented. Additionally, the structure and actuator dynamics are briefly described. Secondly, the control law is designed. After that, the results obtained for walking and running excitations are shown and the reductions achieved in the vibration levels are quantified. Finally, some conclusions are given.

### Structure Description and System Dynamics

The test structure, sited in Valladolid (Spain), is a footbridge that creates a pedestrian link over The River Pisuerga between the Science Museum and the city center. This structure, built in 2004, is composed of four spans: three made of tubular steel bars and one made of white concrete, all of them with a timber walkway. The three steel spans have hexagonal cross section as can be observed in Figure 1. The main span, stiffened by an external cabling system, is 111 m, the second span (Span 2 from this point onwards) is 51 m and the other two spans are approximately 20 m long. Because of its slenderness, this footbridge represents a typical lightweight structure sensitive to dynamic excitation produced by pedestrians.

Span 2 is considered by its users to be quite lively (see Figure 2). Annoying levels of vibration are sometime perceived. Special attention was paid to the mid-span since the vibration perception is acute at this point, particularly when one runner or a group of runners are crossing the bridge.

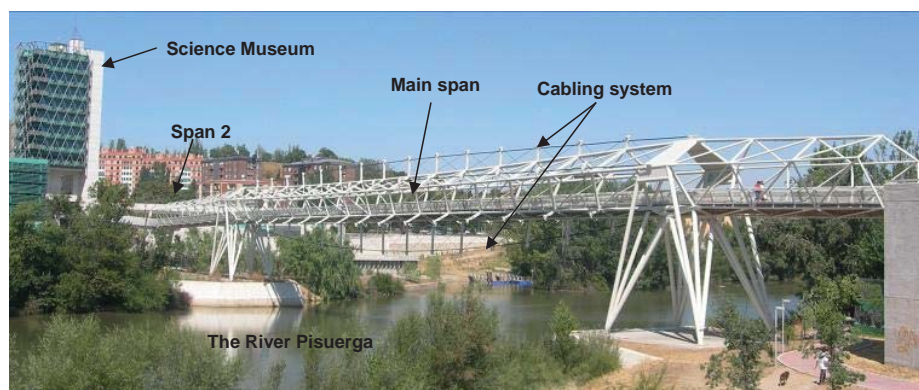


Figure 1. General view of the structure



Figure 2. View of Span 2

In order to characterize the dynamic behavior at mid-span, the high quality Frequency Response Function (FRF) between the structure acceleration and the input force was obtained using a chirp signal with frequency content between 1 and 15 Hz, so that the vibration modes of interest could be excited (Casado et al., 2008). The force was generated by an APS Dynamics Model 400 electrodynamic shaker operated in inertial mode (Figure 3). The structure acceleration was measured by a piezoelectric accelerometer of sensitivity 1000 mV/g. The force induced by the shaker was measured by measuring the acceleration of the inertial mass and multiplying this by the magnitude of the inertial mass (30.4 kg). A parameter identification of a model based on the modal expansion approach was carried out (Preumont, 1997). Three vibration modes were identified in the frequency range 1–15 Hz

$$G(s) = \sum_{i=1}^3 \frac{\alpha_i s^2}{s^2 + 2\zeta_i \omega_i s + \omega_i^2} = \frac{7.13 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.264s + 483.6} + \frac{4.54 \cdot 10^{-6} s^2}{s^2 + 0.279s + 2162} + \frac{5.85 \cdot 10^{-5} s^2}{s^2 + 0.591s + 3488}, \quad (1)$$

where  $s$  is the complex variable,  $\alpha_i \geq 0$ ,  $\zeta_i$  and  $\omega_i$  are the inverse of the modal mass, damping ratio and natural frequency associated to the  $i$ -th mode, respectively. The first vibration mode (first bending mode at approximately 3.5 Hz) was prone to be excited by the second harmonic of walking and third harmonic of running (FIB, 2005).



Figure 3. APS Electro-Seis Dynamic Shaker 400 placed on the timber desk of the footbridge

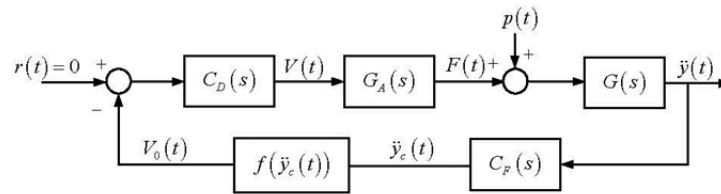
The same shaker as was used to obtain the FRF at mid-span was employed as inertial proof-mass actuator to mitigate structural vibrations. The FRF between the generated force and voltage input was obtained. This transfer function can be closely described as a third-order system as follows (Preumont, 1997)

$$G_A(s) = \left( \frac{K_A s^2}{s^2 + 2\zeta_A \omega_A s + \omega_A^2} \right) \left( \frac{1}{s + \varepsilon} \right) = \frac{2300s^2}{s^3 + 101.5s^2 + 798.6s + 1.07 \cdot 10^4}, \quad (2)$$

in which  $K_A > 0$ , and  $\zeta_A$  and  $\omega_A$  are, respectively, the damping ratio and natural frequency which take into account the suspension system and internal damping. The natural frequency of the actuator is estimated as  $\omega_A = 10.68 \text{ rads}^{-1}$  (1.7 Hz) and the damping ratio as  $\zeta_A = 0.34$ . The pole at  $-\varepsilon$  provides the low-pass property characteristic of electrodynamic shakers. The peak harmonic given by the actuator is 440 N (at 10 Hz) and the maximum stroke is 0.079 m.

### Active Control Design

The main components of the control strategy adopted in this work are shown in Figure 4 (Diaz and Reynolds, 2010b). This strategy, known as compensated acceleration feedback, consists in feeding back the acceleration which is compensated by a phase-lag network. In this figure,  $C_D$  is the transfer function of a direct compensator and  $C_F$  is of a feedback compensator. The direct one is merely a phase-lead compensator (high-pass property) designed to avoid actuator stroke saturation for low-frequency components. It is notable that its influence in the global stability will be small since only a local phase-lead is introduced. The feedback one is a phase-lag compensator designed to increase the closed-loop system stability and to make the system more amenable to the introduction of significant damping by a closed-loop control. The control law is completed by a nonlinear element  $f(\ddot{y}_c(t))$  to account for actuator force overloading. In this work, the nonlinear element is considered as a saturation nonlinearity.



$r(t)$	Reference command	$\ddot{y}(t)$	Acceleration response
$V(t)$	Control voltage	$\ddot{y}_c(t)$	Compensated acceleration
$F(t)$	Actuator force	$V_0(t)$	Initial control voltage
$p(t)$	Plant disturbance	$f(\ddot{y}_c)$	Nonlinear element
$C_D(s)$	Transfer function of the direct compensator		
$G_A(s)$	Transfer function of the proof-mass actuator		
$G(s)$	Transfer function of the floor structure		
$C_F(s)$	Transfer function of the feedback compensator		

Figure 4. General control scheme

The direct compensator, which has high pass property, is as follows

$$C_D(s) = \frac{s + \lambda}{s + \eta} \quad \text{with } \eta > \lambda \geq 0. \quad (3)$$

The optimization procedure presented in (Diaz and Reynolds, 2010b) is used in the direct compensator design. A maximum stroke for harmonic excitation of 0.05 m was considered in the design. The controller parameters were found to be  $\lambda = 3.55$  and  $\eta = 6.07$ . These parameters are selected in such a way that the likelihood of stroke saturation is reduced significantly. The stroke saturation leads to collisions of the inertial mass with its stops, imparting highly undesirable shocks to the structure and possibly causing damage to the actuator.

The feedback compensator, which has low pass properties, is designed considering the dynamics of the actuator, structure and the previously designed direct compensator. This is of the following form

$$C_F(s) = \frac{s + \gamma}{s} \quad \text{with } \gamma > 0. \quad (4)$$

Parameter  $\gamma$  has to be chosen according to the closed-loop poles corresponding to the first natural frequency of the footbridge in order to: 1) improve substantially their relative stability, 2) decrease their angles with respect to the negative real axis to allow increasing damping, and 3) increase the distance to the origin to allow increasing natural frequency. Following the procedure described in (Diaz and Reynolds, 2010b), it was obtained that  $\gamma \geq 56.1$ . A value of  $\gamma = 70$  was finally chosen. The root locus technique was used here. The root locus of the total transfer function of the linear part  $G_T(s) = C_D(s)G_A(s)G(s)C_F(s)$  is plotted in Figure 5. It can be observed that the linear system might be critically damped for the first footbridge vibration mode. Finally, a saturation nonlinearity was assumed for the nonlinear element (see Figure 1)

$$f(\ddot{y}_c(t)) = \begin{cases} K_c \ddot{y}_c(t) & |\ddot{y}_c(t)| \leq V_s / K_c \\ V_s \text{sign}(\ddot{y}_c(t)) & |\ddot{y}_c(t)| > V_s / K_c \end{cases} \quad (5)$$

where  $K_c$  is the control gain and  $V_s$  is the maximum allowable control voltage to the actuator (saturation level). The saturation level was set to  $V_s = 1$  V, which is a convenient value to avoid actuator force overloading at any frequency of the excitation. Finally, the control gain was chosen to be  $K_c = 60$  V/(m/s<sup>2</sup>) by using the root locus technique.

### Results from the Experimental Implementation

Walking and running tests were carried out to assess the efficacy of the AVC system designed. Walking tests consisted of walking at 1.75 Hz such that the first vibration mode of the structure (3.5 Hz) might be excited by the second harmonic of walking. A frequency of 3.5 Hz was used for the running tests so that the structure was excited by the first harmonic of walking. The tests consisted in walking/running from one side to the other and back again. The pacing frequency was controlled using a metronome set to 105 beats per minute (bpm) for walking tests and 210 bpm for running tests. Each test was repeated three times. The results are compared by means of the maximum peak acceleration and the maximum transient vibration value (MTVV) computed from the 1 s running RMS acceleration (ISO, 2008). Table 1 shows the results obtained. Each value of the table is composed of two terms: the first one is the mean value and the second one is the standard deviation. The percentage of reduction is computed from the mean values. Thus, the reduction for walking and running was of 63 % and 57 %, respectively, in terms of the MTVV. Figure 6 shows the response time histories (including de 1 s RMS) uncontrolled and controlled of a walking test and Figure 7 shows the response time histories corresponding to a running test.

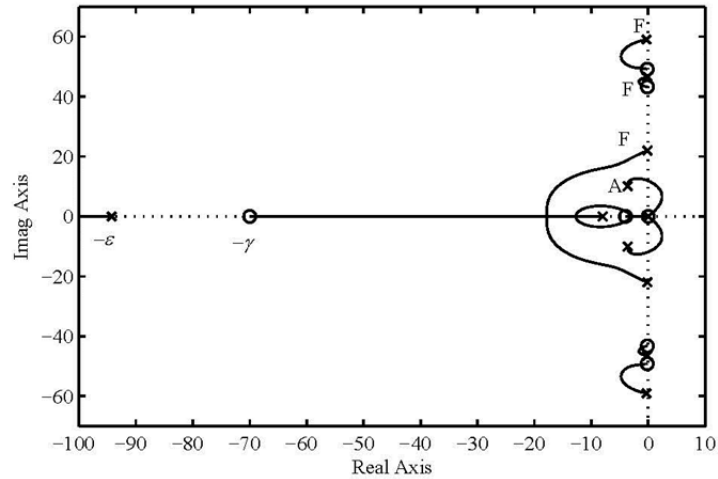


Figure 5. Root locus of the total transfer function  $G_T$ . (x) pole; (o) zero; (F) footbridge; (A) actuator

Table 1. Performance assessment for walking and running excitation

<i>Walking at 1.75 Hz</i>			
	Uncontrolled	Controlled	Reduction (%)
Peak acceleration ( $m/s^2$ )	$0.30 \pm 0.04$	$0.16 \pm 0.01$	47
MTVV <sup>a</sup> ( $m/s^2$ )	$0.16 \pm 0.03$	$0.06 \pm 0.02$	63
<i>Running at 3.5 Hz</i>			
Peak acceleration ( $m/s^2$ )	$2.60 \pm 0.27$	$1.18 \pm 0.02$	54
MTVV <sup>a</sup> ( $m/s^2$ )	$1.71 \pm 0.11$	$0.73 \pm 0.05$	57

<sup>a</sup> Maximum Transient Vibration Value defined as the maximum value of 1 s running RMS acceleration.

### Conclusions

The active cancellation of human-induced vibration on an in-service footbridge has been considered throughout this paper. The strategy used feeds back the acceleration (which is the actual measured output) and applies a first-order compensator conveniently design in order to achieve significant relative stability and damping. Vibration reductions of approximately 60 % were obtained experimentally using a proof-mass actuator with 30 kg moving mass. Therefore, it has been shown that active control via proof-mass actuator might be considered as an alternative to traditional passive devices used to improve the dynamic performance of lively lightweight structures.

### Acknowledgements

The authors would like to express their appreciation to the Science Museum personnel for their support.



