



Universidad de Valladolid

ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

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

TESIS DOCTORAL:

**SIMULACIÓN NUMÉRICA DE LA
TRANSMISIÓN INDIRECTA ESTRUCTURAL Y DE
LA TRANSMISIÓN DEL RUIDO DE IMPACTOS EN
EDIFICIOS**

Presentada por Jesús Magdaleno Martín para optar al
grado de
Doctor por la Universidad de Valladolid

Dirigida por:
M^a ÁNGELES MARTÍN BRAVO
JOSÉ M^a GARCÍA TERÁN

Valladolid, 2015

Dicebat Bernardus Carnotensis nos esse quasi nanos, gigantium humeris incidentes, ut possimus plura eis et remotiora videre, non utique proprii visus acumine, aut eminentia corporis, sed quia in altum subvenimur et extollimur magnitudine gigantea (ca. 1130).

Decía Bernardo de Chartres que somos como enanos sentados sobre los hombros de gigantes. Vemos más cosas que los antiguos y más lejanas, pero ello no se debe a la agudeza de nuestra vista ni a la altura de nuestra talla, sino tan solo a aquellos que nos levantan y nos proyectan a lo alto desde su altura gigantesca (ca. 1130).

Juan de Salisbury (Metalogicon 1159, III, 4)

If I have seen further it is by standing on the shoulders of Giants.

Isaac Newton, letter to Robert Hooke (5 February 1675)

RESUMEN

El diseño y construcción de edificios con un comportamiento acústico adecuado es una tarea a la que se están dedicando muchos esfuerzos de investigación, puesto que se están desarrollando modelos de predicción del comportamiento acústico que son más eficientes y precisos, tanto para los edificios en su conjunto, como para sus componentes.

El método de los elementos finitos (FEM, *Finite Element Method*) es una herramienta ampliamente utilizada en ingeniería para simular algunos fenómenos físicos cuando la resolución analítica no es abordable, por ejemplo por la complejidad geométrica del problema. De esta forma se disminuye la necesidad de ensayos, que resultan especialmente costosos, con equipos altamente especializados, y que alargan mucho el tiempo de desarrollo de nuevas soluciones constructivas. La aplicación de códigos de elementos finitos para el cálculo de las transmisiones del sonido en edificios, puede facilitar la realización de proyectos, contribuyendo a la mejora de la predicción del comportamiento acústico, facilitando el cumplimiento de la normativa y permitiendo el uso de menos recursos económicos y medioambientales.

En esta tesis se ha investigado la aplicación de códigos de cálculo por el método de los elementos finitos en la simulación numérica de dos problemas vibroacústicos en edificios: la transmisión indirecta estructural (transmisión por flancos), mediante la determinación del índice de reducción de vibraciones, y la transmisión del ruido de impactos, mediante la determinación de la reducción del nivel de presión del ruido de impactos.

Para ello se ha realizado una revisión de las líneas de investigación abiertas, la normativa aplicable y las publicaciones científicas relacionadas con los diferentes enfoques del problema. Se han incluido los fundamentos teóricos más relacionados con los desarrollos de esta tesis, siguiendo el enfoque incorporado en la normativa vigente, para que dichos desarrollos estén orientados a su aplicación práctica. También se han desarrollado los conceptos relacionados con el análisis por el FEM en vibroacústica, prestando especial atención a los procesos de verificación y validación de los resultados, usados con el fin de valorar la fiabilidad, las limitaciones, las debilidades y las incertidumbres de las simulaciones computacionales.

Respecto a los desarrollos realizados, se ha empezado por analizar problemas simples, como las uniones de barras en L, pasando a estudiar uniones de placas en L, e incorporando capas flexibles. A continuación se estudian aplicaciones relacionadas directamente con la normativa vigente, calculando el índice de reducción de vibraciones de una unión en cruz vertical y la reducción del nivel de presión del ruido de impactos mediante suelos flotantes.

La respuesta vibroacústica obtenida mediante modelos FEM, en el caso de barras unidas en L, se ha evaluado mediante la determinación de la diferencia de nivel de velocidad entre el elemento excitado y el elemento no excitado, como estimación de la transmisión acústica a través de los elementos. Se ha prestado especial atención a la información sobre las mallas y los modos propios de vibración. Además, se ha realizado un proceso de validación de los resultados, incluyendo análisis de convergencia y medidas experimentales.

También se ha analizado la respuesta vibroacústica obtenida mediante modelos FEM en el caso de placas unidas en L, mediante la determinación de la diferencia de nivel de velocidad entre el elemento excitado y el elemento no excitado. Se ha analizado la influencia de diferentes tipos de geometría, características del material, mallas y la incorporación de una capa elástica. Los resultados se han validado utilizando medidas experimentales y comparando diferentes modelos de cálculo.

Se ha estudiado la aplicación del FEM para el cálculo del índice de reducción de vibraciones de una unión en cruz, tomando como referencia las normas EN ISO 10848-1 (2007), EN ISO 10848-4 (2011), EN ISO 10140-5 (2011) y EN 12354-1 (2000). Se analizaron diferentes espesores, condiciones de excitación y otros parámetros.

Por último, se ha analizado la respuesta al ruido de impactos en los suelos mediante modelos con mallas de elementos 2D y de elementos 3D. También se ha estudiado la reducción del nivel de presión de ruido de impactos mediante modelos de elementos finitos, tomando como referencia el modelo de ensayo descrito en la norma EN ISO 16251-1 (2015). Se ha utilizado, entre otras, una excitación tipo máquina de martillos normalizada.

El uso de modelos FEM con elementos 2D ha resultado adecuado, lo que permite abordar problemas en frecuencias más altas, con menor esfuerzo computacional. El proceso de validación y calibración ha permitido dar fiabilidad al modelo FEM adoptado, valorando su diferencia con las medidas experimentales y con otros modelos FEM.

La aproximación obtenida con los modelos FEM ha sido buena, comparada con otros estudios, y se podrían utilizar estos modelos para evaluar la influencia de otros parámetros en la diferencia de nivel de velocidad, el índice de reducción de vibraciones, o la reducción del nivel de presión de ruido de impactos.

El procedimiento seguido permite realizar estudios sobre los parámetros involucrados en la transmisión vibroacústica sin utilizar de forma intensiva modelos físicos, que suelen ser más costosos y lentos. Además, permite detectar algunos problemas, antes de construir las instalaciones de ensayo, y realizar comprobaciones cruzadas entre los resultados experimentales y numéricos, para dar mayor fiabilidad a los mismos.

ABSTRACT

The design and construction of buildings with suitable acoustic performance is a task to which many research efforts are being devoted. Building acoustic prediction models are being developed to be more efficient and accurate for both buildings and their components.

The finite element method (FEM) is widely used in engineering for the simulation of physical phenomena when the analytical solution is not available, for example by the geometric complexity of the problem. Thus, FEM reduces the need for experimental tests which are especially costly, use specialized equipment and lengthen the development time of innovative solutions. The application of finite element codes to the calculation of sound transmission in buildings can facilitate the implementation of projects, improving the prediction of the acoustic performance, facilitating compliance to standards and contributing to improving the quality of life and comfort, with a better performance and using fewer economic and environmental resources, thus contributing to sustainability.

This thesis investigates the application of a finite element code in two vibroacoustic problems in buildings: indirect structure-borne transmission, by determining the vibration reduction index, and impact sound transmission, by determining the impact sound pressure level reduction.

For this, it is carried out a review on the lines of research, applicable legislation and scientific publications related to the different approaches to the problem. Theoretical basis closely related to developments of this thesis are included, following the current regulations approach. In this manner, developments are oriented to a practical application. The concepts related to vibroacoustic analysis using FEM are also developed. A special attention has been paid to the processes of verification and validation of the results, in order to assess the reliability, limitations, weaknesses and uncertainties of the computer simulations.

Regarding the developments made, it has begun by analyzing simple problems, such as L-junction beams. Afterwards, it is continued studying L-shaped plates, and incorporating flexible interlayers. Finally, applications directly related to the standards are studied, calculating the vibration reduction index of a vertical cross-junction and the impact sound pressure level reduction of a floating floor.

In the case of L-junction beams, vibroacoustic response using FEM models has been evaluated by determining the velocity level difference between the source element and the receiving element, as an estimation of the acoustic transmission. This analysis has paid special attention to the information on the finite element mesh and the modes of vibration. In addition, a validation

process of the results has been performed, with convergence analysis and experimental measurements.

The vibroacoustic response obtained through FEM models has been analyzed, in the case of L-shaped plates, by determining the velocity level difference between the source plate and the receiving plate. The influence of different types of geometry, material properties, mesh and the incorporation of an elastic layer have been studied. The results have been validated using experimental measurements and comparing different methods of calculation.

The application of FEM to calculate the vibration reduction index of a vertical cross-junction has also been studied, with reference to standards EN ISO 10848-1 (2007), EN ISO 10848-4 (2011), EN ISO 10140-5 (2011) and EN 12354-1 (2000). Different thicknesses, excitation conditions and other parameters were analyzed.

Finally, the impact sound insulation of floors was analyzed by models with 2D and 3D elements. The impact sound pressure level reduction of a floating floor has also been studied, using FEM, with reference to the test described by standard EN ISO 16251-1 (2015). A type ISO tapping machine excitation was used, among others.

The use of FEM models with 2D elements proved to be adequate. This eases the analysis at higher frequencies with less computational effort. The validation and calibration process of the FEM model has increased the reliability of the results, assessing their difference with experimental measurements and other FEM models.

A good approximation has been obtained with the FEM models, compared to other studies, and these models could be used to assess the influence of other parameters in the velocity level difference, the vibration reduction index or the impact sound pressure level reduction.

The procedure allows studies on the parameters involved in the vibroacoustic transmission, with a reduced use of physical models, which are usually more expensive and time consuming. In addition, some problems before constructing testing facilities can be detected, and cross comparison between experimental and simulation results leads to an increase in reliability.

AGRADECIMIENTOS

Esta tesis no hubiera sido posible sin apoyarme en los hombros de muchos “gigantes”, de acuerdo con el sentido de la frase atribuida a Bernardo de Chartres por su discípulo, Juan de Salisbury, y utilizada por muchos eminentes científicos, como Isaac Newton en una carta a Robert Hooke. Aunque no puedo citar a todos mis “gigantes”, no dejaré de citar a algunos de ellos, aún a riesgo de que la memoria me falle.