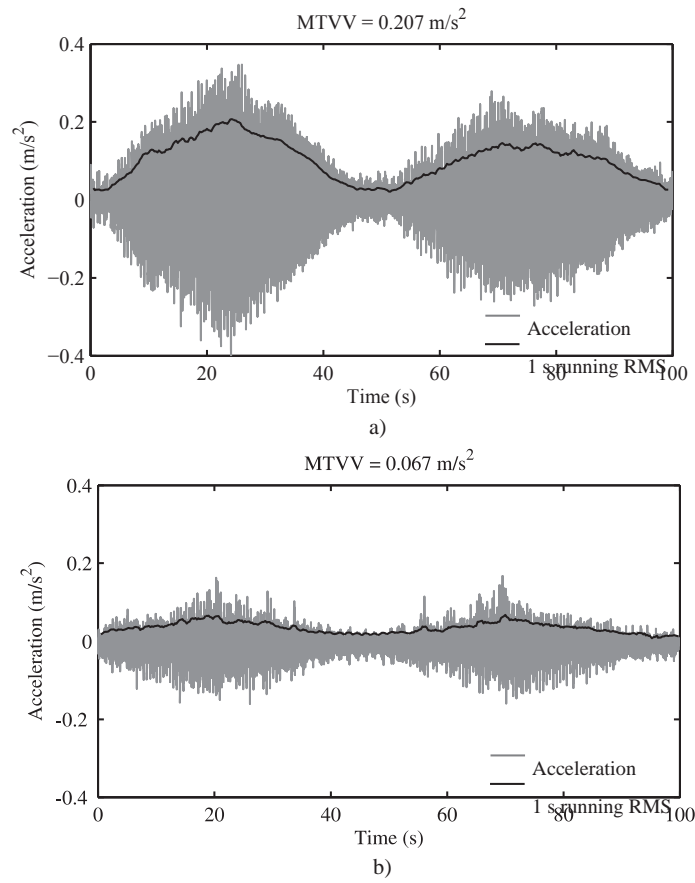


Figure 6. Walking test. a) Uncontrolled. b) Controlled

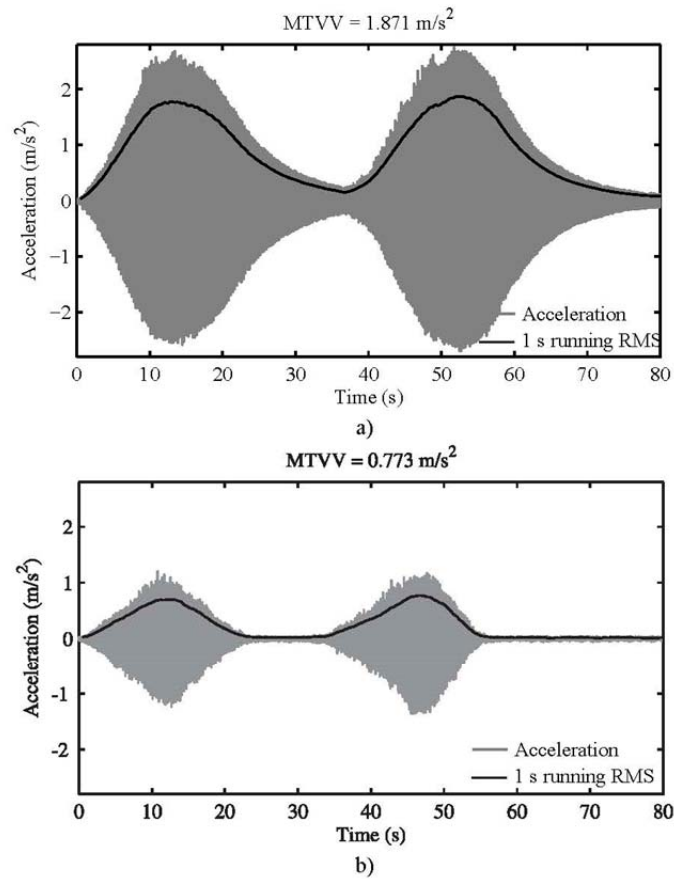


Figure 7. Running test. a) Uncontrolled. b) Controlled

References

- Bachmann, H. (1992), "Case Studies of Structures with Man-induced Vibrations," *ASCE Journal of Structural Engineering*, **118**(3), 631-647.
- Bachmann, H. (2002), "Lively Footbridges—a Real Challenge," *Proceedings of the International Conference on the Design and Dynamic Behavior of Footbridges*, OTUA, Paris.
- Balas, M. J. (1979), "Direct Velocity Feedback Control of Large Space Structures," *Journal of Guidance and Control*, **2**(3), 252-253.
- Casado, C. M, J. de Sebastián, A. V. Poncela, and A. Lorenzana (2008), "Design of a Semi-active Tuned Mass Damper for the Science Museum Footbridge of Valladolid," *Proceedings of the 4<sup>th</sup> European Conference on Structural Control*, St. Petersburg, 125-132.
- Díaz, I. M, and P. Reynolds (2010), "On-off Nonlinear Active Control of Floor Vibration," *Mechanical Systems and Signal Processing*, doi:10.1016/j.ymssp.2010.02.011, in press.

- Díaz, I. M., and P. Reynolds (2010b), "Acceleration Feedback Control of Human-induced Floor Vibrations," *Engineering Structures*, **32**(1), 163-173.
- FIB- Bulletin 32 (2005), "Guidelines for the Design of Footbridges," *International Federation for Structural Concrete (fib - fédération internationale du béton)*, Lausanne, Switzerland.
- Hanagan, L. M., T. M. Murray, K. Premaratne (2003), "Controlling Floor Vibration with Active and Passive Devices," *Shock and Vibration Digest*, **35**(5), 347-365.
- Hanagan, L.M., and T. M. Murray (1997), "Active Control for Reducing Floor Vibrations," *ASCE Journal of Structural Engineering*, **123**(11), 1497-1505.
- ISO 2631-1 (2008), "Mechanical Vibration and Shock—Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration, Part 1, General Requirement," *International Organization for Standardization*, Switzerland.
- Moutinho, C., A. Cunha, and E. Caetano (2007), "Implementation of an Active Mass Damper to Control Vibrations in a Lively Footbridge," *Proceedings of III ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures and Materials*, Gdansk, Poland.
- Occhiuzzi, A., M. Spizzuoco, and F. Ricciardelli (2008), "Loading Models and Response Control of Footbridges Excited by Pedestrian," *Structural Control and Health Monitoring*, **15**(3), 349-368.
- Preumont, A. (1997), "Vibration Control of Active Structures: An Introduction," Kluwer Academic, Dordrecht, The Netherlands.
- Setareh, M., J. K. Ritchey, A. J. Baxter, and T. M. Murray (2006), "Pendulum Tuned Mass Dampers for Floors Vibration Control," *Journal of Performance of Constructed Facilities*, **20**(1), 64-73.
- Setareh, M., J. K. Ritchey, T. M. Murray, J. H. Koo, and M. Ahmadian (2007), "Semiactive Tuned Mass Dampers for Floors Vibration Control," *ASCE Journal of Structural Engineering*, **133**(2), 242-250.



*“Vibration Serviceability Assessment and Passive Vibration Control of a Lively Footbridge”*

Carlos M. Casado, Jesús de Sebastián, Iván M. Díaz, Alfonso Poncela.

*Proceedings of 5th World Conference on Structural Control and Monitoring (WCSCM-5), 2010.*



## VIBRATION SERVICEABILITY ASSESSMENT AND PASSIVE VIBRATION CONTROL OF A LIVELY FOOTBRIDGE

C.M. Casado

*CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E- 47151,Boecillo, Valladolid, Spain*  
[carcas@cartif.es](mailto:carcas@cartif.es)

J. de Sebastián

*CARTIF Centro Tecnológico, Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205, E- 47151,Boecillo, Valladolid, Spain*  
[jesseb@cartif.es](mailto:jesseb@cartif.es)

I. M. Díaz

*Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad de Castilla-La Mancha, Edificio Politécnico, Av. Camilo José Cela s/n, E-13071, Ciudad Real, Spain*  
[ivan.munoz@uclm.es](mailto:ivan.munoz@uclm.es)

A. Poncela

*Escuela de Ingenierías Industriales, Universidad de Valladolid, Paseo del Cauce 59, E-47011 Valladolid, Spain*  
[poncela@dali.eis.uva.es](mailto:poncela@dali.eis.uva.es)

### Abstract

The current trend to lighter and slender footbridges is leading to structures more susceptible to human-induced loads. Notable vibrations under daily loads might be the result and the vibration serviceability requirements might not be fulfilled. The dynamic response of an in-service lively footbridge sited in Valladolid (Spain) together with the design and installation of a tuned mass damper (TMD) in the liveliest span is described in this paper. The fundamental modal parameters of the span were experimentally identified by operational modal analysis and least square adjustment techniques. The designed TMD with a mass-ratio around 1% of the 51 meters span modal mass was sited at the mid-span and optimally tuned using analytical and numerical methods. Finally, Loading scenarios involving a single pedestrian walking, running, bouncing and jumping at resonance frequencies with and without TMD were performed for the vibration serviceability assessment. The results with the TMD showed considerable reduction in the acceleration response and fulfilled the comfort criterions recommended in most codes and guidelines

### Introduction

Urban footbridges are nowadays designed not only as a mean to cross rivers or roads in a more direct way reducing pedestrian travel time between two points, but also designed with aspects like pedestrian 'desire lines' and the aesthetic integration with the surroundings. All of this, together with fewer restrictions in the curvature layout and deck inclination compared to road bridges, and the possibility to use traditional and modern constructions materials lead to a wide variety of footbridge designs (fib, 2005) becoming then in tourist attractions and references to the cities. However, such structures, especially when modern structural design methods are used, presents low structural damping and natural frequencies, and hence more susceptible to excitation by human users. Such vibrations can cause a serviceability problem, but they rarely affect the structural limit state.

Solutions to overcome this vibration serviceability problem might be (1) designing in order to avoid natural frequencies into the habitual pacing rate of walking or running, (2) stiffening the structure in the appropriate direction resulting in significant design modifications, (3) increasing the weight of the structure to reduce the human influence being also necessary a proportional increase of stiffness and (4) increasing the damping of the structure with special devices or systems. Taking into account that

stiffening the structure and increasing the mass are usually complicated and involve significant structural and non-structural changes, the alternative option of including damping devices to the structure seems to be the easiest way of improving the vibration performance of footbridges. Typical passive damping systems (Soong and Constantinou, 2002) are metallic dampers, friction dampers, visco-elastic dampers, viscous dampers, tuned mass dampers (TMDs) and tuned liquid dampers (TLDs). Among the passive control devices available for implementation in footbridges, TMDs, TLDs and fluid-viscous dampers are the most effective and frequently are the adopted solution.

In this paper the authors studied the serviceability of a 51 meters footbridge span and improved its dynamic response adding a TMD in the centre of the span. The first part describes briefly the footbridge in study followed with the modal parameters identification of the span by means of frequency domain methods. Then, a TMD is calculated with analytical and numerical methods and the installation at mid-span is showed. After this, several loading scenarios involving a single pedestrian walking, running, bouncing and jumping at resonance frequencies with and without TMD were performed for the vibration serviceability assessment. Finally, some conclusions are given.

### Description of the test structure

The test structure is a footbridge that creates a pedestrian link over Pisuerga River between the Science Museum and the city centre. This structure built in 2004 is a 234m truss bridge composed of three hexagonal steel tubular prism spans of 51 m, 111 m and 20 m respectively, and a white concrete span. The longest steel span has a singular external cabling system involved longitudinal and hexagonal prestressing, while the other two steel spans are only set up by the steel tubes. (Gómez, 2004)

The external cabling system of the main span has both aesthetical reasons; the original design by the architect José Rafael Moneo was based on the form of a fish basket, and structural reasons; the two frames connect by means of tubular ribs maintain the shape of the cables and stabilize the pedestrian area. (Martinez, 2004)

The 51 m span due to its slenderness, is considered by its users to be quite lively. Users of the structure feel uncomfortable especially when a runner or a group of runners cross the span. Therefore it was considered to study the dynamic properties of this span and assess its serviceability.



Figure 1. Science Museum Footbridge of Valladolid



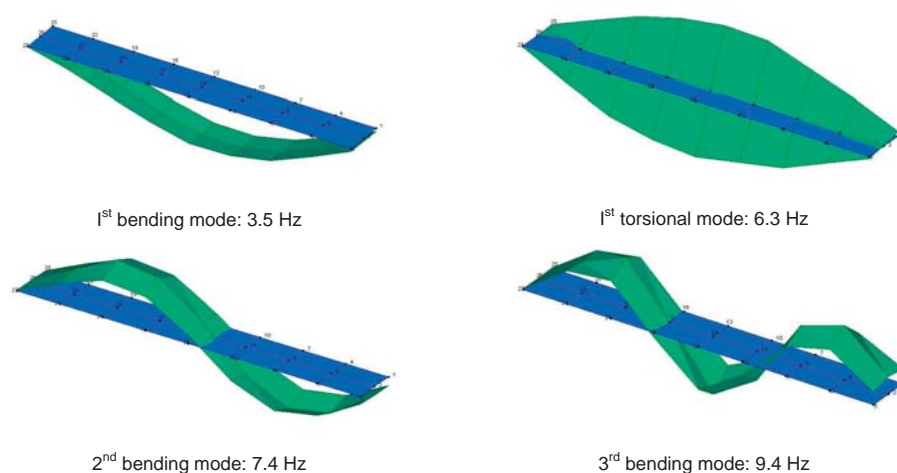
The natural frequencies, damping ratios and modal shapes of this span were identified by means of operational modal analysis (OMA). Since the first vibration mode (first bending mode at 3.5 Hz) was the most likely to be excited by human motions, it was decided to obtain the high quality frequency response function (FRF) at mid-span and hence, identified its modal properties, particularly its modal mass which is needed for the tuning of the TMD.

The OMA was carried out with five roving and two reference accelerometers (MMF KS48C, 1000mV/g). Because of vertical vibration is considerably higher than horizontal one (Casado *et al.*, 2008), only vertical response measurements were performed. A measurement grid of 3 lines with 9 equidistant test points was considered resulting in 27 test points. Five setups with an acquisition time of 720 seconds and a sampling frequency of 100 Hz were recorded. Thus, it was expected to successfully identify the modes between 1.5 and 30 Hz following the recommendations of the commercial OMA program ARTEMIS (SVS) which was used for the identification process. Since the first vertical bending mode was identified around 3.5 Hz in a preliminary spectral analysis (Casado *et al.*, 2008), this frequency range [1.5, 30] Hz is suitable for the modal analysis of the span. The modal parameters of the first modes obtained using three modal identification techniques in frequency domain (Frequency domain decomposition-FDD, enhanced frequency domain decomposition-EFDD and curve-fit frequency domain decomposition-CFDD) and the modal shapes are showed in Table 1 and Figure 2.

**Table 1. Natural frequencies and damping ratios identified by frequency domain methods**

Mode	FDD		EFDD		CFDD	
	Frequency (Hz)	Damping ratio. (%)	Frequency (Hz)	Damping ratio. (%)	Frequency (Hz)	Damping ratio. (%)
1	3.516	-	3.506	0.7221	3.508	0.7984
2	6.250	-	6.278	0.4167	6.274	0.2599
3	7.373	-	7.386	0.6571	7.389	0.4319
4	9.351	-	9.365	0.5528	9.367	0.3869

These modes are the first three vertical bending modes (at 3.5, 7.4 and 9.4 Hz) and the first torsional mode (at 6.3 Hz) of the structure, being the first bending mode the one susceptible to be excited by loads induced by pedestrians.



**Figure 2. Modal Shapes**

The first step in the design of a TMD is to identify the dynamic properties of the structure (Soong and Constantinou, 2002). In other words, it is necessary to obtain the frequency, damping and modal mass of the interest mode. The TMD was decided to be placed at mid-span where the first vibration mode has its maximum displacement. At this point, the high quality FRF between the structure acceleration and the input force was obtained using a chirp signal with frequency content between 1.5 and 4.5 Hz. In this way the first mode of the structure could be strongly excited. The force was generated by an APS Dynamic Model 400 electro-dynamic shaker operated in inertial force. To model the measured FRF, a range of modal mass [15000, 24000] kg (with 100 kg of resolution), a range of damping ratio [0.002, 0.01] (with a 0.0005 of resolution) and a range of frequency [3.2, 3.7] Hz (with 0.01 of resolution) were considered. The least square method was employed to identify the corresponding analytical FRF models. Several trials were done and the modal mass obtained always fell in the [16900, 18000] kg interval. Figure 3 shows one the FRF adjusted model and the measured one.

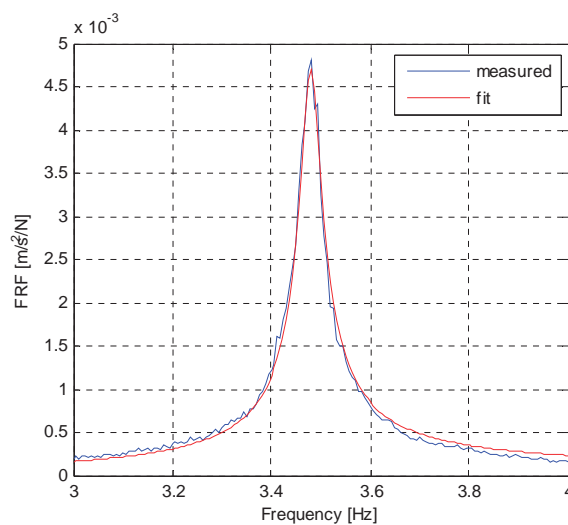


Figure 3. Measured and modeled magnitude of the FRF at mid-span

Eventually, a frequency value of 3.5 Hz, a damping coefficient value of 0.6% and a modal mass value of 18000 kg was assumed for the design of a TMD prototype to be installed in the 51 m span.

### Tuned Mass Damper Design

TMDs are considered an efficient means to add damping into structures prone to vibrations, e.g. bridges and high-rise buildings. Basically, a passive TMD is a secondary mass attached to the structure (main mass) by means of springs and dampers. The TMD mass is fixed as a fraction of the structure mass (mass ratio), the stiffness of the springs is fixed to obtain the optimum TMD frequency and the viscous dampers ensure the operation of the TMD in a low range of frequencies around the tuning frequency. Energy is dissipated by the mass damper inertia force acting on the structure.

Since Frahm applied this concept in 1909 to reduce rolling motion of ships, numerous methods for optimal tuning and damping have been proposed. The initial analytical methods were applicable for

undamped systems, meanwhile the modern numerical methods take into account the damping of the structure.

Some of these methods have been considered here for the design of a TMD with a mass ratio close to 1%. Table 2 summarized the optimal parameters obtained for a 185kg TMD from Den Hartog (1956), Warburton (1983) and Connor (2003) analytical methods in which the structure damping is not considered, and Tsai and Lin (1993) and Poncela *et al.* (2007) numerical methods considering the damping ratio. These last two methods are based on curve fitting schemes and H-infinity controllers design respectively.

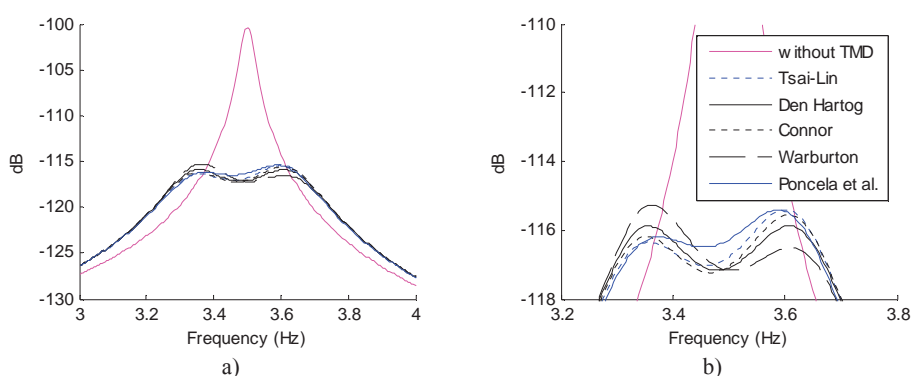
**Table 2. Optimal TMD parameters for several tuning methods**

TMD Formulation	TMD mass (kg)	TMD frequency (Hz)	TMD Stiffness (N/m)	TMD damping (Ns/m)
Den Hartog (1956)	185	3.464	87657	494. 92
Warburton (1985)	185	3.482	88558	501. 28
Connor (2003)	185	3.455	87206	491. 48
Tsai & Lin (1993)	185	3.450	86955	504. 05
Poncela (2007)	185	3.452	87015	537. 23

If the span is represented by its first mode, the FRFs (displacement/force) of the structure with the calculated TMDs are those showed in Figure 4. An initial conclusion derived from Table 2 and Figure 4 is that the method used for the TMD tuning is not critical.

The TMD developed for the 51 m span was a prototype for temporal studies and it was designed in order to enable the TMD fine-tuning and re-tuning. The TMD frequency could be in-situ adjusted changing the TMD mass by means of steel plates of 10, 5, 2.5 and 1 kg, and a pair of sponge Magneto-rheological (MR) damper by Lord Corporation instead of viscous dampers were used. These dampers have the possibility to vary its damping characteristics controlling the magnetic field applied to the MR fluid. In Figures 5a and 5b the installation under the timber deck and a detailed view of the TMD springs, MR damper and steel plates is showed.

The final tuning parameters set in the TMD prototype were 184 kg , 3.45 Hz TMD frequency, and a TMD damping coefficient around 400-500 Ns/m



**Figure 4. a) TMD-structure FRFs. b) zoom of a).**

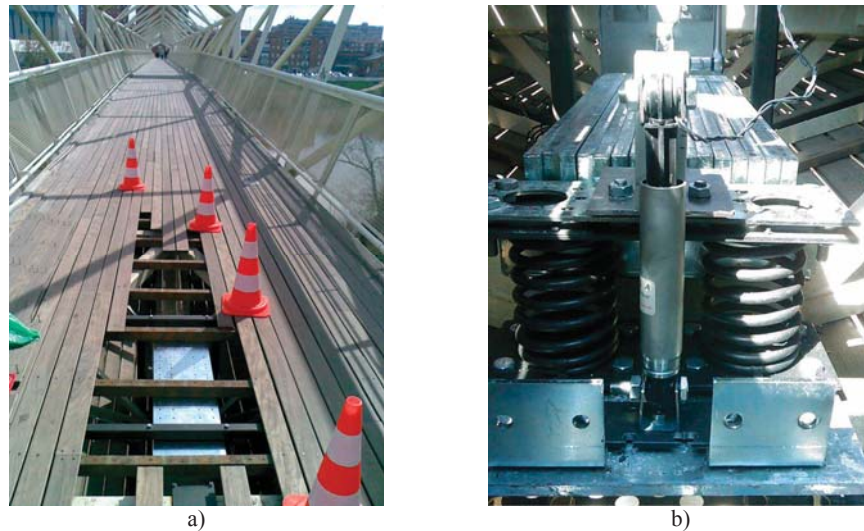


Figure 5. TMD prototype. a) TMD installation, b) Detailed view.

### Vibration Serviceability Tests

Most of the studies on the human perception of vibrations carried out in the last decades have concluded that this perception is subjective and depends on individual characteristics and psychological influences. The perception is influenced by the physical factors vibration frequency, acceleration and the time period of exposure, also the discomfort depends on the environmental conditions, the status condition (standing, seating or walking) and the attitude towards the vibration cause. This highlights the difficulty to establish global discomfort criteria. According to international codes and regulations the comfort requirements are either handled by providing natural frequency ranges to be avoided by the structure modes or by providing limit accelerations. (fib, 2005)

Keeping in mind the first comfort requirement in codes, the first bending mode of the 51 span in study (at 3.5 Hz) falls into the critical frequency ranges for vertical acceleration suggested by the international codes DIN-Fachbericht 102 (1.6 - 2.4 Hz, 3.5 - 4.5 Hz), ENV 1995-2 (<5 Hz), SIA 260 (1.6 - 4.5 Hz) and BS 5400 (< 5 Hz). Therefore, a study of the maximum acceleration response was done in order to check if the span fulfils the limit values of acceleration recommended in these International codes.

The maximum acceleration response caused by pedestrian induced loads could be calculated with analytical methods like those by Grundmann and Rainer (fib, 2005) or experimentally. These methods determine the maximum vertical acceleration resulting from the passage of one pedestrian walking / running with a pacing rate equal to the fundamental frequency of the structure.

The results obtained with the analytical methods for the span in study were  $3.19 \text{ m/s}^2$  (Rainer) and  $2.25 \text{ m/s}^2$  (Grundmann). In both methods a load of 1000N instead of the usual 700N was used in order to compare with the later experimental field tests carried out in the span. For the Rainer method, a static deflection of 0.275 mm for a force of 1000 N at mid-span was estimated from a finite element model of the span (Casado, 2008). Therefore, the value obtained with the Rainer method should be taken with reservation because of the uncertainties of the numerical model.

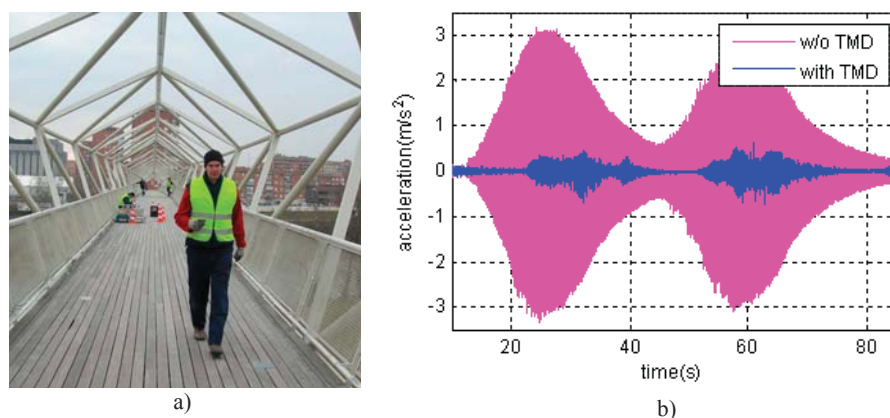


Figure 6. a) Vibration field test. b) Acceleration records in the running test (at 3.5 Hz)

For the experimental field test, loading scenarios involving one pedestrian walking, running, bouncing and jumping at resonance frequency (3.5 Hz) were performed. In the walking test, a 1.75 Hz instead of an unfeasible and artificial 3.5 Hz pacing rate was fixed thus the first bending mode could be excited by the second harmonic of walking. All tests were carried out by a 1000N dead load pedestrian in the span with and without the TMD.

Summarizing, the field tests carried out in the span were: (1) Walking back and forth across the span at a pacing rate of 1.75 Hz, (2) 30 seconds bouncing at 1.75 Hz at the mid-span, (3) 30 seconds jumping at 1.75 Hz at the mid-span, (4) Running back and forth across the span at a pacing rate of 3.5 Hz, (5) 30 seconds bouncing at 3.5 Hz at the mid-span and (6) 30 seconds jumping at 3.5 Hz at the mid-span.

The results of the tests were analyzed in terms of peak acceleration values and maximum transient vibration values (MTVV) calculated from the 1 s running RMS acceleration (ISO, 1997). Additionally, the BS 6841 *Wb* weighting function (BSI, 1987) was applied to the response time histories to account for the human sensitivity to vibration at different frequencies.

Table 3. Peaks acceleration and weighted MTVV values obtained in the field tests.

Test		w/o TMD	With TMD	Improvement (%)
Walking (at 1.75 Hz)	Peak Accel. ( $m/s^2$ )	0.3297	0.3074	6.76
	weighted MTVV ( $m/s^2$ )	0.1250	0.0799	36.08
Bouncing (at 1.75 Hz)	Peak Accel. ( $m/s^2$ )	1.0071	0.3229	67.94
	weighted MTVV ( $m/s^2$ )	0.5103	0.1396	72.64
Jumping (at 1.75 Hz)	Peak Accel. ( $m/s^2$ )	1.6254	0.4510	72.25
	weighted MTVV ( $m/s^2$ )	0.7853	0.1824	89.70
Running (at 3.5 Hz)	Peak Accel. ( $m/s^2$ )	3.3382	0.7275	78.21
	weighted MTVV ( $m/s^2$ )	1.6624	0.2307	86.12
Bouncing (at 3.5 Hz)	Peak Accel. ( $m/s^2$ )	2.4571	0.6781	72.40
	weighted MTVV ( $m/s^2$ )	1.2728	0.3033	76.17
Jumping (at 3.5 Hz)	Peak Accel. ( $m/s^2$ )	3.5303	1.2253	65.29
	weighted MTVV ( $m/s^2$ )	1.8168	0.5141	71.70

Table 3 shows a considerable improvement obtained with the TMD for most of the field tests performed in terms of both peak acceleration (65-80 %) and weighted MTVV (70-90 %) values. Only in the walking test where the vibration level is low compared to the others tests, the TMD seems to be less effective.

Additionally, It is interesting to observe how the values obtained with Rainer (3.19 m/s<sup>2</sup>) and Grundmann (2.25 m/s<sup>2</sup>) methods were an acceptable estimation of the acceleration peak response, specially in the first method, comparing with that obtained in the running test (3.34 m/s<sup>2</sup>). Anyway, experimental tests are advisable and necessary for vibration serviceability assessment.