No debo dejar de reconocer que Maruchi ha sido la clave sin la que esta tesis no habría existido. Sigues dando ejemplo de tu compromiso con la Universidad y con la Escuela. También agradezco a José María la ayuda prestada.

Tampoco hubiera sido posible este trabajo sin Jaime Ramis. Gracias. También agradezco a Enrique Segovia su colaboración. Agradezco a María Machimbarrena su ayuda y disposición.

El camino recorrido ha sido largo, y de agradecer a Ángel Rebotó que me permitiera iniciarlo y que me acompañase y formase en mis primeros años. Tu dedicación a la Politécnica ha sido ejemplar. Allí tuve la suerte de coincidir con otros profesores que también me han servido de referencia, como Nicolás G. Tapia, Jesús G. Babón, Antonio Ventura y otros, algunos de los cuales ya no están entre nosotros.

También han resultado un apoyo imprescindible los que me han acompañado estos años como Urbano, Gabi, Estrella, Rico, Mansilla...

ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN	i
ABSTRACT	iii
AGRADECIMIENTOS	v
ÍNDICE DE CONTENIDOS	vii
ÍNDICE DE FIGURAS	xi
ÍNDICE DE TABLAS	xvii
LISTADO DE SÍMBOLOS	xix
1. INTRODUCCIÓN	1
1.1. Antecedentes y justificación.....	1
1.2. Objetivos	8
1.3. Estructura de la tesis doctoral.....	9
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	11
2.1. Transmisión del sonido en edificación	11
2.2. Análisis estadístico de energía (SEA)	15
2.3. Radiación acústica de superficies vibrantes.....	19
2.3.1. Conceptos previos.....	19
2.3.2. Radiación acústica en placas	23
2.3.3. Frecuencia crítica	26
2.3.4. Cálculo de la potencia acústica radiada mediante la medición de la velocidad	27
2.4. Vibraciones en placas sobre apoyos elásticos.....	29
2.4.1. Modelo de material elástico entre superficies de alta rigidez	29
2.4.2. Modelos de cálculo de placas sobre apoyos elásticos	31
2.5. Propiedades de los materiales.....	36

2.5.1. Propiedades físicas y elásticas	36
2.5.2. Amortiguamiento	38
2.5.3. Rigidez dinámica	44
2.6. Aislamiento acústico a ruido aéreo entre recintos	48
2.7. Aislamiento acústico a ruido de impactos entre recintos	51
2.7.1. Determinación del aislamiento acústico a ruido de impactos entre recintos	51
2.7.2. Medida del nivel de presión acústica de impactos normalizado	54
2.7.3. Máquina de martillos normalizada	56
2.8. Caracterización de la transmisión indirecta estructural o por flancos	57
2.9. Índice de reducción de vibraciones (K_{ij})	61
2.9.1. Definición y condiciones de uso de K_{ij}	61
2.9.2. Medida en laboratorio de K_{ij}	63
2.9.3. Requisitos generales de las instalaciones para la medida de K_{ij} en laboratorio	67
2.9.4. Determinación de K_{ij} mediante datos empíricos	68
2.9.5. Tiempo de reverberación estructural (T_s)	69
2.10. Reducción de ruido de impactos mediante suelos flotantes	72
2.11. El análisis por Elementos Finitos en vibroacústica	79
2.11.1. Conceptos previos sobre el FEM	79
2.11.2. Modelo matemático para el análisis dinámico con el FEM	81
2.11.3. Tipos de elementos	83
2.11.4. Especificación de la malla	84
2.11.5. Materiales, condiciones de contorno y paso de tiempo	87
2.12. Verificación y validación	90
2.12.1. Verificación y validación en el FEM	90
2.12.2. Calibración y actualización de modelos (<i>model updating</i>)	95
3. DESARROLLO Y RESULTADOS	97
3.1. Evaluación de la transmisión de vibraciones en barras unidas en L	97

3.1.1. Objetivos y tipo de análisis	97
3.1.2. Condiciones geométricas de las barras unidas en L	97
3.1.3. Materiales de las barras unidas en L	98
3.1.4. Mallas de las barras unidas en L	99
3.1.5. Cargas y condiciones de contorno.....	104
3.1.6. Medidas experimentales.....	105
3.1.7. Validación y calibración de los modelos de LG	106
3.1.8. Validación y calibración de los modelos de LF.....	111
3.1.9. Resultados y conclusiones para las barras unidas en L.....	114
3.2. Evaluación de la transmisión de vibraciones en placas unidas en L	121
3.2.1. Objetivos y tipo de análisis	121
3.2.2. Condiciones geométricas de las placas unidas en L.....	121
3.2.3. Materiales de las placas unidas en L	123
3.2.4. Mallas de las placas unidas en L	123
3.2.5. Cargas y condiciones de contorno.....	126
3.2.6. Medidas experimentales.....	127
3.2.7. Validación y calibración de los modelos LPG_SM	127
3.2.8. Validación y calibración de los modelos LPF_SM.....	131
3.2.9. Validación de los modelos con capa elástica	133
3.2.10. Resultados de los modelos LPG_SM	135
3.2.11. Resultados de los modelos LPF_SM	141
3.2.12. Resultados de los modelos LPG_M2 y LPG_M6	144
3.2.13. Resultados de los modelos LPF_M2 y LPF_M6	148
3.2.14. Conclusiones sobre la evaluación de la transmisión de vibraciones en placas unidas en L.....	154
3.3. Aplicación del FEM para el cálculo de K_{ij} en una unión en cruz vertical	157
3.3.1. Objetivos y tipo de análisis	157
3.3.2. Material.....	157
3.3.3. Geometría y mallas.....	158

3.3.4. Cargas y condiciones de contorno	159
3.3.5. Validación de los modelos.....	161
3.3.6. Resultados y conclusiones.....	163
3.4. Simulación de la transmisión del ruido de impactos en suelos	169
3.4.1. Comparación entre elementos 2D y 3D.....	169
3.4.1.1. <i>Objetivos y tipo de análisis</i>	169
3.4.1.2. <i>Material, geometría, mallas</i>	169
3.4.1.3. <i>Excitación tipo máquina de martillos</i>	170
3.4.1.4. <i>Validación de los modelos</i>	171
3.4.1.5. <i>Resultados y conclusiones</i>	172
3.4.2. Análisis según la norma EN ISO 16251	173
3.4.2.1. <i>Objetivos</i>	173
3.4.2.2. <i>Materiales</i>	174
3.4.2.3. <i>Geometría y mallas</i>	174
3.4.2.4. <i>Cargas y condiciones de contorno</i>	176
3.4.2.5. <i>Análisis de los resultados</i>	177
3.4.2.6. <i>Conclusiones sobre el análisis según la norma EN ISO</i> <i>16251</i>	183
4. CONCLUSIONES Y LINEAS FUTURAS	185
4.1. Conclusiones	185
4.2. Líneas futuras	189
REFERENCIAS	191

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Esquema de caminos de transmisión del ruido aéreo entre dos recintos. (Guía DB HR, 1.3, A1.6.)	13
Figura 2: Esquema de caminos de transmisión del ruido de impactos entre dos recintos. a) Recintos superpuestos. b) Recintos adyacentes. c) Recintos con una arista horizontal común. (DB HR, 3.7).....	14
Figura 3: Modelo SEA de dos subsistemas.	16
Figura 4: Evolución de la relación M/E con el coeficiente de Poisson.	30
Figura 5: Modelo para suelo flotante.....	33
Figura 6: Esquema de losas separadas por listones y capa elástica (Stewart and Craik 2000).....	34
Figura 7: Respuesta estacionaria de un sistema masa-muelle-amortiguador a una fuerza sinusoidal.....	42
Figura 8: Ensayo para determinar la rigidez dinámica.	44
Figura 9: Condiciones dimensionales para una unión vertical.....	67
Figura 10: Condiciones dimensionales para una unión horizontal.....	68
Figura 11: Suelo flotante SF03: AC-Acabado, AR-Material aislante a ruido de impactos, SR-Forjado u otro soporte resistente. (Ministerio de Fomento 2011).	73
Figura 12: Procesos de verificación y validación.....	91
Figura 13: Errores respecto a la referencia para diferentes modelos del test 13 de NAFEMS.....	93
Figura 14: Geometría de la unión LG. Cotas en mm.....	98
Figura 15: Geometría de la unión LF. Cotas en mm.	98
Figura 16: Malla del modelo LG3D02.	100
Figura 17: Malla del modelo LG3D03.	100
Figura 18: Malla del modelo LG3D04.	100
Figura 19: Malla del modelo LG3D05.	100
Figura 20: Malla del modelo LG2D02.	101
Figura 21: Malla del modelo LG2D03.	101
Figura 22: Malla del modelo LF3D02.....	102
Figura 23: Malla del modelo LF3D03.....	102
Figura 24: Malla del modelo LF2D02.....	102
Figura 25: Malla del modelo LF2D03.....	102
Figura 26: Puntos de medida de velocidades en la barra excitada (u) en los modelos a) LG3D02 y b) LG3D03.	103
Figura 27: Puntos de medida de velocidades en la barra no excitada (d) en los modelos a) LG3D02 y b) LG3D03.	103
Figura 28: Puntos de medida de velocidades en la barra excitada (u) en los modelos a) LG2D02 y b) LG2D03.	103
Figura 29: Puntos de medida de velocidades en la barra no excitada (d) en los modelos a) LG2D02 y b) LG2D03.	104