Following footbridges design guidelines, such as Setra (2006) and fib (2005), the peak acceleration values of the field tests were compared with the main International Codes. Figure 7 shows how most of the values obtained for the field tests without TMD are considerably higher than the maximum acceleration values recommended by the codes. On the other hand, the notable improvement obtained with the TMD is highlighted in Figure 8. Only the jumping test achieved an acceleration value higher than those recommended ones. Anyway, this value could be considered good according to some authors who state a maximum limit of acceleration for footbridges of 7 to 8 m/s<sup>2</sup> under vandalism loading or repetitive jumping. (fib, 2005)

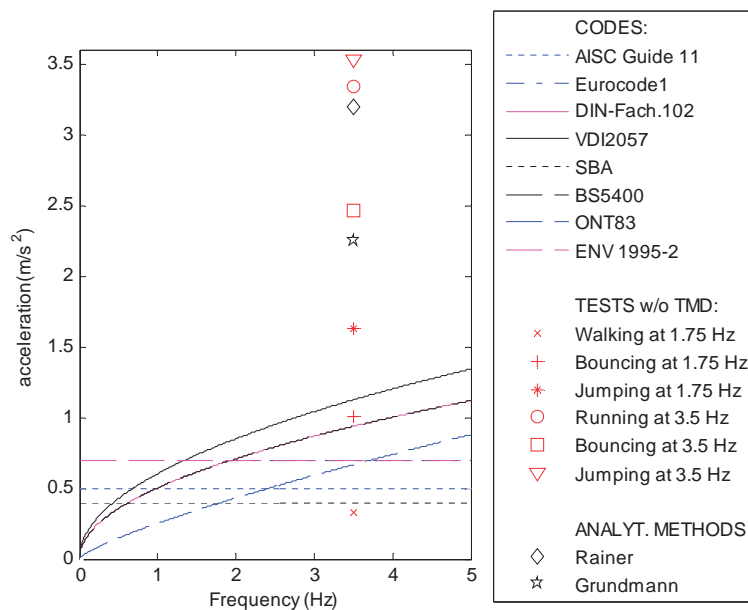


Figure 7. Peak acceleration values (Field tests without TMD) and comfort limits (International codes).

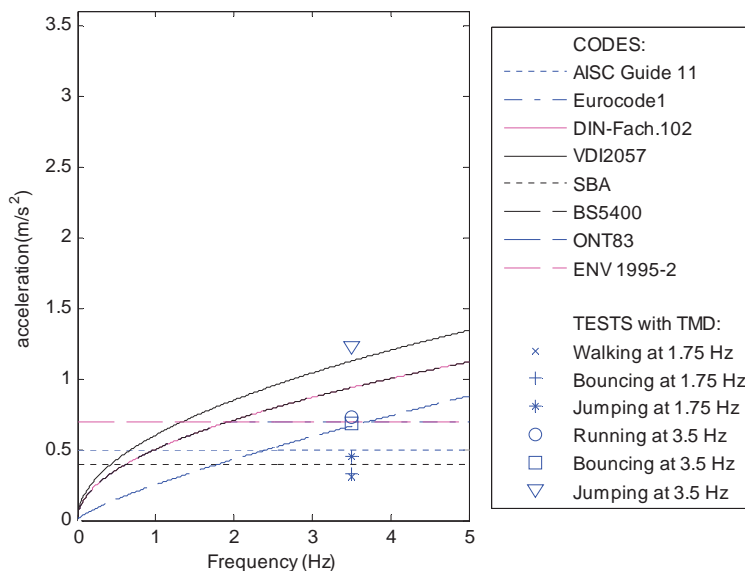


Figure 8. Peak acceleration values (Field tests with TMD) and comfort limits (International codes).

## Conclusions

The serviceability of the liveliest 51 meters span of the Science Museum of Valladolid was studied. The modes and damping ratios of the span were successfully identified with an operational modal analysis; meanwhile a least square adjustment method was used for the modal mass estimation. The peak accelerations values obtained in the span, both analytically and experimentally were higher than critical comfort values recommended by most international codes. In order to improve the dynamic response of the span, a tuned mass damper (TMD) was suggested, designed and developed to place at mid-span. Because of in-situ fine tuning and low differences in the results, the method used for optimum TMD tuning is not considered critical in the TMD design. Finally, field tests showed how a TMD with a mass ratio around 1% was enough to improve the efficient damping of the span such most of international codes recommendations were fulfilled.

## Acknowledgements

The authors would like to express their appreciation to the Science Museum personnel for their support and to Lord Corporation for provide us two non-commercial sponge Magneto-rheological dampers for research purposes.

## References

- BSI-British Standards Institution (1987), "BS 6841: Measurement and Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Mechanical Vibration and Repeated shock," *British Standards Institution*.
- Casado, CM., J. de Sebastián, A. Poncela, A. Lorenzana. (2008), "Design of a semi-active tuned mass damper for the science museum footbridge of Valladolid," *Proceedings of 4th European Conference on Structural Control*, 125-132.
- Connor, JJ. (2003), "Introduction to structural motion control," New Jersey, MIT-Prentice Hall.
- Den Hartog, JP. (1956), "Mechanical vibrations," New York. McGraw Hill 4th Edition.
- fib-International Federation for Structural Concrete (2005), "Guidelines for the design of footbridges", *federation international du béton (fib)*, Bulletin 32.

- Gómez, M. (2004), "A new and unusual cable-stayed footbridge at Valladolid (Spain)," *Steelbridge 2004: Symposium international sur les Ponts Métalliques*, Millau, 23-25 June 2004.
- ISO-International Organization for Standardization, (1997), "ISO 2631-1: Mechanical vibration and shock evaluation of human exposure to whole-body vibration part 1, general requirement," *Switzerland: International Organization for Standardization*.
- Martinez, J. and Gómez, M. (2004), "The versatility of Stay Bridges," *Soils and Structures*, 220, 4-5.
- Poncela A., CM. Casado, E. Baeyens and JR. Perán (2007), "Design of devices for protecting civil structures using fixed-order  $H_{\infty}$  control," *Structural Control and Health Monitoring*, 14(2), 239-260.
- SETRA (2006), "Technical Guide: Footbridges. Assessment of Vibrational Behaviour of Footbridges Under Pedestrian Loading", *Service d'Etudes techniques des routes et autoroutes* (reference 0611)
- Soong, TT. and MC. Constantinou (2002), "Passive and active structural vibration control in civil engineering", Springer-Verlag. 1<sup>st</sup> edition.
- Tsai, KC. and GC. Lin (1993), "Optimum tuned mass damper for minimizing steady state response of support excited and damped systems," *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 22(11), 957-973.



*“Passive Control Systems for the Improvement of Dynamical Behaviour of  
Tower Cranes”*

Jesús de Sebastián, Carlos M. Casado, Antolín Lorenzana, Alfonso  
Poncela.

*Proceedings of 4th ECCOMAS Thematic Conference on Smart Structures  
and Material, 2009.*



## Passive control systems for the improvement of dynamical behaviour of tower cranes

J. de Sebastián & C.M. Casado  
*Fundación CARTIF, Boecillo, Valladolid, Spain*

A. Lorenzana & A.V. Poncela  
*Universidad de Valladolid, Valladolid, Spain*

**ABSTRACT:** The application of tuned mass damper (TMD) in the field of the civil engineering has mainly focused on skyscraper, communication towers or bridges. This paper proposes the use of them in tower cranes for the improvement of its dynamical behaviour under daily use loads. We have done simulations for several arrangements of tuned mass dampers (TMD) using a two-dimensional model of a tower crane in order to evaluate the efficiency of these passive control devices.

### 1 INTRODUCTION

Nowadays, structural engineers need to introduce control systems that improve the behaviour (stresses, fatigue resistance, etc.) and comfort (movement sensation, motion sickness, etc.) due to increasing slenderness of modern structures in the last years, fundamentally tall buildings and bridges. At times, oversize the resistant skeleton of the structure is not efficient because it increases mass and cost, and although it reduces displacements of vibratory motion it increases accelerations.

One solution to mitigate this vibratory motion without increase the stiffness of the structure is incorporate systems to dissipate and/or absorb the energy for improving its dynamic response and increasing the structural damping, which generally is low.

Since middle 70s, tuned mass dampers (TMD) have been one of the most used devices to mitigate the vibrations in skyscrapers, towers, bridges, chimneys, etc. The first author who outlined this device was Frahm in 1909, but Den Hartog (1985) was who made the first theoretical developments for the optimum tuned of these systems in simple one degree of freedom structures. After that theory, many researchers as Warburton (1982), Tsai & Lin (1993), Poncela et al. (2007) and so on, have proposed new formulations for the optimum tuning of TMDs in complex structures. These devices have worked very efficiently reducing vibrations induced principally by wind, though also due to tremors, traffic, etc. obtaining improves of structural response from 30 to 50% in terms of setting time and damping ratio.

Compared with the civil structures above mentioned, tower cranes are very slender and flexible structures that have very large vibratory movements due to the action of the wind and the dynamic couplings of the movement of daily use loads (Ju et al. 2006), that determine the resistant design and make the load positioning difficult. In this paper

we evaluate the efficiency to use mass absorbers to reduce the oscillations of a tower crane using simulation software. A simple two-dimensional model of the crane in *Working Model* has been developed using the modal parameters obtained of a finite element model of the crane, which were validated experimentally before. We have simulated the transient behaviour of the crane with different TMDs configurations when we apply to the crane its maximum load in the jib tip.

## 2 MASS DUMPERS IN CIVIL STRUCTURES

Tuned mass dumpers (TMD) are passive systems of vibration absorption, which are composed by a mobile mass joined to the structures by springs and viscous dampers in a simpler diagram (Fig. 1). TMD gets excited when the structure develops movement as response to an external (wind) or internal disturbance, producing an inertial energy transfer from the structure to the mass dumper. The oscillations of the structure are mitigated in minor time, improving the global structural damping. A correct tuned of physical parameters of the TMD, mass and springs and dumper constants, is necessary in order that this device works effectively.

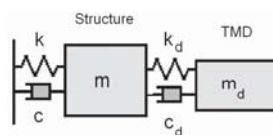


Figure 1. Basic diagram of a TMD connected to a one degree of freedom structure.

There are numerous civil structures equipped with mass dampers, being the buildings the structures that have more number of applications and more spectacular examples, one is the case of the TMD in the Taipei 101 building in Taiwan with a steel pendulous mass of 660Tn. (Haskett et al. 2005). In Constantinou et al. (1998), Fujita (2002) and Tanida (2002), you can check many of the applications of these systems in civil structures, purely passive implementations, and active and semiactive versions of TMD.

The typical TMD system consists of a mobile mass of steel or concrete placed in the highest floors of the building and joined to this one by spring systems, which stiffness constant determines the frequency of oscillation of the mass, and dashpots, where they dissipate the inertial energy transferred by the structure to the TMD. Another constructive diagram consists of hanging the mass of the TMD by articulated bars or wire ropes. This avoids the friction problems present in the previous diagram but space limitations could appear.

The wind induces diverse types of instabilities or aerolastic phenomena (Meseguer et al. 2001) in slender structures and mainly induces bending movements and sometimes torsional ones. Generally, the bigger amplitude movement is due to the first bending mode in the perpendicular plane to the minor inertia axis, and TMD is usually tuned to it. Nevertheless, second bending mode, first bending mode in perpendicular plane and first torsional mode in non symmetrical structures can also be important.

Some modal parameters of the structure at the mode that you try to mitigate, frequency, modal mass and structural damping of vibration, have to be known for a correct tuning of the mass dumper (TMD). The values of mass  $m_d$ , stiffness  $k_d$ , and damping coefficient  $c_d$  for an efficient work of the TMD are calculated using modal parameters of the structure.

Energy dissipation capability of TMD increases with the mass, but masses greater than 1% of modal mass of first mode are not usually placed in buildings and towers due to constructive and economic reasons. The value of damping ratio in slender civil structures is small, generally less than 1.5% (CIRSOC 1982). The above mentioned value is difficultly measurable because it depends on material, joints, wind/structure interaction, etc. A value of 1% might be a good one for TMD calculation, though there has been verified that moderated mistakes in structural damping estimation do not affect the tuned of TMD in excess (low sensibility with regard to this parameter).

### 3 DYNAMIC BEHAVIOUR OF TOWER CRANES

Because of wind and daily use, tower cranes have a very little damped and high amplitude vibratory behaviour, which must be mitigate to improve a fast and precise positioning of load and avoid structural problems or mechanical fatigue.

Multitude of tower cranes with very different characteristics like dimensions, capacities of load, etc. are in the market. Likewise, their dynamic behaviours are very different with a big range of natural frequencies and modal masses. A flat top tower crane with averages characteristics (COMANSA Mod. LC2064) has been chosen in this study. The crane has the following parameters: mast of 38.5 m, jib of 54 m, counterjib of 18 m, counterweight of 17.5 Tn., total weight without counterweight of 48.69 Tn., maximum load capacity of 12 Tn. and tip load capacity of 2.5 Tn.

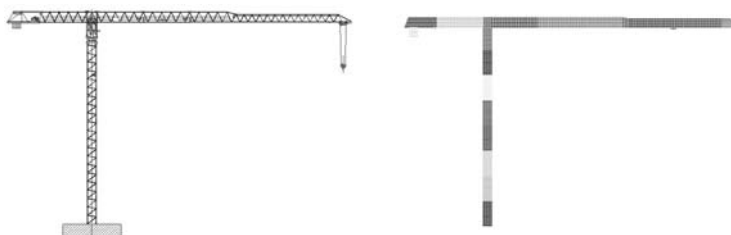


Figure 2. Tower crane chosen for study “COMANSA LC2064”: CAD Design and FEM model

Tower crane in study was monitored using an accelerometer in the top of the mast (Fig. 3). The values of the first two natural frequencies (0.242 Hz and 0.637 Hz) were calculated from the records of crane response to environmental disturbances and free response tests.

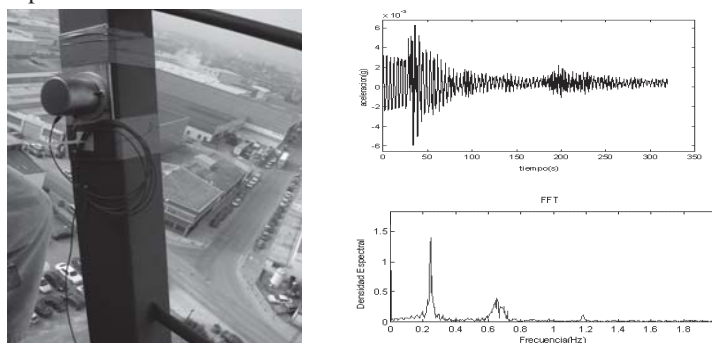


Figure 3. Crane time response and FFT obtained with an accelerometer in the top of the mast.

The knowledge of modal frequency that we want to damp is not enough for calculus of TMD parameters, it is also necessary to know or estimate the modal mass of the structure of the above mentioned mode. The methods of system identification for the estimation of the dynamic characteristics of a structure have been very studied (Juang 1994; Ljung 1999), but the majority of these studies have been focused on dynamic properties, like transfer function and natural frequencies, but the identification of modal masses rarely has carried out (Hwang et al. 2006). A finite elements model has been developed with *COSMOS/M* software to estimate the modal mass of the first modes of the crane, amongst other magnitudes.

#### 4 DESIGN AND SIMULATIONS OF TUNED MASS DAMPERS IN TOWER CRANES

The mass damper role is damping at least one fundamental mode of the structure which it is connected to. The modal parameters of Table 1 have been obtained using the finite elements model which was developed and adjusted with real values of monitoring. These parameters were used to fit a two-dimensional model in *Working Model*. The structural damping ratio is considered negligible (it has been obtained experimentally around 0.7%).

Table 1. Modal parameters of crane with counterweight. (Total mass of crane: 66195 kg).

Mode	Frequency (Hz.)	Modal mass /Total mass
1	0.245	0.531
2	0.727	0.281
3	1.300	0.052
4	3.650	0.007

The aim of the TMD is to damp the modes with largest modal masses: the first bending mode of the mast (mode 1) and the first bending mode of the jib (mode 2). Using a TMD in the top of the mast or a TMD in the tip of the jib seems to be logical to improve the dynamical behaviour.

Horizontal TMDs with mass of 500 to 2000 kg on the mast, and vertical TMDs with mass of 50 to 200 kg on the jib are proposed to use with the aim of not affecting the structural design of mast and jib. We will compare the transient response of the horizontal displacement of the mast top and the vertical displacement of the jib tip with and without TMD to evaluate the improvement of the dynamic response of the crane with TMD, and finally we will measure the relative displacement of TMD with regard to the point of union with the crane.

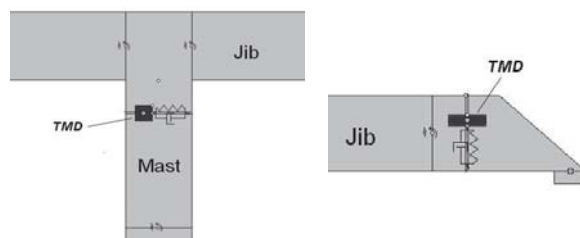


Figure 4. Mast and jib TMDs diagrams.

Proposed mass dampers tuning have been obtained using formulas developed from the minimization of displacement transmissibility function of the structure. These developments can be checked in Connor (2003). The mass damper parameters obtained are shown in Table 2.

Table 2. Optimum TMD parameters.

Mast TMD (mode 1: $f=0.2441\text{Hz}$ , $m=35150\text{kg}$ )				Jib TMD (mode 2: $f=0.7271\text{Hz}$ , $m=18531\text{kg}$ )			
$m_d$ (kg)	$k_d$ (N/m)	$c_d$ (Ns/m)	$f_d$ (Hz)	$m_d$ (kg)	$k_d$ (N/m)	$c_d$ (Ns/m)	$f_d$ (Hz)
500	1135.26	108.12	0.2398	50	1036.55	14.38	0.7247
1000	2192.34	297.68	0.2357	100	2059.21	40.42	0.7222
2000	4091.89	801.24	0.2276	200	4063.53	112.99	0.7174

Improvements in the dynamic response of the crane can be observed in Figure 5 and Fig. 6, with both TMD schemes proposed, horizontal in the mast top and vertical in the jib tip. The most valuable improvement for horizontal TMD placed in the top of the mast is given in the horizontal displacement of mast, whereas the improvement in case of TMD in the jib is in the vertical displacement of jib, which is logical because TMDs have been arranged for this purpose.

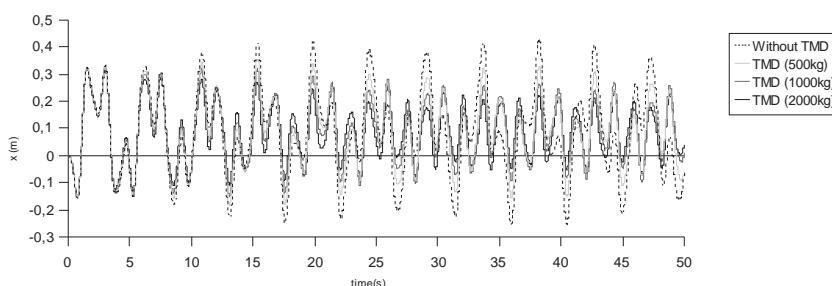


Figure 5. Mast TMD: Horizontal displacement of mast.

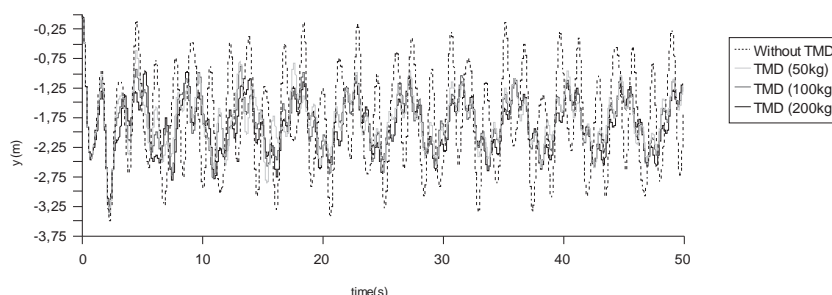


Figure 6. Jib TMD: Vertical displacement of jib.

Spectral analysis of previous mast and jib displacements have been done to emphasize the improvement using both TMDs suggested. The outcomes in Figure 7 show how the two TMDs affect positively to the crane dynamic behaviour increasing the modal damping of the first mode in case of mast TMD and second mode in case of jib TMD. Also we observe how the improvement is higher when TMD mass increases.

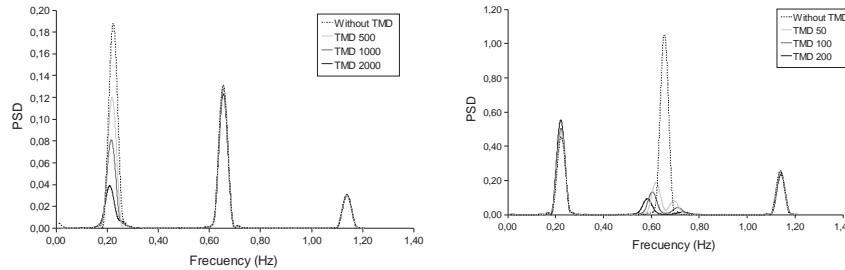


Figure 7. FFTs (a)PSD mast horizontal displacement with mast TMDs, b)PSD jib vertical displacement with jib TMDs.)

The relative displacement of TMDs with regard to the point of union with the crane is another point for assess the efficiency and the suitability of the TMDs, since this gives us a measure of the space that TMD needs to be able to work correctly. Relative displacements for both TMDs with different values of mass are shown in the Figure 8.

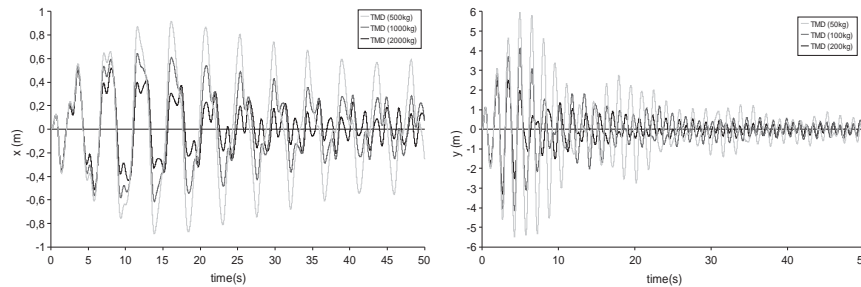


Figure 8. Mast TMDs and Jib TMDs: Relative displacement.

The graphs show that the relative displacement of the TMD is lower when the mass ratio is higher, which agrees with the theoretical outcomes arranged in the bibliography. The values that have been obtained for the TMD in the mast are acceptable, but not the obtained ones for the TMD in the jib, which are almost 6 meters for a TMD of 50kg and 2.5m for one of 200kg. A way of improving these values would be using higher values of mass for the TMD which would reduce the capacity of load of the crane, so the use of passive TMDs in the jib does not seem to be feasible.

After evaluating these two TMD basic schemes, another one was analyzed basing on a common characteristic on all tower cranes, which is having a counterweight with a high value of mass. This mass (total or partial) is appropriate to be used as a mass of TMD system.

The use of whole counterweight like mass of TMD supposes that this one is like the modal mass of the first mode of the structure, in contrast to what happens in applications of mass absorbers in high buildings where mass rate is lower than 1 %. In our case, it supposes 85 % of the modal mass of the first mode of the crane without counterweight, which provide a high dissipation and therefore a high damping if a correct tuning is done. But the use of so many mass in TMD considers the problem of what mechanical dispositions use to allow the movement of a big mass with minimum friction.



The modal parameters of the crane should be calculated depending of what part of the counterweight is jointed to the crane and what part acts as TMD in order to tune the mass of the counterweight acting as TMD. Values of first mode of the crane in case of using whole mass of the counterweight as TMD (17500 kg), only 10000 kg and only 5000 kg are shown in Table 3. A model in *COSMOS/M* was used to obtain the above mentioned values. The results of the parameters of the TMDs tuned to the values of mode 1 are shown in Table 4.

Table 3. Modal parameters of crane with counterweight as TMD.

Counterweight mass as TMD	Frecuency (Hz.)	Total mass of crane	Modal mass /Total mass
17500 kg	0.293	48695 kg	0.452
10000 kg	0.270	56195 kg	0.490
5000 kg	0.257	61195 kg	0.511

Table 4. Optimal parameters of TMDs.

$m_d$ (kg)	$k_d$ (N/m)	$c_d$ (Ns/m)	$f_d$ (Hz)
5000	8916.03	3012.46	0.2125
10000	12675.45	7287.05	0.1795
17500	11088.85	13001.00	0.1267

The dynamic behaviour of the crane is simulated with the two-dimensional model in *Working Mode* and the maximum load in the jib tip. Figure 9 shows an image of the model simulation running. The counterweight mass is jointed to the crane at the counterjib with a spring and a damper.

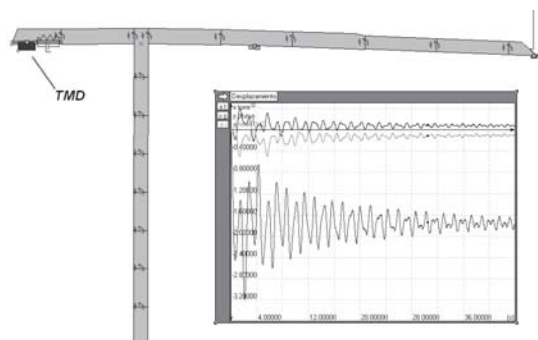


Figure 9. Simulation with a bi-dimensional crane model in *Working Model*.

The values of the horizontal displacement of the mast top and the vertical displacement of the jib tip are shown in Figure 10 and Figure 11 respectively, where improvements in both movements can be appreciated.

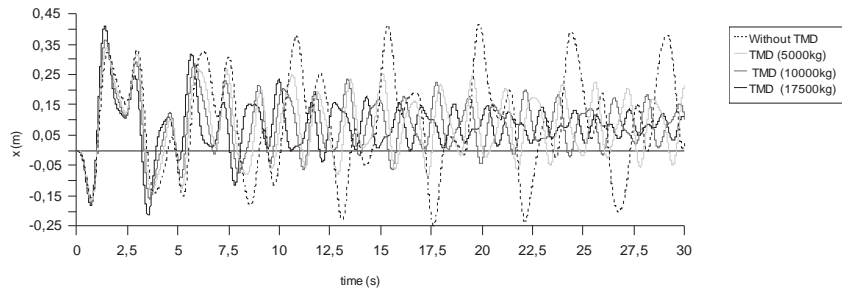


Figure 10. Counterjib TMDs: Horizontal displacement in the tower.

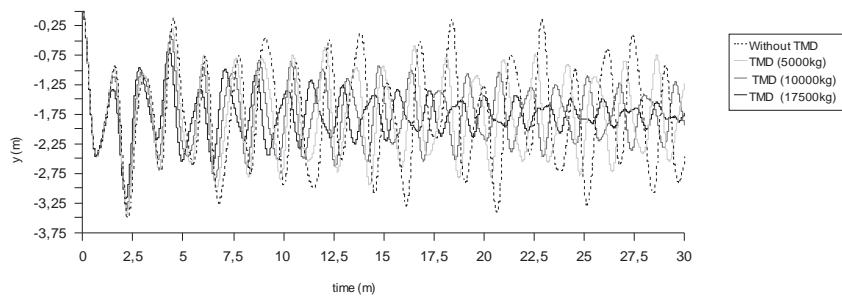


Figure 11. Counterjib TMDs: Vertical displacement in the jib

A great improvement in the first mode and in the second mode which has benefited from a big increase of damping of the first one can be observed in the spectral analysis (Fig. 12). These outcomes can be directly compared with the obtained ones in Figure 7, obtaining the conclusion that the employment of the crane counterweight like TMD improves noticeably the dynamic behaviour of the crane without incorporate additional masses.

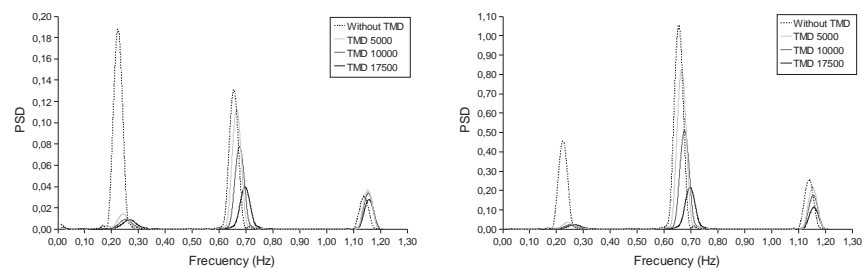


Figure 12. PSDs (a) Horizontal displacement PSD of mast with counterweight TMDs, b) Vertical displacement PSD of jib with counterweight TMDs.)