Figura 30: Puntos de impacto en LG.....	105
Figura 31: Puntos de impacto en LF.	105
Figura 32: Disposición para el ensayo.....	106
Figura 33: Actuador utilizado para generara la excitación.	106
Figura 34: Denominación de los casos de las barras unidas en L.	107
Figura 35: Comparación de la respuesta para F1 en la barra excitada (u) entre los valores experimentales y los modelos LGF1_3D02_32 y LGF1_2D02_32 (Bateig32).	107
Figura 36: Comparación de la respuesta para F1 en la barra no excitada (d) entre los valores experimentales y los modelos LG3D02_32 y LG2D02_32 (Bateig32).	108
Figura 37: Comparación de la respuesta para F1 en la barra excitada (u) entre los valores experimentales y diferentes modelos LGF1_2D02 (módulos de Young y densidades).....	108
Figura 38: Frecuencias propias experimentales y calculadas con modelos LG2D y LG3D.....	109
Figura 39: Diferencias en las frecuencias de los primeros 24 modos para las medidas experimentales y los modelos de LG3D respecto a la referencia LG3D03 de 91585 nodos.	109
Figura 40: Diferencias en las frecuencias de los primeros 24 modos para las medidas experimentales y el modelo LG2D02 respecto a la referencia LG2D03 de 3137 nodos.....	110
Figura 41: Diferencia máxima y diferencia promedio, en porcentaje, respecto a la referencia de mayor número de nodos (LG3D03), para los modelos LG3D.....	110
Figura 42: Frecuencia del modo 23: valor experimental y para modelos LG3D y LG2D.....	111
Figura 43: Comparación de la respuesta para F1 en la barra excitada (u) entre los valores medidos y los modelos LFF1_2D02, LFF1_3D02 y LFF1_3D03 con Bateig25.	112
Figura 44: Comparación de la respuesta para F1 en la barra no excitada (d) entre los valores medidos y los modelos LFF1_2D02, LFF1_3D02 y LFF1_3D03 con Bateig25.....	112
Figura 45: Frecuencias propias medidas y calculadas con modelos LF2D y LF3D	113
Figura 46: Diferencias en las frecuencias de los primeros 24 modos para las medidas experimentales y los modelos de LF respecto a la referencia de mayor número de nodos (LF2D03).	113
Figura 47: Nivel de velocidad promedio en las medidas experimentales de LG y valores máximos y mínimos en cada banda de un tercio de octava, en la barra excitada (u) y en la barra no excitada (d).....	114
Figura 48: Nivel de velocidad en la barra excitada (u) y en la barra no excitada (d), en los resultados experimentales promedio y en los modelos FEM LG.....	115
Figura 49: Nivel de velocidad en la barra excitada (u) y en la barra no excitada (d), en los resultados experimentales y en los modelos FEM LF. Modelo LFF1_2D02_03: material con coeficiente de amortiguamiento estructural nulo.	116
Figura 50: Diferencia de nivel de velocidad entre (u) y (d) en las medidas experimentales en LG.	117
Figura 51: Diferencia de nivel de velocidad promedio en los resultados experimentales y en los modelos LG2D02 (promedio y valores máximo y mínimo) y LGF1_3D02.	117
Figura 52: Diferencia de nivel de velocidad promediada en frecuencias en la unión LG. Valores experimentales y de modelos FEM, para diferentes excitaciones y promediados.....	118
Figura 53: Diferencia de nivel de velocidad promedio en los resultados experimentales y en los modelos LF2D02 (promedio y valores máximo y mínimo) y LGF1_2D02_03.	119

Figura 54: Diferencia de nivel de velocidad promediada en frecuencias en la unión LF. Valores experimentales y de modelos FEM, para diferentes excitaciones y promediados.	120
Figura 55: Geometría de la unión LPG. Cotas en mm	122
Figura 56: Geometría de la unión LPF. Cotas en mm	122
Figura 57: Malla del modelo LPG2D01 y LPF2D01.....	124
Figura 58: Malla del modelo LPG2D02	124
Figura 59: Modelo con capa elástica. a) Mallas de las placas y de la capa elástica. b) Detalle las mallas.....	125
Figura 60: Puntos de medida de 10 velocidades	125
Figura 61: Puntos de aplicación de las excitaciones	126
Figura 62: Denominación de los casos de las placas unidas en L.	127
Figura 63: Comparación de respuesta en el caso LPG_SM_F1_25, en la placa excitada (u), entre los valores experimentales y los modelos 2D01_81, 2D01_10 y 2D02_10.	129
Figura 64: Comparación de respuesta en el caso LPG_SM_F1_25, en la placa no excitada (d), entre los valores experimentales y los modelos 2D01_108, 2D01_10 y 2D02_10.	129
Figura 65: Frecuencias propias medidas y calculadas con modelos LPG2D01 y LPG2D02 ...	130
Figura 66: Diferencias en las frecuencias de los primeros 24 modos para las medidas experimentales y el modelo LPG2D01, respecto a la referencia LPG2D02.	130
Figura 67: Comparación de respuesta en la unión LPF_SM_F1, en la placa excitada (u), entre los valores experimentales y modelos 2D_01 con diferente material.	132
Figura 68: Comparación de respuesta en la unión LPF_SM_F1, en la placa no excitada (d), entre los valores experimentales y modelos 2D_01 con diferente material.	132
Figura 69: Comparación de la respuesta en la placa no excitada (d), para la capa elástica M2 y la excitación F1, entre los valores experimentales y los modelos FEM de LPG y LPF.	134
Figura 70: Comparación de la respuesta en la placa no excitada (d), para la capa elástica M6 y la excitación F1, entre los valores experimentales y los modelos FEM de LPG y LPF.	134
Figura 71: Nivel de velocidad promedio en las medidas experimentales de LPG_SM y valores máximos y mínimos en cada banda de un tercio de octava, en la placa excitada (u) y en la placa no excitada (d).	135
Figura 72: Nivel de velocidad promedio en las medidas experimentales y nivel de velocidad para cada modelo FEM de LPG_SM.	136
Figura 73: Nivel de velocidad en los modelos FEM de LPG_SM, con excitación F1.	137
Figura 74: Diferencia entre los niveles de velocidad de los modelos 2D02 y 2D01 de LPG_SM. Excitación F1.	137
Figura 75: Diferencia en el nivel de velocidad de los modelos FEM de LPG_SM con medida en 81/108 puntos y con medida en 10 puntos. Excitación F1.	138
Figura 76: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPG_SM: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales, y para el modelo 2D01.....	138
Figura 77: Diferencia de nivel de velocidad entre la placa excitada y la no excitada, en LPG_SM_F1, en bandas de un tercio de octava: experimental y en los modelos FEM.	139

Figura 78: Diferencia de nivel de velocidad promediados en frecuencia en LPG_SM: experimental y en los modelos FEM. Excitación F1.....	140
Figura 79: Diferencia de nivel de velocidad en LPG_SM, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.....	140
Figura 80: Diferencia de nivel de velocidad promediado en frecuencias en LPG_SM. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.....	141
Figura 81: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPF_SM: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales, y para el modelo 2D01, con valores máximos y mínimos.	142
Figura 82: Diferencia de nivel de velocidad en LPF_SM, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.....	143
Figura 83: Diferencia de nivel de velocidad promediado en frecuencias en LPF_SM. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.....	144
Figura 84: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPG_M2: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales y para el modelo 2D01, con valores máximos y mínimos.	145
Figura 85: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPG_M6: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales y para el modelo 2D01, con valores máximos y mínimos.	145
Figura 86: Diferencia de nivel de velocidad en LPG_M2, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.....	146
Figura 87: Diferencia de nivel de velocidad en LPG_M6, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.....	147
Figura 88: Diferencia de nivel de velocidad promediado en frecuencias en LPG_M2. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.....	148
Figura 89: Diferencia de nivel de velocidad promediado en frecuencias en LPG_M6. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.....	148
Figura 90: Nivel de velocidad en las medidas experimentales de LPF_M2.	149
Figura 91: Nivel de velocidad en las medidas experimentales de LPF_M6.	149
Figura 92: Nivel de velocidad en los modelos 2D01 de LPF_M2.....	150
Figura 93: Nivel de velocidad en los modelos 2D01 de LPF_M6.....	150
Figura 94: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPF_M2: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales y para el modelo 2D01, con valores máximos y mínimos.	151
Figura 95: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPF_M6: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales y para el modelo 2D01, con valores máximos y mínimos.	151
Figura 96: Diferencia de nivel de velocidad en LPF_M2, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.....	152
Figura 97: Diferencia de nivel de velocidad en LPF_M6, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.....	152
Figura 98: Diferencia de nivel de velocidad promediado en frecuencias en LPF_M2. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.....	153
Figura 99: Diferencia de nivel de velocidad promediados en frecuencia en LPF_M6. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.....	154

Figura 100: Dimensiones de la unión en cruz, identificación de superficies e imagen de la malla CV2D02.....	158
Figura 101: Factor de escala aplicado a la fuerza de 10 N para generar la excitación utilizada en la cruz vertical.	159
Figura 102: Punto de excitación 1 en la superficie 1 y puntos de medida utilizados en la superficie 1 y en la superficie 2, para la cruz vertical.....	160
Figura 103: Punto de excitación 2 en la superficie 1 y puntos de medida utilizados en la superficie 1 y en la superficie 2, para la cruz vertical.....	160
Figura 104: Diferencias en las frecuencias de los primeros 500 modos, en mallas con diferente número de nodos, para espesores de: a) 100 mm. b) 150 mm. c) 200 mm. La referencia utilizada es la malla CV2D01, con 26901 nodos.....	162
Figura 105: Número de modos en cada banda de un tercio de octava, para el modelo CV2D02, con diferentes espesores.....	163
Figura 106: Factor de recubrimiento modal (M) para el modelo CV2D02, con diferentes espesores.	163
Figura 107: Diferencia de nivel de aceleración menos diferencia de nivel de velocidad ($D_{a,12} - D_{v,12}$), para el modelo CV2D02 con espesor 100 mm.....	164
Figura 108: Reciprocidad de los valores de $D_{v,ij}$ y $D_{v,ji}$, para el modelo CV2D02 con espesor 100 mm.	165
Figura 109: Índice de reducción de vibraciones, K_{ij} , según el camino de transmisión, para espesores de: a) 100mm. b) 150 mm. c) 200 mm. d) 250 mm.	166
Figura 110: Valores de K_{ij} en uniones en cruz vertical, en bandas de un tercio de octava, para diferentes espesores y con T_s modificado	167
Figura 111: Índice de reducción de vibraciones medio (K_{ij}), para los diferentes espesores y para el tiempo de reverberación modificado.	168
Figura 112: Modelo del suelo y puntos de aplicación de los impactos.	169
Figura 113: Puntos de medida de resultados de aceleraciones.	170
Figura 114: Excitación tipo máquina de martillos. Cada color/tipo de línea indica el factor aplicado a cada martillo.	170
Figura 115: Diferencias en las frecuencias de los primeros 60 modos entre el modelo 2D2 (tomado como referencia) y los modelos 2D y 3D, apoyados en el contorno.	171
Figura 116: Aceleración por unidad de fuerza de excitación, en una posición aleatoria, en los modelos 2D2, 2D y 3D.....	172
Figura 117: Niveles de aceleración en los modelos 2D2, 2D y 3D.	172
Figura 118: Nivel normalizado ponderado de la presión de ruido de impactos para el suelo de referencia pesado sin recubrimiento ($L_{n,r,0,w}$) y niveles de aceleración ponderados de los modelos 2D2, 2D y 3D.....	173
Figura 119: Malla de la losa, con indicación de los puntos de impacto y de los puntos de medida de aceleraciones.	175
Figura 120: Resultados de distorsión de la malla.....	175
Figura 121: Tipos de apoyos: a) Elementos 3D y losa desnuda. b) Elementos muelle y modelo con capa elástica M2.....	176
Figura 122: Reducción del nivel de presión de ruido de impactos cuando los apoyos son elementos 3D, con diferente frecuencia de resonancia. Excitación tipo máquina de martillos. Capa elástica M2.	178