The relative displacements of the TMDs have lower values due to TMD-structure mass ratio is higher. This reason is another one to consider this solution better than the previous ones.

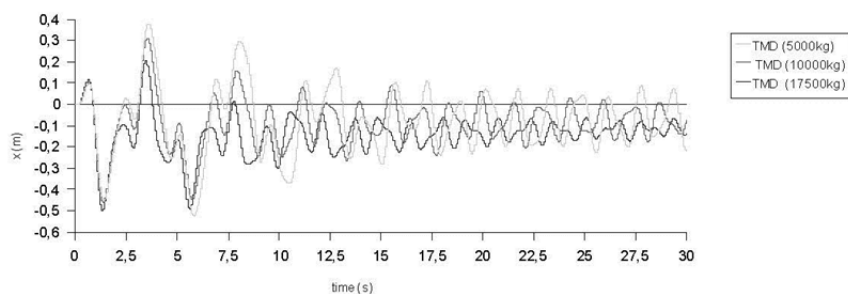


Figure 13. Relative displacement of counterjib TMDs.

Displacement, speed and acceleration maximums or other parameters like damping and settling time can be used to quantify the improvement obtained with these devices. The last ones are more interesting in problems where the real behaviour under a certain excitation is unknown.

The critical damping ratio ( $\xi$ ) of the structure with the different TMDs has been calculated using the following logarithmic decrement ( $\delta$ ) and damping ratio expressions:

$$\text{Ln}[Y_k/Y_{k+N}] = N\delta \quad (1)$$

$$\xi = [N\delta] / [(2\pi N)^2 + (N\delta)^2]^{0.5} \quad (2)$$

Applying these equations to transient response obtained in the simulation, the critical damping values of the tower crane with TMD in mast, TMD in jib and counterweight acting as TMD are shown in the Table 5.

Table 5. Damping with TMDs in crane.

TMD	TMD mass (Kg)	Tuned mode	Mode 1 damping ( $\xi$ (%))	Mode 2 damping ( $\xi$ (%))
Counterweight	17500	1°	10.45	1.64
Counterweight	10000	1°	10.11	0.86
Counterweight	5000	1°	8.49	0.37
Tower	2000	1°	6.35	≈ 0
Tower	1000	1°	3.09	≈ 0
Tower	500	1°	1.69	≈ 0
Jib	200	2°	≈ 0	3.18
Jib	100	2°	≈ 0	2.46
Jib	50	2°	≈ 0	1.64

With these values, we can prove that using the counterweight as mass of the TMD provides the best dynamic behaviour, not only with respect to the fundamental mode to which it has been tuned, with a damping around 10%, also with the second mode by an improvement of the damping about 1.5%. In the cases in which the TMD are placed in the mast and in the jib, the damping is only produce in the mode to which they have been tuned (1.6-6 %), unlike the TMD in the counterweight.

## 5 CONCLUSIONS

Several schemes and locations of mass dampers devices (TMDs) in a tower crane as mechanical vibration absorbers have been proposed and analyzed in this paper. TMDs in the tower and TMDs in the jib have been proposed and evaluated. On the other hand,

taking into account that the tower cranes have a great mass generally in the counterjib like counterweight, this mass has been evaluated as mass absorber (TMD) avoiding the employment of additional masses that might lead to redesign the resistant skeleton of the crane.

The TMD has been tuned using theoretical formulations extracted from the literature and from modal parameters of the crane obtained experimentally and by finite element simulation.

The efficiency of a passive scheme of mass damper as vibration absorber device have been proved using crane with tuned TMD models. Improvements in the damping and the dynamic response of the crane have been obtained.

The use of all or part of the counterweight mass instead the schemes proposed of absorbers in mast and jib like passive mass absorber appears as the best option for improvement of the dynamic of the crane, not being necessary modify the resistant skeleton of the crane and obtaining tolerable relative displacements of the mass of TMD.

#### ACKNOWLEDGEMENTS

The construction company DRAGADOS S.A. and the cranes manufacture company COMANSA have provided us the necessary means without which there had not been possible the accomplishment of these studies. We want to express our gratitude to all persons of these companies that directly or indirectly have collaborated with us.

This research was financially supported by a grant from Junta de Castilla y León (VA019A07).

#### REFERENCES

- Connor, J. J. 2003. Introduction to structural motion control. New Jersey: Prentice Hall. ISBN: 0-13-009138-3.
- Constantinou, M. C., Soong T. T. & Dargush, G. F. 1998. Passive Energy Dissipation Systems for Structural Design and Retrofit. *Multidisciplinary Center for Earthquake Engineering Research*. Monograph Series N°1: Buffalo.
- Den Hartog, J. P. 1985. Mechanical vibrations. New York: Dover Publications. ISBN: 0-486-64785-4.
- Fujita, T. 2002. Progress of applications of active vibration control for buildings in Japan. *Progress in Structural Engineering and Materials*, Volume 4, Issue 4, Pages 353-362.
- Haskett, T., Breukelman, B., Robinson J. & Kottelenberg, J. 2005. Tuned mass dampers under excessive structural excitation. *Report of the Motioneering Inc.* Ontario.
- Hwang, J. S., Kim, H. & Kim, J. 2006. Estimation of the modal mass of a structure with a tuned-mass damper using H-infinity optimal model reduction. *Engineering Structures*, Volume 28, Issue 1, Pages 34-42.
- Ju, F., Choo, Y. S. & Cui, F. S. 2006. Dynamic response of tower crane induced by the pendulum motion of the payload. *International Journal of Solids and Structures*, Volume 43, Issue 2, Pages 376-389.
- Juang, J. N. 1994. Applied System Identification. New Jersey: Prentice Hall. ISBN: 0-13-079211-X.
- Ljung, L. 1999. System Identification: theory for the user. New Jersey: Prentice Hall. ISBN: 0-13-656695-2.
- Meseguer, J., Sanz, A., Perales J. M. & Pindado, S. 2001. Aerodinámica civil. Cargas de viento en las edificaciones. Madrid: McGraw-Hill Interamericana de España. ISBN: 84-481-3332-3.
- Poncela, A., Casado, C., Baeyens, E. & Perán, J. R. 2007. Design of devices for protecting civil structures using fixed-order H-infinity control. *Structural Control and Health Monitoring*, Volume 14, Issue 2, Pages 239-260.
- Reglamento CIRSOC 102-1. 1982. Acción dinámica del viento sobre las construcciones. Construcciones en general, SIREA-Sistema reglamentario argentino para las obras civiles.

- Tanida, K. 2002. Progress in the application of active vibration control technologies to long-span bridges in Japan. *Progress in Structural Engineering and Materials*, Volume 4, Issue 4, Pages 363-371.
- Tsai, H. C. & Lin, G. C. 1993. Optimum Tuned-Mass Dampers for Minimizing Steady-State Response of Support-Excited and Damped Systems. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Volume 22, Issue 11, Pages 957-973.
- Warburton, G. B. 1982. Optimum absorber parameters for various combinations of response and excitation parameters. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, Volume 10, Issue 3, Pages 381-401.



*“Structural Parameters Identification for the Design of Vibration Absorber Systems”*

Carlos M. Casado, Jesús de Sebastián, Alfonso Poncela, Antolín Lorenzana.

*Proceedings of 4th International Conference on Structural Health Monitoring on Intelligent Infrastructures, 2009.*







## Structural Parameters Identification for the Design of Vibration Absorbers Systems

C.M. Casado<sup>1</sup>, J.de Sebastian<sup>1</sup>, A. Poncela<sup>2</sup>, A. Lorenzana<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Fundación CARTIF, Boecillo, Spain

<sup>2</sup> ETSII-Universidad de Valladolid, Valladolid, Spain

### ABSTRACT:

Designing and developing vibration absorber systems for structures, such as passive and semi-active Tuned Mass Dampers, needs knowing some modal properties of the structure, in order to calculate the optimal parameters of these systems.

Modal properties of the structure as fundamental frequencies, mass and damping ratio are necessary for finding passive systems using classical formulation. The identification of the structure resonance frequencies is in general a direct task using spectral analysis but not the evaluation of the modal mass and damping ratio. In this paper, Techniques to identify these parameters, based on Finite Element Model, Experimental Modal Analysis and other experimental techniques proposed in the last years.

In the case of active and semi-active systems, the knowledge of the structure's response (acceleration, velocity, displacement...) in real time is also necessary to apply the control algorithms developed.

Eventually, the application of some of these techniques in the design and development of a Semi-active Tuned Mass Damper for a footbridge is shown.

### 1 INTRODUCTION

Vibration absorber systems, also known as Tuned Mass Dampers (TMD), have been one of the most used vibration mitigation systems in civil structures in the last decades. In general, the operation of these systems is based on adding a secondary vibrating system to a primary vibrating one (civil structure) such that the natural frequency of the secondary system is tuned to the primary system and oscillates to counteract the motion of the primary system. Typically, the mass of the secondary system is only a fraction of the primary system mass. Therefore, by adding only a small amount of secondary mass, the vibration of the primary system can be reduced significantly.

In general, the most widely used Tuned Mass Damper is the passive one. This is because of its feasible operation when it is optimally tuned and some properties as its intrinsic stability. Despite of its good performance, this type of TMD have inherent limitations: a very narrow frequency band of efficiency, the ineffective reduction of non-stationary vibration and the sensitivity problem due to detuning or changes in the modal parameters (mass, frequency) of the



structures. As a consequence of these limitations, the TMD could lose their performance in vibration control.

To overcome these drawbacks, active, hybrid and finally semi-active TMDs have been studied and developed. The active and hybrid systems are based on the introduction of an external source of power to produce additional forces, but the necessity of expensive equipment, high maintenance costs, and high power requirements made them unsuitable in many cases. On the other hand, the semiactive systems based on the use of devices which change its properties with low quantities of energy and low maintenance, represent a real alternative to the passive TMD in the development of future control systems for vibration mitigation in civil structures.

If the TMD design guideline showed in Soong and Constantinou (2002) is followed, the first step of the design procedure is the identification of the dynamic structural properties of the structure. In other words, it is necessary to determine the natural frequency, vibration mass and damping ratio of the structure. Not all these modal parameters are easy to identify accurately, but they are indispensable to obtain an optimal TMD tuning.

In the case of active and semi-active systems in which a real time control is performed, other structure measurements, like the displacement, velocity or acceleration of the structure and TMD, are necessary for a good vibration control implementation.

In the next sections, some classical TMD tuning formulations and control algorithms for the design of passive and semi-active vibration absorber systems and some of the practical techniques used in the identification of structural modal parameters are showed. Finally, some of these techniques have been used in the design of a semi-active tuned mass damper for a footbridge.

## 2 TUNED MASS DAMPER DESIGN

In 1909, Frahm proposed a vibration control device, called dynamic vibration absorber, to reduce the rolling motion of ships, but the fundamentals of the nowadays called Tuned Mass Damper for harmonic vibrations of single-degree-of-freedom structures was established by Den Hartog (1956). With the aim of improving the performance of the passive TMD, active, hybrid and semiactive TMD have been proposed in the last decades.

### 2.1 Passive Tuned Mass Damper

Basically, the classical scheme of a passive TMD is a secondary mass attached to the main mass (structure) by means of springs and dampers. The TMD mass is fixed as a fraction of the structure mass (mass ratio), usually lower than 1%, the stiffness of the springs is fixed to obtain the optimum TMD frequency, and the damper is necessary to ensure the operation of the TMD in a low range of frequencies around the tuning frequency and also to dissipate part of the vibration energy.

The first studies assumed no damping in the structure (main mass) to facilitate the derivations (analytical procedure). In this way, Den Hartog developed closed form expressions of the optimum damper parameters  $f_{opt}$  and  $\xi_{opt}$  which minimize the steady-state response of the main mass subjected to a harmonic excitation. These expressions are the following:

$$f_{opt} = \frac{1}{1 + \mu} \quad (1)$$

$$\xi_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1 + \mu)}} \quad (2)$$



where  $f_{opt}$  is the optimum frequency ratio between the natural frequency of TMD mass and the main mass,  $\xi_{opt}$  is the optimum TMD damping ratio, and  $\mu$  is the mass ratio between the TMD mass and the main mass.

Later, damping in the main mass was included in the analysis. In this case, a numerical optimization of TMD parameters was necessary with the aim of achieving a system with the smallest possible value of its higher response peak. One example of these formulations was the one developed by Tsai and Lin (1993):

$$f_{opt} = \left( \frac{\sqrt{1-0.5\mu}}{1+\mu} + \sqrt{1-2\xi^2} - 1 \right) - (2.375 - 1.034\sqrt{\mu} - 0.426\mu)\xi\sqrt{\mu} - (3.730 - 16.903\sqrt{\mu} + 20.496\mu)\xi^2\sqrt{\mu} \quad (3)$$

$$\xi_{opt} = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)(1-0.5\mu)}} + (0.151\xi - 0.170\xi^2) + (0.163\xi + 4.980\xi^2)\mu \quad (4)$$

where  $\xi$  is the damping ratio of the main mass.

If TMD parameters shift away from their respective optimum values, the response control is expected to degrade. Rana and Soong (1998) studied the TMD detuning effect and concluded that the detuning effect of the frequency ratio parameter ( $f$ ) is more pronounced than that of the TMD damping ratio ( $\xi_{opt}$ ), and the effect of detuning in TMD parameters becomes less detrimental with increasingly structural damping ( $\xi$ ) and/or mass ratio ( $\mu$ ).

From these findings, it can be concluded that the frequency must be identified in a very accurate way, while the damping is not very sensitive to the detuning effect.

## 2.2 Semi-active Tuned Mass Damper

A semi-active tuned mass damper (STMD) is based on the classical TMD scheme where passive devices (springs, dampers) are replaced by variable damping and stiffness devices.

The most used variable damping devices are the magneto-rheological dampers and the variable orifice dampers, while configurable spring systems or shape memory alloys elements are used as variable stiffness devices. A summary of these semi-active systems is presented in Casado (2007).