Figura 123: Reducción del nivel de presión de ruido de impactos con apoyos de elementos 3D y con apoyos de muelles, para vínculos equivalentes en frecuencia (40 Hz). Excitación tipo máquina de martillos. Capa elástica M2.	179
Figura 124: Reducción del nivel de presión de ruido de impactos cuando los apoyos son elementos 3D (40 Hz) y cuando la condición es de sólido libre. Excitación tipo máquina de martillos (MM) y excitación tipo impacto en el punto F3.	180
Figura 125: Reducción del nivel de presión de ruido de impactos cuando los apoyos son elementos 3D (40 Hz y 38 Hz) para una excitación tipo máquina de martillos (MM) y una excitación tipo estacionaria puntual en F3 (MMF3).	181
Figura 126: Reducción del nivel de presión de ruido de impactos cuando los apoyos son elementos 3D, con diferente frecuencia de resonancia. Excitación tipo máquina de martillos. Capa elástica M6.	183

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Índices de aislamiento utilizados en el DB HR.	12
Tabla 2: Propiedades típicas de algunos materiales (EN 12354-1).....	36
Tabla 3: Módulo de deformación longitudinal del hormigón.	37
Tabla 4: Densidades del hormigón.	38
Tabla 5: Tipos de suelos flotantes según (Ministerio de Fomento 2011).....	72
Tabla 6: Modelos de EF utilizados en los cálculos del test 13 de NAFEMS.	93
Tabla 7: Propiedades originales de la piedra Bateig (Bateig32).....	99
Tabla 8: Resumen de los diferentes datos de piedra Bateig utilizados.....	99
Tabla 9: Resumen de las mallas utilizadas en las uniones LG.....	101
Tabla 10: Resumen de las mallas utilizadas en las uniones LF.	102
Tabla 11: Características del impacto para los modelos FEM de las uniones LG y LF.	104
Tabla 12: Propiedades de las capas elásticas	123
Tabla 13: Características del impacto para los modelos FEM de uniones LPG y LPF.	126
Tabla 14: Propiedades del hormigón.	157
Tabla 15: Resumen de las mallas utilizadas para la unión en cruz vertical.	158
Tabla 16: Nivel de aceleración ponderado y término de adaptación espectral para los modelos de losa desnuda.	182
Tabla 17: Nivel de aceleración ponderado, término de adaptación espectral y reducción ponderada del nivel de presión de ruido de impactos para los modelos con muestra M2.....	182
Tabla 18: Nivel de aceleración ponderado y término de adaptación espectral y reducción ponderada del nivel de presión de ruido de impactos para los modelos con muestra M6.....	183

LISTADO DE SÍMBOLOS

Símbolos latinos

a_i	Longitud de absorción equivalente del elemento i
A	Área de absorción acústica
\hat{A}	Constante compleja
A_0	Área de absorción equivalente de referencia
b	Ancho de banda relativo para potencia mitad
$\{b\}$	Vector de las fuerzas de volumen.
B	Ancho de banda de una banda de tercio de octava
B_b	Rigidez a flexión de una viga
B_p	Rigidez a flexión por unidad de longitud de una placa
c	Coefficiente de amortiguamiento viscoso
c	Velocidad del sonido, velocidad de onda
c_0	Velocidad del sonido en el aire en equilibrio o sin perturbar
$c_{B,b}$	Velocidad de la onda de flexión en vigas
$c_{B,p}$	Velocidad de la onda de flexión en placas
c_c	Coefficiente de amortiguamiento crítico
c_L	Velocidad de la onda longitudinal
$c_{L,b}$	Velocidad de la onda longitudinal en vigas
$c_{L,p}$	Velocidad de la onda longitudinal en placas
$[C]$	Matriz de amortiguamiento
$C_{I,r,0}$	Término de adaptación espectral para el suelo de referencia sin recubrimiento
d	Espesor
$\{d\}$	Vector de los movimientos en los nodos
D	Diferencia de nivel de presión acústica
$[D]$	Matriz constitutiva del material
$D_{2m,nT,Atr}$	Diferencia de nivel estandarizada, ponderada A, en fachadas y en cubiertas, para ruido exterior dominante de automóviles o de aeronaves
$D_{a,ij}$	Diferencia de nivel de aceleración promedio entre los elementos i y j , cuando el elemento i es excitado
$\overline{D_{a,ij}}$	Diferencia de nivel de aceleración en la unión promediada en dirección
$D_{n,f}$	Diferencia de nivel transmitido por flancos normalizado ($D_{n,f}$)
D_{nT}	Diferencia de nivel estandarizada
$D_{nT,A}$	Diferencia de nivel estandarizada, ponderada A, entre recintos interiores (DB HR)

$D_{v,ij}$	Diferencia de nivel de velocidad entre los elementos i y j , cuando el elemento i es excitado
$\overline{D_{v,ij}}$	Diferencia de nivel de velocidad en la unión promediada en dirección
E	Energía
E	Módulo de Young
\hat{E}	Módulo de Young complejo
E'	Módulo de Young dinámico aparente
E_c	Módulo de deformación longitudinal inicial del hormigón a 28 días
E_{cm}	Módulo de deformación longitudinal secante a 28 días
E_d	Energía disipada
f	Frecuencia
$\{f\}$	Vector de cargas.
f_0	Frecuencia de resonancia
$f_{B(thin)}$	Frecuencia límite de placa delgada para ondas de flexión
f_c	Frecuencia central de banda
f_c	Frecuencia crítica
f_{ck}	Resistencia característica del proyecto
f_{cm}	Resistencia media a compresión del hormigón a 28 días
f_n	Frecuencia propia
F	Fuerza
$\{F\}$	Vector de fuerzas
$\{\hat{F}\}$	Vector de fuerzas complejas
h	Espesor
I_b	Momento de inercia de una viga a flexión
k	Número de onda
k_B	Número de onda de flexión
K	Rigidez del apoyo elástico (módulo de balasto)
K	Rigidez dinámica a compresión
$[K]$	Matriz de rigidez
K_{ij}	Índice de reducción de vibraciones
$\overline{K_{ij}}$	Índice de reducción de vibraciones medio
l_o	Longitud de referencia (1 m)
l_{ij}	Longitud de acoplamiento de la unión común entre el elemento i y el j
$[L]$	Operador en derivadas parciales
L_a	Nivel de aceleración
$L_{a,w}$	Nivel de aceleración ponderado
L_i	Nivel de presión acústica medio en el recinto i

L_n	Nivel de presión de ruido de impactos normalizado
L'_n	Nivel de presión de ruido de impactos normalizado, in situ
$L_{n,d}$	Nivel de presión de ruido de impactos normalizado debido a la transmisión directa
$L_{n,eq,0,w}$	$L_{n,w,eq}$
$L_{n,f}$	Nivel de presión de ruido de impactos por flancos normalizado
$L_{n,ij}$	Nivel de presión de ruido de impactos normalizado debido a las transmisiones indirectas
$L_{n,r}$	Nivel de presión de ruido de impactos normalizado del suelo de referencia con el recubrimiento
$L_{n,r,0}$	Nivel de presión de ruido de impactos normalizado del suelo de referencia sin el recubrimiento
$L_{n,r,0,w}$	Nivel normalizado ponderado de la presión de ruido de impactos para el suelo de referencia sin recubrimiento
L'_{nT}	Nivel de presión de ruido de impactos estandarizado
$L'_{nT,w}$	Nivel global de presión de ruido de impactos estandarizado (DB HR), Nivel estandarizado ponderado de la presión sonora de impactos (EN ISO 717-2 2013)
$L'_{n,w}$	Nivel de presión de ruido de impactos normalizado ponderado
$L_{n,w,eq}$	Nivel normalizado ponderado equivalente de la presión sonora de impactos de un suelo macizo sin revestimiento (nivel de presión acústica ponderada de impactos normalizado equivalente del forjado base)
L_v	Nivel de velocidad promedio de la superficie del elemento
L_w	Nivel normalizado ponderado de la presión de ruido de impactos
m	Masa
m'	Masa por unidad de longitud, masa por unidad de superficie
m'_t	Masa total por unidad de superficie
M	Factor de recubrimiento modal
M	P-wave modulus
M	Relación entre las densidades superficiales de los elementos conectados a la unión
$[M]$	Matriz de masa
n	Densidad modal
N	Número de modos en una banda de un tercio de octava
$[N]$	Matriz de los polinomios interpoladores (funciones de forma o funciones de interpolación)
p	Presión acústica
p	Fuerza por unidad de superficie
$\langle p^2 \rangle$	Presión cuadrática promediada espacial y temporalmente
p_0	Presión atmosférica
q	Velocidad sonora del volumen a través de una superficie (relación de flujo sonoro volumétrico)
q	Fuerza por unidad de superficie

q	Coordenadas generalizadas
Q	Factor de calidad
R	Índice de reducción acústica
R'	Índice de reducción acústica aparente
R_a	Resistencia acústica
R_{ij}	Índice de reducción acústica por flancos
s'	Rigidez dinámica
s'_a	Rigidez dinámica del gas que contiene el material
s'_t	Rigidez dinámica aparente
S	Superficie
S_S	Área del elemento separador
t	Tiempo
T	Tiempo de reverberación del recinto
$\{T\}$	Vector de fuerzas de superficie que actúan sobre el cuerpo
T_o	Tiempo de reverberación de referencia
TL	Pérdida de transmisión (<i>transmission loss</i>)
T_m	Tiempo de integración
T_s	Tiempo de reverberación estructural
$T_{s,i,situ}$	Tiempo de reverberación estructural del elemento i en la situación real
u	Velocidad partícula
$\{u\}$	Movimiento en cualquier punto del elemento
u_{ef}	Velocidad eficaz lineal de los puntos de una superficie
v	Velocidad
$\langle v^2 \rangle$	Velocidad cuadrática promediada espacial y temporalmente
v_0	Velocidad de referencia (10^{-9} m/s)
V	Volumen del subsistema, volumen del recinto
W	Potencia
X	Amplitud del movimiento estacionario
X_a	Reactancia acústica
X_{st}	Deflexión cuasi estática
Z_a	Impedancia acústica
Z_m	Impedancia mecánica de radiación
Z_s	Impedancia acústica específica

Símbolos griegos

γ_{ij}	Factor de transmisión de potencia estructural
ε	Porosidad
$\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$	Deformaciones longitudinales unitarias en las direcciones x, y, z
ζ	Factor de amortiguamiento viscoso
η	Factor de pérdidas, factor de pérdidas de amortiguamiento estructural
η_i	Factor de pérdidas interno del subsistema i
η_{ij}	Factor de pérdidas por acoplamiento del subsistema i al subsistema j
η_{int}	Factor de pérdidas interno del material
η_k	Factor de pérdidas de la capa elástica
η_{tot}	Factor de pérdidas total
λ	Longitud de onda
λ_B	Longitud de onda a flexión
ν	Coefficiente de Poisson
ξ	Desplazamiento
$\{\hat{\xi}\}$	Vector de desplazamientos complejos
ρ	Densidad
ρ_0	Densidad del aire en equilibrio o sin perturbar
ρ_l	Masa por unidad de longitud
ρ_s	Masa por unidad de superficie
σ	Rendimiento de radiación
$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$	Tensiones normales en las direcciones x, y, z
τ	Factor de transmisión
τ'	Factor de transmisión total
$\tau_d, \tau_f, \tau_e, \tau_s$	Factores de transmisión
ω	Frecuencia angular
ω_n	Frecuencia angular propia
Δd	Cambio dinámico de espesor del material elástico.
ΔL	Reducción del nivel de presión de ruido de impactos
ΔL_d	Reducción del nivel de presión de ruido de impactos por la adición de una capa adicional en el lado de recepción del elemento separador
ΔL_w	Reducción ponderada del nivel de presión de ruido de impactos (Reducción del nivel global de presión de ruido de impactos)
ΔR	Mejora en el índice de reducción acústica
ΔR_A	Mejora del índice global de reducción acústica, ponderado A

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Antecedentes y justificación

El diseño y construcción de edificios con un comportamiento acústico adecuado es una tarea a la que se están dedicando muchos esfuerzos en investigación. Un problema al que se están enfrentando los investigadores es la predicción eficiente y precisa del comportamiento acústico, tanto de los edificios en su conjunto, como de sus componentes (Papadopoulos 2001; Gerretsen 2008; Artis et al. 2011; Ramis et al. 2012; Segovia et al. 2012; Arjunan et al. 2013). Son varias las líneas de investigación que se están siguiendo en este campo. Entre las tesis doctorales presentadas en España en los últimos años, pueden destacarse aportaciones relacionadas con la predicción y el cálculo de la transmisión del sonido en edificios, en varias áreas de conocimiento: en el área de Mecánica de Medios Continuos y Teoría de Estructuras (Juliá 2008; Gadea 2009; Segura 2009), Física Aplicada (Escuder 2008; Del Rey 2010; Maderuelo 2014), Ingeniería Mecánica (Rodrigues 2009), Ingeniería Civil (Poblet 2008) y Matemática Aplicada (Díaz-Cereceda 2013).

Avanzar en los modelos de predicción supone una mejora en el uso de los recursos para conseguir unas prestaciones acústicas de acuerdo con los parámetros definidos en la normativa, consiguiéndose una construcción eficiente. Los modelos de cálculo que presenta la normativa actual no son todo lo precisos y eficientes que sería deseable (Arjunan et al. 2013; Ramis et al. 2012), lo que puede llevar a que un número significativo de viviendas puedan estar incumpliendo la normativa vigente (Artis et al. 2011). En la actualidad, los ensayos resultan especialmente costosos, con equipos altamente especializados, y alargan mucho el tiempo de desarrollo de nuevas soluciones constructivas. En este contexto, el disponer de modelos virtuales fiables puede suponer un importante ahorro.

La aplicación de simulaciones en otros campos ha demostrado ser un factor clave en su desarrollo (automoción, aeronáutica, naval...). Es muy importante desde el punto de vista práctico poder realizar simulaciones con distintas soluciones constructivas y hacerlo todo con fiabilidad y rapidez.

Existen iniciativas con el fin que el marco normativo internacional en acústica de la edificación evolucione para recoger las necesidades sociales sobre contaminación acústica (Machimbarrena et al. 2014). Dos ejemplos son la red COST TU0901 y el Comité ISO TC43/SC2 (Acústica en la edificación), que están investigando acerca de procedimientos alternativos de medida y evaluación del aislamiento acústico, así como sobre la posible creación de un sistema de clasificación acústica de viviendas que pudiera ser adoptado a nivel internacional.

El Código Técnico de la Edificación, y en particular el documento sobre protección frente al ruido (DB HR 2011), han supuesto un avance cualitativo en la protección frente al ruido, incluyendo requisitos de aislamiento acústico en la edificación final (medidas del aislamiento acústico in situ) y proporcionando nuevos métodos de predicción, incluyendo la transmisión por flancos o transmisiones indirectas. Sin embargo, las condiciones reales pueden no verse suficientemente consideradas en los modelos de predicción propuestos por la normativa (diferentes dimensiones y proporciones, soluciones constructivas, etc.), siendo necesario un cálculo específico.

Para valorar la transmisión indirecta de sonido, el procedimiento más habitual es cuantificar el índice de reducción de vibraciones. Actualmente se puede obtener mediante el uso de fórmulas empíricas, reconocidas en ciertas soluciones constructivas para un conjunto limitado de diseños y con ciertas restricciones. También pueden obtenerse datos de transmisión mediante medidas experimentales, pero tiene importantes limitaciones de aplicabilidad. El diseño y dimensionado del aislamiento acústico a ruido aéreo y a ruido de impactos, recogido en la normativa, requiere de nuevas herramientas, pues las actuales no son todo lo precisas que sería deseable, siendo necesaria una mejor cuantificación de los parámetros involucrados.

El método de los elementos finitos (FEM, *Finite Element Method*) es una herramienta ampliamente utilizada en ingeniería para simular algunos fenómenos físicos cuando la resolución analítica no es abordable, por ejemplo por la complejidad geométrica del problema. Cuando se trata de la aplicación práctica del FEM, suele denominarse FEA (*Finite Element Analysis*), aunque muchos autores utilizan las denominaciones FEM y FEA indistintamente (Hutton 2004; Inman 2008).

El FEM permite aproximaciones al comportamiento real de las soluciones de diseño adoptadas que son más fiables que las obtenidas por otros métodos de cálculo. Entre las principales ventajas del FEM puede destacarse que disminuye, aunque no evita, los ensayos durante el diseño de un producto (entendido este término en un sentido amplio). Por ejemplo, en automoción es una herramienta indispensable en el proceso de diseño, disminuyendo la necesidad de ensayos en prototipos y, como consecuencia, acortando el tiempo de desarrollo de los componentes y abaratando los costes.

La aplicación de códigos de elementos finitos para el cálculo de las transmisiones del sonido en edificios puede facilitar la realización de proyectos, mejorando la predicción del comportamiento acústico, facilitando el cumplimiento de la normativa y mejorando la calidad de vida y el confort, con mejores prestaciones, y utilizando menos recursos económicos y medioambientales, contribuyendo por lo tanto a la sostenibilidad. También pueden mejorar la fiabilidad (Tadeu and António 2002) (Tadeu et al. 2004) y rapidez en el desarrollo de nuevos productos y soluciones constructivas en este campo, disminuyendo la necesidad de ensayos que resultan especialmente costosos, con equipos altamente especializados, y que alargan mucho el tiempo de desarrollo hasta su puesta en el mercado.

En el campo de la vibroacústica en edificios aún no se aplican estas herramientas con la misma intensidad que en otros campos, como automoción o aeronáutica, ya que no ha alcanzado la madurez que ha conseguido en estos ámbitos (Papadopoulos 2002). El uso del FEM para la simulación del comportamiento acústico de los edificios permite analizar la mayoría de las variables y condiciones de contorno, pudiendo conseguir resultados fiables en ciertas aplicaciones (Papadopoulos 2003; Clasen and Langer 2007; Segovia et al. 2012). De esta forma se pueden resolver algunos de los problemas que se presentan con otros métodos, relacionados con la falta de eficiencia y precisión de los modelos de predicción utilizados hasta ahora. Los modelos numéricos resueltos por el FEM están especialmente indicados en frecuencias bajas y medias, y permiten una definición geométrica más precisa de los elementos constructivos (Kesti et al. 2008; Bard et al. 2014; Kouyoumji et al. 2014). También hay que indicar que su aplicación, en problemas a escala real en edificación, puede presentar dificultades debido al tamaño del modelo a resolver. Para solucionarlo se están presentando diferentes alternativas, como modelos de dimensiones reducidas (Asakura et al. 2015).