The semi-active devices are driven by means of controllers, where optimal control algorithms are usually implemented. These controllers govern the semi-active devices in relation to the real-time status (vibration) of the STMD and the structure.

In the next sections, an example of a control algorithm for a semi-active tuned mass damper based on magneto-rheological dampers is presented.

## 3 STRUCTURE MODAL PARAMETERS IDENTIFICATION

As it was shown, the modal parameters necessary in the calculation of the Tuned Mass Dampers parameters are the natural frequency, the vibration mass and the damping ratio of the structure.

Generally, there are two methods for estimating modal parameters: analytical/numerical and experimental. The former are based on the calculations of eigenvectors obtained through finite



element (FE) analysis. The latter are performed by an appropriate data analysis of the response measurements made on a full-scale structure and in some cases the vibration excitation.

The most complete and best way to calculate the modal parameters of a structure is using the experimental modal analysis (EMA), also known as modal testing. This method is based on the analysis of the Frequency Response Functions (FRF) obtained from the measurement of the structure acceleration, velocity and/or displacement and the controlled excitation. In order to perform this technique, the next equipment is necessary: (1) Sensors: generally some accelerometers, (2) Excitation mechanism: unbalance vibration shaker, electro hydraulic shaker, impact hammer... (3) Data analyzer and (4) Experimental Modal Analysis software.

For small structures featuring high natural frequencies and modest testing budgets, hammer testing leading to FRFs may be more appropriate, but excitation by a controlled force produced by an electro dynamic or hydraulic shaker is believed to be a more reliable method.

Despite this method is the most feasible and complete to obtain the modal parameters of the structure, sometimes it requires expensive specialist equipment or it may, in some cases, be impossible to implement practically with the current technology.

Other complete method for the modal parameters estimation, but with a considerable uncertainty level, is the numerical Finite Element Method (FEM). In this case, knowing the characteristics of structural elements, materials and geometry, a FE model of a structure can be developed. After an eigenvalue extraction, performed using the established mass and stiffness properties, structure natural frequencies, mode shapes, damping ratio and modal mass can be determined. Sometimes, the results obtained can contain large errors due to the uncertainties (boundary conditions, material properties...) and modelling of certain key structural and non structural elements, which have the potential to influence significantly on the structure dynamic behaviour.

In some cases, when experimental results are available, the FE model can be updated. This approach is a good help for the future modelling of structures with similar layouts. However, it should be noted that good quality of experimental data and its postprocessing are essential. Generally, FE model updating can be done manually, by trial and error, or automatically, using software developed for that purpose. The level of matching is typically checked by calculating the Modal Assurance Criterion (MAC) and/or the Coordinate Modal Assurance Criterion (COMAC). They represent the degree of correlation between the analytical and the experimental modes of vibration. A discussion of some of these updating methods is presented in Zivanovic (2005).

Apart from these global parameters estimation methods, other methods have been proposed and used to identify the parameters individually.

Natural frequencies are usually determined from spectral plots of response amplitude versus frequency (Spectral analysis). Accelerometers with good resolution and frequency ranges starting from very low frequencies (lower than 0.25 Hz) are necessary to obtain an accurate estimation of the frequencies for usual civil structures. Depending on the frequency of interest, the accelerometers should be placed at points of maximum vibration level for the mode.

A more sophisticated method is the Output-only Modal Analysis or Operational Modal Analysis (OMA). This method, using only the structure response (accelerations) records, is capable of estimating not only the natural frequency but also the mode shapes and the damping ratio without knowing and/or controlling the input excitation. This method is nowadays used for large structures, which are difficult to be excited artificially because of the low frequencies and high masses.

4th International Conference on Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructure (SHMII-4) 2009  
22-24 July 2009, Zurich, Switzerland



In the case of modal mass, several experimental methods are proposed, most of them needing to know the excitation force together with the corresponding vibration response. In the case of light and lively structures like footbridges, Brownjohn (2007) proposed an experimental method based on a single person dynamic excitation of a footbridge and measurements of the corresponding dynamic response. The method involves measurement and post-processing of dynamic (acceleration) responses due to jumping and/or walking at a frequency which excites footbridge resonance of a mode whose modal mass needs to be determined. The post-processing makes use of an existing database of walking and/or jumping forces recorded in the laboratory for various frequencies.

Relating to the damping, the usual way to define it in civil structures is by using the damping ratios defined for each mode separately. Damping represents the energy dissipation in a vibrating structure, which is very convenient because it reduces the structural response near resonance. However, it is hard to predict the value of damping, because of the difficulty of modeling the numerous mechanisms involved. To get a better idea about damping, it is necessary to conduct a testing. In testing it is very important to make the right choice of the excitation which will generate the resonant excitation for the investigated mode. Therefore, frequency content for the excitation force should be chosen carefully.

In general, damping can be obtained using different methods. Related to civil engineering structures, the most used are the time-domain free decay method after the excitation (impulsive or harmonic) stops, also known as decrement logarithm method, the frequency-domain half-power bandwidth method (for the ambient and forced tests) and the time-domain-based random decrement method (for the ambient vibration surveys).

Since damping is the less sensitive parameter in the TMD tuning, sometimes the use of structural damping tables from codes and guidelines is enough to obtain a good set of TMD optimal parameters.

#### 4 PRACTICAL CASE: DESIGN OF A SEMIACTIVE TUNED MASS DAMPER FOR A FOOTBRIDGE

The footbridge of the Science Museum in Valladolid is a 234m structure composed, mainly, of three spans (51.12m, 111.31m and 20.83m) with hexagonal cross-section made of steel tubular beams (figure 1)



Figure 1: Science Museum Footbridge of Valladolid.



A preliminary vibration analysis showed that the 51.12 m span was the liveliest span with maximum vertical acceleration levels close to  $3 \text{ ms}^{-2}$ . Since this value is much higher than the vertical critical accelerations comfort limits [ $0.5\text{-}0.8 \text{ ms}^{-2}$ ] showed in Setra guideline (2006), a passive and a semi-active tuned mass damper was designed for mitigate the vibration in this span.

In order to obtain the modal parameters of the span, a finite element model was developed. The model was updated in a manual way according to the frequency and damping values obtained from the structure response registers. The first vertical and lateral frequencies obtained by spectral analysis were 3.45Hz and 3.25Hz respectively, while the damping ratio of 0.6% for the first mode was obtained using the decrement logarithm method.

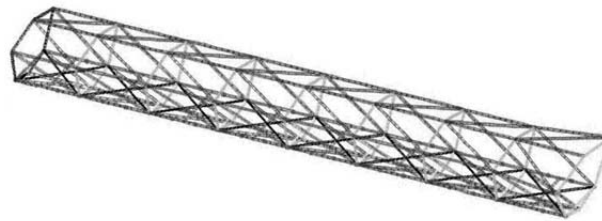


Figure 2: FEM of the footbridge 51m span.

With the aim to fit the FE model frequencies to the experimental ones, it was necessary to modify the boundaries conditions in one side of the span, to obtain a properly simulation of the joints. The modal parameters obtained from the updated model are summarized in the Table 1.

Table 1. FEM parameters of the footbridge span No.2

Mode number	Frequency (Hz)	Mx Modal Mass (Kg)	My Modal Mass (Kg)	Mz Modal Mass (Kg)	Main direction
1	3.35	$\approx 0$	$\approx 0$	19497	Lateral
2	3.45	190.30	23379	$\approx 0$	Vertical
3	5.47	$\approx 0$	$\approx 0$	353.19	Lateral
4	6.99	474.63	155.40	$\approx 0$	Longitudinal
5	7.33	$\approx 0$	$\approx 0$	1332.3	Lateral
6	7.63	3065.6	6.4242	$\approx 0$	Longitudinal

Using the modal parameters for the vertical fundamental frequency (3.45 Hz, 23379 kg and 0.6%), a 200kg passive and a 200kg semi-active TMD were designed by the authors. In the passive case, the Tsai&Lin (1993) formulation was used for the parameters TMD calculation, while the displacement-based, on-off groundhook control (On-off DBG) developed by Koo (2003) was the control strategy used to implement a semi-active TMD. This strategy consists on the use of two damping values ( $c_{on}$ ,  $c_{off}$ ) to adjust the Magneto-Rheological damper, depending on the value obtained in the following expressions:

$$\begin{aligned} x_1 * v_{12} \geq 0 & \quad c_{controllable} = c_{on} \\ x_1 * v_{12} < 0 & \quad c_{controllable} = c_{off} \end{aligned} \quad (5)$$

where  $x_1$  is the absolute vertical displacement of the span and  $v_{12}$  is the relative velocity of the STMD

4th International Conference on Structural Health Monitoring of Intelligent Infrastructure (SHMII-4) 2009  
 22-24 July 2009, Zurich, Switzerland



After the analytical formulation and the numerical optimization were applied, we obtained the passive and semi-active TMD parameters that are summarized in the table 2.

Table 2. Passive and semi-active TMD parameters.

Passive TMD Parameters		Semiactive TMD Parameters	
Mass (Kg)	200	Mass (Kg)	200
Frequency (Hz)	3.41	On state damping (N/ms)	3938
damping (N/ms)	492.03	Off state damping (N/ms)	50
Stiffness (N/m)	91753	Stiffness (N/m)	87709

In figure 3, the comparison between the transmissibility peaks obtained with a SDOF model of the structure (span) without damping devices, with passive TMD and with semi-active TMD based on an On-Off DBG control strategy is presented. The results show how the performance of a semi-active TMD is quantitatively higher than the obtained with a passive TMD of the same mass.

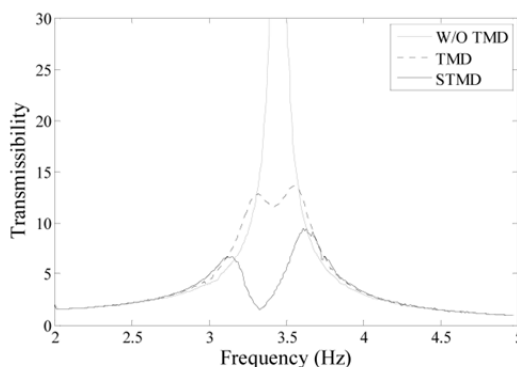


Figure 3: Transmissibility peak comparison.

The free-decay responses obtained in the span without absorber systems (Figure 4), and when the passive TMD prototype was temporarily installed in the footbridge span were similar to those obtained in the simulations. Therefore, it can be concluded that the span modal parameters calculated are close to the real ones.

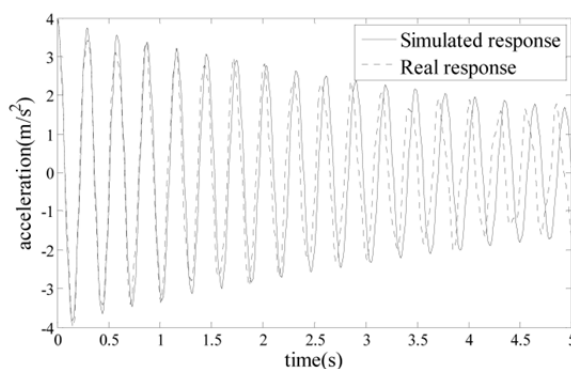


Figure 4: Simulated and real free-decay response of the 51m span.



## 5 CONCLUSIONS

In this paper a brief discussion for the design of passive and semiactive tuned mass damper techniques have been showed. Also a summary of the usual techniques used for the identification of the modal parameters in the civil structures is presented. Finally, a practical study for the design of a passive and a semi-active tuned mass damper for the reduction of the vibration in footbridge have been done. In this study some of the modal parameters identification techniques and the showed in the first sections have been used.

## ACKNOWLEDGEMENTS

This research was financially supported by a grant from Ministerio de Educación y Ciencia of Spain (PCT-380000-2007-4) and a grant from the Ministerio de Fomento of Spain (C16/2006). In addition, the authors would like to express their appreciation to the Science Museum personnel for their support.

## REFERENCES

- Brownjohn, JMW, Pavic, A. 2007. Experimental methods for estimating modal mass in footbridges using human-induced dynamic excitation. *Engineering Structures*, 29: 2833–2843.
- Casado, CM, Cárdenas, C, Poncela, 2007. Civil structures protection strategies based on semi-active tuned mass damper. Proceedings of 2<sup>nd</sup> Experimental Vibration Analysis of Civil Structures. Oporto. pp: 689-696.
- Casado, CM, de Sebastián, J, Poncela, Lorenzana, A. 2008. Design of a semi-active tuned mass damper for the science museum footbridge of Valladolid. Proceedings of 4th European Conference on Structural Control. San Petersburg. pp: 125-132.
- Den Hartog, JP. 1956. Mechanical vibration 4<sup>th</sup> Edition, New York. McGraw Hill
- Koo J.H. 2003 Using Magneto-Rheological Dampers in Semi-active Tuned Vibration Absorber to Control Structural Vibrations, *PhD. Dissertation*, Blacksburg, Virginia, USA.
- Rana, R, Soong, TT. 1998. Parametric study and simplified design of tuned mass damper. *Engineering Structures* 20:193–204.
- SETRA. 2006. Technical Guide: Footbridges. Assessment of Vibrational Behaviour of Footbridges Under Pedestrian Loading, Service d'Etudes techniques des routes et autoroutes (reference 0611)
- Soong, TT, Constantinou, MC. 2002. Passive and active structural vibration control in civil engineering. 1<sup>st</sup> edition, New York: Springer-Verlag.
- Tsai, KC, Lin, GC. 1993. Optimum tuned mass damper for minimizing steady state response of support-excited and damped systems. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 22:957–973.
- Zivanovic, S, Pavic, A, and Reynolds, P. 2005. Vibration serviceability of footbridges under human-induced excitation: a literature review. *Journal of Sound and Vibration* 279:1–74.



*“Design of a Semi-active Tuned Mass Damper for the Science Museum  
Footbridge of Valladolid”*

Carlos M. Casado, Jesús de Sebastián, Alfonso Poncela, Antolín  
Lorenzana.