Algunas aplicaciones del FEM para evaluar la transmisión acústica del sonido en edificios se recogen en Nicolas (1992) y Magdaleno et al. (2013). Por ejemplo, Gerges (2000) analizó el estado del arte para la solución de problemas vibroacústicos por métodos numéricos como el FEM, el método de los elementos de contorno (BEM, *Boundary Element Method*) y otros. En este análisis se incluyen también casos prácticos.

Hopkins (2003a; 2003b) estudia la transmisión de vibraciones entre placas con y sin aberturas, usando el FEM y el análisis estadístico de energía (SEA, *Statistical Energy Analysis*). En su estudio demuestra que los modelos según el FEM proporcionan suficiente precisión. Posteriormente el mismo autor recoge varias de sus aportaciones en (Hopkins 2007), utilizando el FEM para calcular las frecuencias y formas modales de construcciones complejas.

En algún caso también se utiliza el FEM para validar resultados de otros métodos (Shi et al. 2014). Du et al. (2011) presentan un método analítico para determinar la vibración libre de dos

placas unidas elásticamente formando un ángulo arbitrario y con condiciones en el contorno que pueden definirse, comprobando la fiabilidad y precisión con análisis FEM. Zhu et al. (2014) desarrollan un test vibroacústico modal (VMT, *Vibroacoustic modal test*) y realizan un Análisis Modal Experimental (EMA, *Experimental Modal Analysis*). Los resultados experimentales de los dos métodos son comparados y validados usando elementos finitos. Tager et al. (2015) desarrollan un modelo analítico para el cálculo de parámetros vibroacústicos de estructuras de placas de compuestos reforzados con fibras en capas múltiples, verificado los resultados mediante el FEM (con el programa I-DEAS) y mediciones.

Pagán (2011) utiliza el FEM para validar un estudio sobre el comportamiento acústico de suelos ligeros realizado con el *Waveguide Finite Element Method* (WFEM). En esta tipología estructural la normativa no recoge de forma adecuada la percepción de molestias ocasionadas por caída de cuerpos, pasos u otras fuentes, específicamente en estructuras de madera.

Langley y Cordioli (2009) utilizan un modelo de elementos finitos completo para validar un modelo híbrido FEM-SEA, proponiendo que cualquier componente del sistema completo puede ser modelado mediante SEA o mediante FEM.

Existen muchas otras aplicaciones en las que se emplean métodos híbridos que incluyen el FEM. Piscoya y Ochmann (2014) exponen los conceptos básicos del BEM y una combinación con el FEM para tratar el problema de la interacción acústica-estructura. El BEM puede ser adecuado para problemas de espacios o semi-espacios abiertos, donde la discretización del dominio, necesaria para el FEM, es un inconveniente. González-Montenegro et al. (2014) utilizan los resultados calculados usando un programa comercial de FEM para aplicar un método numérico de cálculo de radiación de superficies planas.

Se está investigando cómo conseguir una predicción más precisa del aislamiento acústico en soluciones constructivas, cuantificando la contribución de la transmisión por flancos mediante elementos finitos por ejemplo en (Ramis et al. 2010b, 2011) y (Crispin et al. 2014). Ramis et al. (2012) evalúan el índice de reducción de vibraciones (K_{ij}) en uniones estructurales usando como referencia las norma EN 12354 (2000; 2001), presentando una metodología para estimar la diferencia entre las predicciones de la normativa y las obtenidas por el FEM con modelos tridimensionales (3D). En Segovia et al. (2012) presentan un análisis, mediante el método de los elementos finitos, de algunas soluciones constructivas para la determinación de K_{ij} con y sin suelos flotantes, para uniones en T. Del Rey et al. (2010) usaron el método de los elementos finitos para el estudio de las transmisiones laterales a través de K_{ij} , en el caso de soluciones constructivas con suelos flotantes con modelos en 2 dimensiones (2D) de unión en cruz y en T.

Rodríguez-Molares y Sobreira-Seoane (2009) plantean que una combinación de medidas y cálculos numéricos puede ayudar a mejorar los modelos de K_{ij} y extender las expresiones incluidas en (EN 12354-1, 2000). Presentan cálculos numéricos, incluyendo la modelización del fluido en algunos casos, según el procedimiento descrito en (EN 10848-1, 2007). Comparan los resultados con un modelo a escala y muestran una primera confirmación experimental de la validez de los modelos numéricos para obtener datos de K_{ij} para otras tipologías constructivas, animando a otros investigadores a continuar este camino.

Hay que tener en cuenta que, según Galbrun (2008), la precisión de las predicciones de la norma EN 12354-1 (2000) y el análisis estadístico de energía (SEA) depende en gran medida de los datos de entrada, y que la variedad de uniones existentes en la práctica, a menudo requerirá datos de laboratorio o datos obtenidos a partir de modelos analíticos complejos o de modelos de elementos finitos. Este trabajo resalta que la omisión de caminos de transmisión largos, adicionales a los de primer orden, puede ser responsable de grandes errores en la predicción de la transmisión del sonido.

Guigou-Carter et al. (2013) utilizan modelos de elementos finitos para evaluar la diferencia de nivel de velocidad en uniones ligeras, para evitar la construcción de modelos físicos, que supondría un trabajo largo, engorroso y relativamente caro. Con esta metodología pueden analizar diferentes tipos de elementos y uniones, así como el tipo de excitación, y se consigue una estimación eficiente de ese parámetro en una unión en T.

Por otra parte, el disponer de una herramienta de predicción fiable y válida permite realizar estudios sobre las variables que afectan al comportamiento acústico. Seo et al. (2012) calculan la reducción de las vibraciones por impacto en suelos, en forjados de edificios de apartamentos construidos con hormigón armado. Consideraron tres tipos de modelos de elementos finitos con diferentes formas y condiciones de contorno. Los resultados mostraron que un modelo 2D simple puede predecir adecuadamente la vibración del suelo, además de que las características de los ruidos de impacto en el suelo están estrechamente relacionadas con las vibraciones de este. A partir de los resultados pudo realizar un proceso de optimización de las dimensiones del salón utilizando el método estadístico de Taguchi, consiguiendo reducir un 40% el nivel de aceleración máximo.

Siguiendo con el de ruido de impactos, Cho (2013a) también utiliza el FEM como confirmación de los resultados obtenidos experimentalmente, combinándolo con el SEA, aunque posteriormente, en (Cho 2013b), utiliza solamente el FEM, estimando la energía radiada por la placa. También Díaz-Cereceda et al. (2011) usan la energía radiada para evaluar la transmisión, calculando con ella el nivel de presión de ruido de impactos. Resuelven analíticamente las ecuaciones dinámicas de placas rectangulares.

El FEM también es utilizado por Hui y Ng (2009) para evaluar y resolver la atenuación de vibraciones por flexión, en suelos flotantes y recintos flotantes, inducidas por vibraciones del terreno, por debajo de 100 Hz, por tráfico ferroviario. Kim et al. (2010) utilizan el FEM, junto con medidas experimentales, para evaluar estructuras de suelo multicapa.

En cuanto a problemas con interacción fluido-estructura, Mao (2007) simula la transmisión de sonido a través de suelo flotante con el FEM en un modelo a escala incluyendo la interacción fluido-estructura, encontrando buena concordancia, particularmente a frecuencias bajas. Estudia el efecto de las condiciones de contorno y la forma y dimensiones del recinto.

Arjunan et al. (2013) también utilizan modelos con interacción fluido-estructura para estudiar el comportamiento acústico de un muro de doble hoja con uniones estructurales, mediante modelos en 2D con deformación plana, calculando el índice de reducción acústica (R). En (Arjunan et al. 2014) desarrollan un modelo 3D que, según los autores, es capaz de predecir el índice global de reducción acústica con un error de 1 dB.

El uso de modelos 2D para resolver problemas en tres dimensiones (3D) en este tipo de aplicaciones acústicas, fue introducido por Del Coz et al. (2010). Estos autores estudiaron la pérdida de transmisión (TL, *Transmission Loss*) a través de un muro de bloques de hormigón ligero en un rango de frecuencias amplio (de 100 Hz a 5000 Hz). Estos últimos trabajos utilizan como referencia las correspondientes ediciones vigentes de las normas EN ISO 10104 (EN ISO 10140-1 a EN ISO 10140-5) y EN ISO 717-1 (EN ISO 717-1).

La interacción fluido estructura también es tratada por Poblet-Puig y Rodríguez-Ferran (2005), que utilizan el FEM para el cálculo del índice de reducción acústica (R) de una pared doble en el rango de las frecuencias bajas. Las curvas del índice de reducción acústica, utilizando modelos 2D y 3D, son similares (Poblet-Puig 2008). La solución de este tipo de problemas puede conducir a modelos cuyo tiempo de computación sea excesivo, por lo que se están investigando métodos alternativos, como el *Extended Finite Element Method* (XFEM) (Legay 2015).

Una aplicación en suelos laminados puede encontrarse en el trabajo de Gadea et al. (2008). Utilizan un modelo numérico 2D, combinando el FEM y el método de las diferencias finitas en el dominio del tiempo (FDTD), para simular la interacción fluido estructura entre el suelo laminado y el aire circundante. El resultado de este método proporciona la distribución de presiones sonoras según el material intercalado. El estudio también se realiza en 3D (Gadea 2009). A través de la simulación numérica es posible determinar la calidad acústica de cada combinación de materiales.

Un campo muy activo es el relacionado con el sonido y la vibración, a frecuencias bajas, de los edificios ligeros de madera, donde los métodos de medida y los principios de evaluación necesitan ser mejorados (Hagberg and Thorsson 2010). De acuerdo con (COST Action FP0702; Gerretsen 2009; Villot and Guigou-Carter 2005), para estos casos, no se han encontrado métodos analíticos simplificados que sean adecuados para predecir la respuesta de los suelos, por lo que se necesita un cálculo por el FEM para obtener las funciones de transferencia que describan adecuadamente el fenómeno. Sin embargo, surgen problemas debido a la complejidad constructiva, por lo que deben estudiarse los modelos y simplificaciones a adoptar (COST Action FP0702).

El problema del aislamiento al ruido de impactos en suelos ligeros de madera también se estudia en otras partes del mundo, como Australia y Nueva Zelanda (Emms et al. 2006).