*Proceedings of 4th European Conference on Structural Control, 2008.*



---

## DESIGN OF A SEMI-ACTIVE TUNED MASS DAMPER FOR THE SCIENCE MUSEUM FOOTBRIDGE OF VALLADOLID

**Eng. C. M. Casado, Eng. J. de Sebastián**

*Fundación CARTIF. Parque Tecnológico de Boecillo, Parcela 205.  
47151 Boecillo-Valladolid. SPAIN  
carcas@cartif.es, jesseb@cartif.es*

**Ph.D A. V. Poncela, Ph. D. A. Lorenzana**

*ETSII-University of Valladolid. C/ Paseo del cauce s/n. 47011  
Valladolid, SPAIN  
poncela@eis.uva.es, ali@eis.uva.es*

*In this paper the authors show the steps done for the design of a semi-active tuned mass damper for a 51m steel span of the Science Museum Footbridge of Valladolid. These actions included the identification of the modal parameters of the footbridge by structural monitoring and FEM modelling, the mechanical design of a passive mass damper and a semi-active one based on magneto-rheological dampers. Finally, the prototype and some real test done in the footbridge are shown.*

**Keywords:** Footbridge, semi-active TMD, vibration, FEM, MR damper.

### Introduction

The actual trend of civil engineering structures such as tall buildings, towers, large span bridges or footbridges is to be lighter and more flexible. A consequence of this tendency is the vibrations that the structures undergo when are subjected to big or moderate loads like environmental loads or daily use loads. This is the case shown in this paper where a footbridge experience a noticeable vibration induced by the action of pedestrians. Until now the passive tuned mass damper has been shown as a suitable vibration absorber for this kind of structures. In this paper a design of a semi-active tuned mass damper is proposed with the aim of improve the performance of the passive counterpart.

## 1 Footbridge Description

The footbridge of the Science museum in Valladolid is a 234m structure composed of three hexagonal steel tubular prism spans of 51.12m (span n°2), 111.31m (span n°3) and 20.83m (span n°4) and a white concrete span. The longest steel span has a singular external cabling system involved longitudinal and hexagonal prestressing, while the other two steel spans are only set up by the steel tubes.

The external cabling system has both aesthetical reasons; the original design by the architect José Rafael Moneo in collaboration with Enrique de Teresa was based on the form of a fish basket, as structural reasons; the two frames connect by means of tubular ribs which maintain the shape of the cables and increase their eccentricity.

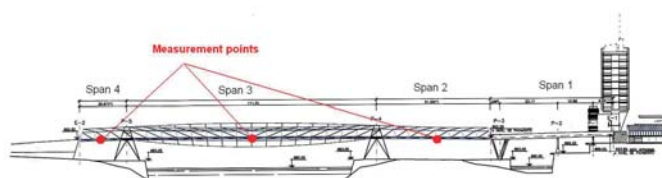


**Figure 1:** Science museum footbridge of Valladolid

## 2 Vibration Measurement

Depending on the environmental conditions and especially in the number and the way in what people use the footbridge (walking, running, riding bike...) the three steel spans undergoes vertical vibrations that goes from noticeable to uncomfortable levels clearly exceeding the comfort threshold of the most codes as it can be seen in the SETRA guideline [1].

With the aim of quantify the level of these vibrations and to know the modes and damping of the three steel spans, the vibration of the footbridge were registered using accelerometers in the centre of the three steel spans. Both vertical and lateral vibration direction was recorded.



**Figure 2:** Accelerometer placement in the footbridge

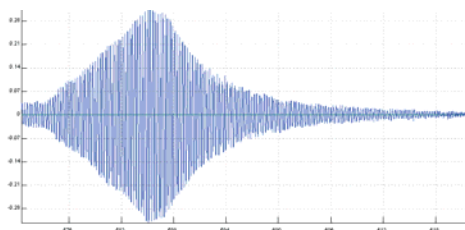
The main modes of the three steel spans obtained from the spectral analysis of ambient vibration registers are summarized in the table 1.

**Table 1:** Main modes of the three steel spans

Span nº	Direction	Mode (Hz)
2	Vertical	3.45
2	Lateral	3.25
3	Vertical	4.68
3	Lateral	6.69
4	Vertical	8.40
4	Lateral	10.89

In a preliminary study is concluded that the steel span nº.2 of 51.3m undergoes the biggest acceleration levels, has a well-defined fundamental mode around 3.45 Hz and is the more easily excitable span. Therefore, from now on, the studies and design of the vibration absorber will be focused in this span.

The damping of this span around 0.6% was calculated using the logarithmic decrement method of forced vertical acceleration. The forcing load used in this study was a person of about 100kg jumping at a frequency around 3.5 Hz which excites footbridge resonance.



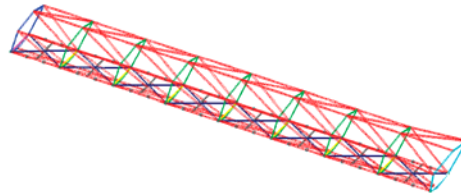
**Figure 3:** Steel span nº2 forced dynamic response

These registers are suitable to be used to calculate the fundamental modal mass of the span n°2 using the technique developed by Brownjohn and others [2] based in human dynamic excitation. Unfortunately is necessary to have a previous laboratory load test to be able of use this technique.

Nowadays is foreseen the installation of a semi-permanent monitoring system with accelerometers, strain-gauges, wind speed and direction sensor, temperature sensors and cameras to study in a more deeply way the dynamic response of the footbridge.

### 3 Finite Element Model

In this section the finite element model of the steel span n°2 is showed. The Finite Element Model (FEM) was fitted in a non-systematic way according to the frequency and damping values obtained from the registers analysis. The aim of the FEM building was to get the fundamental modal mass and the stress study of the span. In the figure 4 the FEM of the span n°2 is shown.



**Figure 4:** FEM of the footbridge span n°2

The parameters of the more predominant modes obtained with the fitted FEM is shown in the next table:

**Table 2:** FEM parameters of the footbridge span n°2

Mode number	Frequency (Hz)	Mx Modal Mass (Kg)	My Modal Mass (Kg)	Mz Modal Mass (Kg)	Main direction
1	3.35	≈ 0	≈ 0	19497	Lateral
2	3.45	190.30	23379	≈ 0	Vertical
3	5.47	≈ 0	≈ 0	353.19	Lateral
4	6.99	474.63	155.40	≈ 0	Longitud.
5	7.33	≈ 0	≈ 0	1332.3	Lateral
6	7.63	3065.6	6.4242	≈ 0	Longitud.

In the table, the mode number 2 is the fundamental mode in vertical direction.

At this point we have the enough modal parameters of frequency (3.45 Hz), modal mass (23379Kg) and damping (0.6%) to design the vibration absorber.

#### 4 Tuned Mass Damper and Semi-active Tuned Mass Damper Design

In this section, firstly a passive tuned mass damper is calculated taking into account the modal parameters obtained in the before sections, and finally a semi-active tuned mass damper is proposed.

In the design of a tuned mass damper for the span n°2 of the science museum footbridge the Tsai&Lin formulation shown in Connor [3] is used. With respect to the mass of the TMD, it has been chosen looking for a mass ratio around 1%. With this premise a three set of TMD parameters have been calculated for 150, 200 and 250kg respectively.

**Table 3:** Passive TMD parameters

TMD mass (Kg)	TMD frequency (Hz)	TMD stiffness (N/m)	TMD damping (N/m)	Equivalent Damping Ratio (%)
150	3.42	69204.97	321.42	4
200	3.41	91753.01	492.03	3.7
250	3.40	114050,20	684.23	3.4

The equivalent damping of 3.7% has been considered an enough improvement in the span n°2 damping. Therefore the 200kg TMD was chosen to be physically implemented in a following phase and shown in the next section.

To improve the performance and robustness of this passive mass damper, different alternatives summarized in Casado and others [4] were studied and a semi-active TMD proposal based on the use of magneto-rheological damper was chosen to be implemented.

The idea was to use the passive TMD structure and to replace the hydraulic dampers by magneto-rheological ones with the damping parameters obtained from the chosen control strategy.

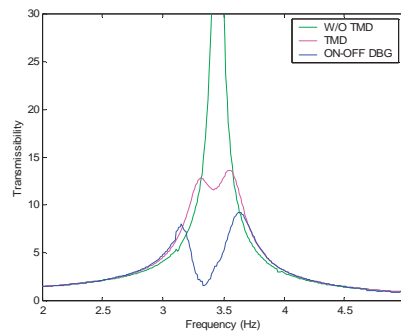
For the control strategy, the authors used the studies of Koo ([5],[6]). These algorithms are based on a groundhook control scheme and are divided in four cases: (1) Velocity-based, on-off groundhook control (On-off VBG), (2) Velocity-based, continuous groundhook control (Continuous VBG), (3) Displacement-based, on-off groundhook control (On-off DBG) and (4) Displacement-based, continuous groundhook control (Continuous DBG). The best performance was obtained using the third strategy (On-off DBG). This

strategy consists on the use of two damping values ( $c_{on}$ ,  $c_{off}$ ) depending on the value obtained in the next expressions:

$$\begin{aligned} x_1 * v_{12} \geq 0 \quad c_{controllable} &= c_{on} \\ x_1 * v_{12} < 0 \quad c_{controllable} &= c_{off} \end{aligned}$$

(where  $x_1$  is the absolute vertical displacement of the span and  $v_{12}$  is the relative velocity of the semi-active TMD)

In the next figure a comparison between the transmissibility peak obtained with the structure without damping devices, with a passive TMD and with the semi-active TMD based on a On-Off DBG control strategy is shown.



**Figure 5:** Transmissibility peak comparison.

The parameters obtained by the On-Off DBG strategy are summarized in the next table:

**Table 4:** Initial values and parameters range for On-Off DBG optimization routine

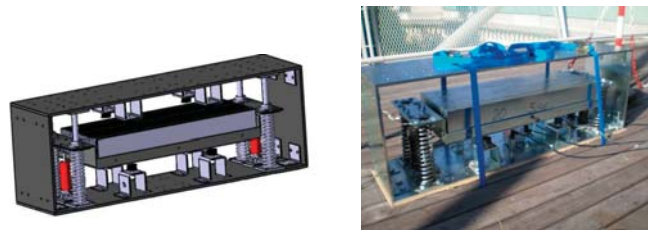
Parameters	Initial value	Parameters range	Final value
Mass (Kg)	200	-	200
On state damping (N/ms)	3500	[600, 10000]	3938
Off state damping (N/ms)	100	[50, 600]	50
Stiffness (N/m)	100000	[75000, 150000]	87709

### 5. Physical Implementation

At this time, only a passive TMD has been implemented. The design took into account the parameters obtained in the section before and the space limitation under the footbridge deck.



The passive TMD consists of a configurable mass system, four springs and two simple hydraulic dampers. In a first stage the passive system was designed in such way that the movement of the mass was guided by means of 4 axes (figure 6). After laboratory tests in what the malfunctioning of the system because of the friction or lack of parallelism in the axes cause an undesirable non controlled damping, it was decided to dispense with the axes and to replace the springs for a same vertical stiffness value and bigger lateral stiffness values springs.

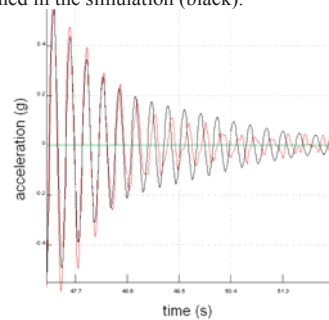


**Figure 6:** Passive TMD design and test in the span n°2

The prototype was tested in the laboratory and in the footbridge. The tests in the footbridge were done placing the passive TMD above the footbridge deck in the centre of the span No.2. The TMD was attached to the footbridge by means of a ratchet straps as it can be seen in the figure 6.

In the same way as in the identification modes tests, the footbridge was excited by a man jumping. In these tests the acceleration of the span and the acceleration and relative displacement of the TMD mass was recorded.

The first analysis of the records shows that the test outcomes fit with those obtained in the simulations. This can be seen in the figure 7 in what the span n°2 decrement movement (red) after the action of the forcing load is very accurate to the movement obtained in the simulation (black).



**Figure 7:** Experimental test and simulation comparison.

Nowadays the semi-active implementation is foreseen with the choice of the most suitable magneto-rheological dampers, the sensors and the controller to hold the different control strategies.

### Conclusions

In the paper the consecutive steps done in the design of a semi-active tuned mass damper for the span nº2 of the science museum footbridge of Valladolid are shown. Experimental tests for the modal parameters identification, finite element model of the span nº2, calculation of passive tuned mass dampers, and the design of a semi-active tuned mass damper based on magneto-rheological devices and groundhook control strategies have been done. Finally, a physical implementation of a passive tuned mass damper is done showing accurate results with the theoretical studies. In spite of the lack of the semi-active physical implementation the authors concluded that the semi-active tuned mass damper could be considered as a real and a more robustness alternative to the passive ones.

### Acknowledgements

This research was financially supported by a grant from Ministry of Education and Science of Spain (PCT-380000-2007-4) and a grant from Public Works Ministry of Spain (C16/2006). In addition the authors would like to express their appreciation to science museum personnel for their support.

### References

- [1] SETRA. Technical Guide: Footbridges. Assessment of Vibrational Behaviour of Footbridges Under Pedestrian Loading, Service d'Etudes techniques des routes et autoroutes (reference 0611), 2006
- [2] Brownjohn J.M.W. and Pavic A., Experimental Methods for Estimating Modal Mass in Footbridges Using Human-Induced Dynamic Excitation, *Engineering Structures*, Vol. 29, p. 2833–2843, 2007
- [3] Connor, J.J., *Introduction to structural motion control*, MIT-Prentice Hall, 2003
- [4] Casado C. M., Cárdenas C. and Poncela A., Civil Structures Protection Strategies Based on Semi-active Tuned Mass Damper, *Proceedings of EVACES 07*, Oct. 24-26, Porto, Portugal, 2007
- [5] Koo J.H., Ahmadian M., Setareh M. and Murray T.M., A Robust Semi-active Tuned Vibration Absorbers for Reducing Vibrations in Force-excited Structures, *Proceedings of IMECE 2002*, Nov. 17-22, New Orleans, LA, USA, 2002
- [6] Koo J.H., Using Magneto-Rheological Dampers in Semi-active Tuned Vibration Absorber to Control Structural Vibrations, *PhD. Dissertation*, July 2003, Blacksburg, Virginia, USA, 2003