Franco et al. (2011) evalúan la posibilidad de reducir los niveles de vibración y la potencia del sonido radiado en paneles sándwich, mediante modelos de elementos finitos, observando importantes oportunidades para optimizar la respuesta dinámica de estos elementos en aplicaciones relacionadas con la ingeniería de transporte, con la posibilidad de valorar el uso de nuevos materiales.

La metodología que se va a utilizar en este trabajo se adapta bien a la transmisión estructural del sonido, con un enfoque vibroacústico determinista. De acuerdo con estas características, se estudiarán con más detalle la transmisión de ruido de impactos y las transmisiones por flancos entre recintos adyacentes. Para los cálculos mediante el FEM, se utilizara el programa I-DEAS, ya utilizado en otras investigaciones en este campo (Braun et al. 2002; Saarinen et al. 2002; Dascotte 2004; Hetey 2009; Allemang et al. 2012; Hetey et al. 2015; Tager et al. 2015).

1.2. Objetivos

Se pretende investigar la aplicación de códigos de cálculo por el método de los elementos finitos en la simulación numérica de dos problemas vibroacústicos en edificios: la transmisión indirecta estructural, mediante la determinación del índice de reducción de vibraciones (K_{ij}), y la transmisión del ruido de impactos, mediante la determinación de la reducción del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL).

Para ello se establecen los siguientes objetivos específicos:

- Analizar la respuesta vibroacústica obtenida mediante modelos FEM en el caso de barras unidas en L, mediante la determinación de la diferencia de nivel de velocidad entre el elemento excitado y el elemento no excitado. Se prestará especial atención a la información sobre las mallas y los modos propios de vibración y al proceso de validación de los resultados, incluyendo análisis de convergencia y medidas experimentales
- Analizar la respuesta vibroacústica obtenida mediante modelos FEM en el caso de placas unidas en L, mediante la determinación de la diferencia de nivel de velocidad entre el elemento excitado y el elemento no excitado. Se estudiará la influencia de diferentes tipos de geometría, características del material, mallas y la incorporación de una capa elástica. Los resultados se verificarán y validarán utilizando medidas experimentales y comparando diferentes modelos de cálculo.
- Estudiar la aplicación del FEM para el cálculo del índice de reducción de vibraciones (K_{ij}) de una unión en cruz, tomando como referencia las normas EN ISO 10848-1 (2007), EN ISO 10848-4 (2011), EN ISO 10140-5 (2011) y EN 12354-1 (2000). Se analizarán diferentes espesores, condiciones de excitación y otros parámetros de los modelos analizados.
- Analizar la respuesta al ruido de impactos en los suelos mediante modelos con mallas de elementos 2D y de elementos 3D y estudiar la reducción del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL) mediante modelos de elementos finitos, tomando como referencia el modelo de ensayo descrito en la norma EN ISO 16251-1 (2015).

1.3. Estructura de la tesis doctoral

La presente tesis doctoral contiene cuatro capítulos principales. El primer capítulo incluye la introducción a la tesis, y en él se establecen los antecedentes sobre la predicción del comportamiento vibroacústico en edificios, realizando una revisión sobre las líneas de investigación abiertas, la normativa aplicable y las publicaciones científicas relacionadas con los diferentes enfoques del problema. También se justifica el interés de la investigación sobre la simulación numérica, mediante el análisis por el método de los elementos finitos (FEM), de la transmisión indirecta estructural y de la transmisión del ruido de impactos en edificios. Así mismo se especifican los objetivos de la tesis doctoral y se explica la estructura del texto.

En el segundo capítulo se tratan los fundamentos teóricos más relacionados con los desarrollos incluidos en el capítulo siguiente. Se ha optado por seguir el enfoque incorporado en la normativa vigente para que dichos desarrollos estén orientados a su aplicación práctica. El capítulo comienza tratando la transmisión del sonido en edificación. A continuación, antes de abordar con detalle los modelos de predicción, se introducen conceptos previos que se utilizan en dichos modelos, como el análisis estadístico de energía (SEA), la radiación acústica de superficies vibrantes, las vibraciones de placas sobre apoyos elásticos y las propiedades de los materiales más relacionadas con su comportamiento vibroacústico.

A continuación se exponen los modelos de predicción del aislamiento acústico, detallando los modelos de predicción y medida de la transmisión indirecta estructural, con el índice de reducción de vibraciones (K_{ij}), y la reducción de ruido de impactos mediante suelos flotantes.

Para finalizar el capítulo de fundamentos teóricos, se desarrollan conceptos relacionados con el análisis por el FEM en vibroacústica, como los elementos, la malla, los materiales y las condiciones de contorno. Se presta especial atención a los procesos de verificación y validación de los resultados, usados con el fin de valorar la fiabilidad, las limitaciones, las debilidades y la incertidumbre de las simulaciones computacionales.

En el tercer capítulo se desarrollan los cálculos y análisis realizados. Se ha empezado por analizar problemas simples, como las uniones de barras en L, pasando a estudiar uniones de placas en L, e incorporando capas flexibles. A continuación se estudian aplicaciones relacionadas directamente con la normativa vigente, calculando el índice de reducción de vibraciones de una unión en cruz vertical y la reducción de impactos mediante suelos flotantes.

En el primer apartado se evalúa la transmisión de vibraciones en barras unidas en L. Se ha analizado la respuesta obtenida mediante los modelos FEM, determinando la diferencia de nivel

de velocidad entre el elemento excitado y el elemento no excitado, como estimación de la transmisión acústica a través de los elementos. En este apartado se ha realizado una documentación más exhaustiva del análisis mediante el FEM, prestando especial atención a la información sobre las mallas y los modos propios de vibración, además de la validación y calibración de los resultados mediante el análisis de convergencia y medidas experimentales. En posteriores apartados esta información será más breve, dado el carácter de este documento.

El segundo apartado del tercer capítulo trata sobre la transmisión de vibraciones a través de placas unidas en L, evaluando la respuesta obtenida mediante modelos FEM. Se estudia la influencia de diferentes tipos de geometría, características del material, mallas y la incorporación de una capa elástica. Los resultados se verifican y validan utilizando medidas experimentales y comparando diferentes modelos de cálculo.

En el tercer apartado del tercer capítulo se desarrolla una aplicación del FEM para el cálculo del índice de reducción de vibraciones (K_{ij}) de una unión en cruz, utilizando como referencia las normas EN ISO 10848-1 (2007), EN ISO 10848-4 (2011), EN ISO 10140-5 (2011) y EN 12354-1 (2000). Se analizan diferentes espesores, condiciones de excitación y otros parámetros.

El cuarto y último apartado del tercer capítulo comienza analizando la respuesta al ruido de impactos en los suelos mediante modelos con mallas de elementos 2D y de elementos 3D, para poner de manifiesto las diferencias que pueden aparecer al considerar estos dos tipos de elementos. A continuación se analiza la reducción del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL) mediante modelos de elementos finitos, tomando como referencia el modelo de ensayo descrito en la norma EN ISO 16251-1 (2015).

En el cuarto capítulo se exponen las conclusiones de la tesis doctoral y se plantean líneas futuras de investigación que pueden seguirse a partir de lo tratado en ella.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1. Transmisión del sonido en edificación

Para abordar la transmisión del sonido en edificación, en esta tesis, se ha optado por seguir el enfoque incorporado en la normativa vigente. De esta forma se pretende que los desarrollos incluidos en los capítulos posteriores, estén orientados a su aplicación práctica. En este capítulo de fundamentos teóricos se tratarán los aspectos más relacionados con los objetivos planteados en este trabajo.

Los modelos de predicción para estimar las características acústicas entre recintos de las edificaciones, a partir de las características de sus elementos, están recogidos, principalmente, en la norma EN 12354-1 (2000) para ruido aéreo y en la norma EN 12354-2 (2001) para ruido de impactos. En (Gerretsen and Nightingale 1999; Gerretsen 2005; Gerretsen 2008; Gerretsen 2009) puede encontrarse una revisión de los modelos de predicción, recogidos en la normativa, sobre acústica en la edificación, junto con los avances que se han ido produciendo y las necesidades de mejora detectadas. La precisión de estos modelos se ha analizado en trabajos como los de Metzen (1999), Pedersen (1999) Cortés y Esteban (2004) y Esteban et al. (2005).

La protección frente al ruido se encuentra entre los requisitos básicos de habitabilidad recogidos en la Ley de Ordenación de la Edificación (LOE) (España 2008). De esta forma se limita el riesgo de molestias o enfermedades que el ruido pueda producir a las personas, dentro de los edificios y en condiciones normales de uso. Las exigencias básicas que deben cumplir los edificios para satisfacer dichos requisitos se concretan en el Código Técnico de la Edificación (CTE) (España 2008), reduciendo la transmisión del ruido aéreo, del ruido de impactos y del ruido y vibraciones de las instalaciones propias del edificio, entre otros aspectos. Las exigencias básicas están caracterizadas y cuantificadas en el Documento Básico DB HR Protección frente al ruido (DB HR 2011). En este documento también se incluyen los procedimientos cuya utilización acredita el cumplimiento de dichas exigencias básicas, concretados en forma de métodos de verificación o de soluciones que la práctica ha demostrado que son adecuadas.

Los índices que expresan las prestaciones acústicas exigidas se refieren a los valores medidos en el edificio construido (in situ), por lo que son imprescindibles herramientas, con la precisión adecuada, durante la fase de proyecto. Dichos índices pueden obtenerse mediante un ensayo acústico normalizado, comparándose directamente con los valores exigidos. Los índices de aislamiento utilizados en el DB HR (en el edificio) se indican en la Tabla 1.

Tabla 1: Índices de aislamiento utilizados en el DB HR.

Ruido aéreo entre recintos	$D_{nT,A}$ (dBA)
Ruido de impactos	$L'_{nT,w}$ (dB)
Ruido aéreo entre un recinto y el exterior	$D_{2m,nT,A,tr}$ (dBA)

Donde:

$D_{nT,A}$ es la diferencia de nivel estandarizada, ponderada A, entre recintos interiores;

$L'_{nT,w}$ es el nivel global de presión de ruido de impactos estandarizado;

$D_{2m,nT,A,tr}$ es la diferencia de nivel estandarizada, ponderada A, en fachadas y en cubiertas, para ruido exterior dominante de automóviles o de aeronaves.

Los índices de aislamiento acústico medidos en laboratorio, para los diferentes elementos constructivos, diferirán de los de la Tabla 1, que están medidos in situ, por los caminos de transmisión del sonido adicionales. Para mediciones en laboratorio el sonido se transmite básicamente por vía directa, pero para mediciones en el edificio, el sonido también se transmite por vía indirecta aérea o estructural (transmisión por flancos) (Figura 1).

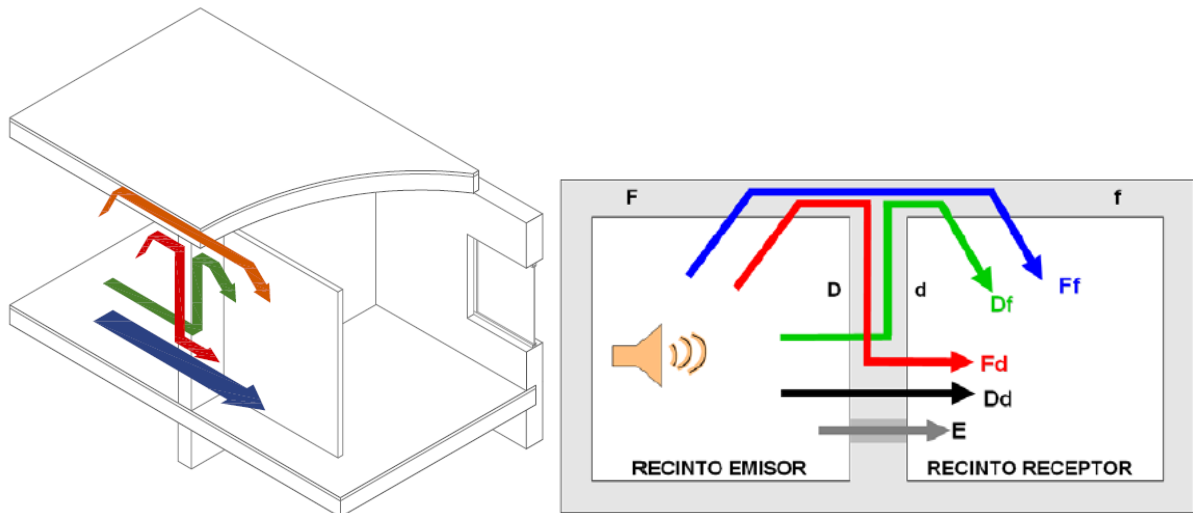


Figura 1: Esquema de caminos de transmisión del ruido aéreo entre dos recintos. (Guía DB HR, 1.3, A1.6.).

La transmisión sonora entre el recinto emisor y el recinto receptor depende del sonido radiado por los elementos separadores y los elementos de flancos en ese recinto, debido a la transmisión acústica directa e indirecta. La transmisión total se puede dividir en diferentes caminos de transmisión, relacionados con cada elemento del recinto receptor y con los elementos y sistemas involucrados en la transmisión aérea directa e indirecta.

Cada camino de transmisión puede identificarse por un elemento sobre el cual índice el sonido en el recinto emisor, y un elemento radiante en el recinto receptor. La Figura 1 recoge la notación habitual, donde en el recinto emisor (i) los elementos se designan por F para elementos de flanco y D para el elemento separador, y en el recinto receptor (j) los elementos se designan por f para elementos de flanco y d para elementos separadores. No se considerarán otros caminos, como el E , referido, por ejemplo, a conductos o instalaciones que conecten ambos recintos.

Del esquema descrito resulta un camino directo (Dd) y varios caminos por vía indirecta estructural o por flancos: Df , Fd y Ff . En el caso de recintos adyacentes, como en la Figura 1, tendremos 4 caminos para cada una de estas vías indirectas. La principal hipótesis que se admite en general, de acuerdo con lo indicado en la bibliografía, por ejemplo en (EN 12354-1 2000), es que los caminos de transmisión descritos pueden considerarse independientes, por lo que puede analizarse cada camino por separado y sumar su aportación.

El aislamiento acústico de los elementos constructivos depende de la frecuencia, aunque se pueden utilizar valores globales de aislamiento. También se utilizan curvas de ponderación en frecuencia, por ejemplo para el aislamiento a ruido aéreo entre recintos se utiliza la ponderación A , para valorar la menor sensibilidad del oído humano a frecuencias bajas.

En el campo de la acústica en edificación, los cálculos suelen realizarse en bandas de frecuencia (bandas de tercio de octava y bandas de octava). En el caso de bandas de tercio de octava, el rango de estudio suele estar entre 100 Hz y 3150 Hz (frecuencias centrales), aunque estudios recientes analizan su extensión a valores entre 50 Hz y 5000 Hz (Machimbarrena and Fausti 2013; Machimbarrena et al. 2014). Algunas tendencias y conclusiones pueden restringirse a rangos de frecuencias bajas, medias y altas, definidos de la siguiente forma (Hopkins 2007):

- Frecuencias bajas: 50–200 Hz
- Frecuencias medias: 250–1000 Hz
- Frecuencias altas: 1250–5000 Hz

En la edificación, el ruido de impactos se produce por una excitación mecánica sobre los cerramientos (típicamente el suelo), como pisadas o caídas de objetos. Las vibraciones producidas se propagan a los elementos colindantes (superpuestos, adyacentes o con una arista común), que se transforman en fuentes de ruido.

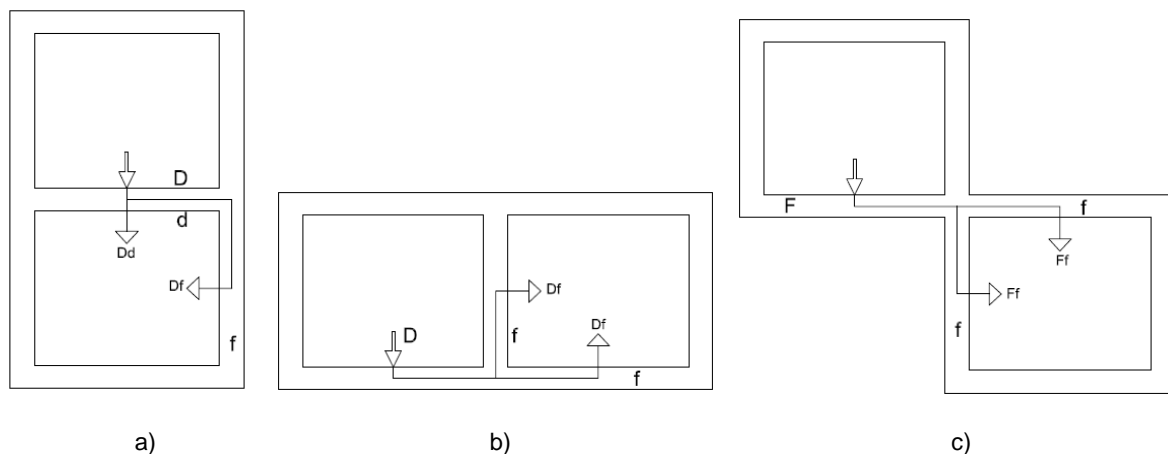


Figura 2: Esquema de caminos de transmisión del ruido de impactos entre dos recintos.
a) Recintos superpuestos. b) Recintos adyacentes. c) Recintos con una arista horizontal común.
(DB HR, 3.7).

Los índices de nivel de presión de ruido de impactos representan la transmisión del ruido de impactos entre recintos, tomando como referencia el nivel de presión sonora provocado por la máquina de impactos. Por esto, cuanto menor es el valor de $L'_{nT,w}$ exigido, mayor es el aislamiento acústico a ruido de impactos requerido.

2.2. Análisis estadístico de energía (SEA)

El análisis estadístico de energía (SEA, *Statistical Energy Analysis*) (Lyon and Dejong 1995) predice la transmisión de sonido y vibraciones, dividiendo un sistema en subsistemas conectados para representar el comportamiento estadístico de la energía y su difusión entre ellos. Se consigue una respuesta global de los subsistemas, trabajando con promedios temporales y espaciales. Una importante ventaja de este planteamiento, aparte de la simplificación conseguida, es que puede valorarse la importancia relativa de los caminos de transmisión, como se verá más adelante. Esto facilita la toma de decisiones sobre el diseño de la construcción.

Los subsistemas pueden representar un recinto, una pared, un suelo u otro elemento constructivo. Se introdujo en la década de los 60 y es una herramienta usada en industrias de la construcción, naval, automoción y aeroespacial (Craig and Wilson 1996; Cremer et al. 2005; Hopkins 2007).

El SEA se utiliza como referencia en los modelos de predicción del aislamiento acústico contemplados en la normativa (Gerretsen and Nightingale 1999; Craig 2001; Nightingale and Bosmans 2003). Por ejemplo, el índice de reducción de vibraciones K_{ij} se define en (EN 12354-1 2000) basándose en una simplificación del SEA, lo implica que se cumplen las condiciones en que las que se basa este método (EN ISO 10848-1 2007).

En la aplicación del SEA se supone que los subsistemas están débilmente acoplados y se asume que dicho acoplamiento es lineal y conservativo. En la banda de frecuencia de análisis, los modos resonantes contenidos almacenan la misma cantidad de energía y el factor de pérdidas por amortiguamiento medio en la banda es asumido igual para todos los modos. El flujo de potencia es debido principalmente a los modos resonantes en cada banda, siendo proporcional a los niveles de energía de cada subsistema. Se considera válido el principio de reciprocidad vibroacústica entre los sistemas.

En un estado estacionario, los niveles de energía dependen del balance final de potencias, incluyendo las potencias de entrada, la disipada y la transmitida. La vibración de placas, cáscaras o vigas se puede representar mediante los valores medios espaciales de las velocidades cuadráticas medias. Los cálculos suelen efectuarse en bandas de frecuencia, típicamente bandas de octava o de un tercio de octava.

El modelo básico, que sirve de problema de referencia, se basa en la interacción entre dos resonadores acoplados (Figura 3). Cada subsistema se identifica por su densidad modal (n) y el

nivel de energía (E), definida en términos de la media cuadrática espacial de la velocidad (Ec. 1) o presión cuadrática media (Ec. 2), integrada en una banda de frecuencias.

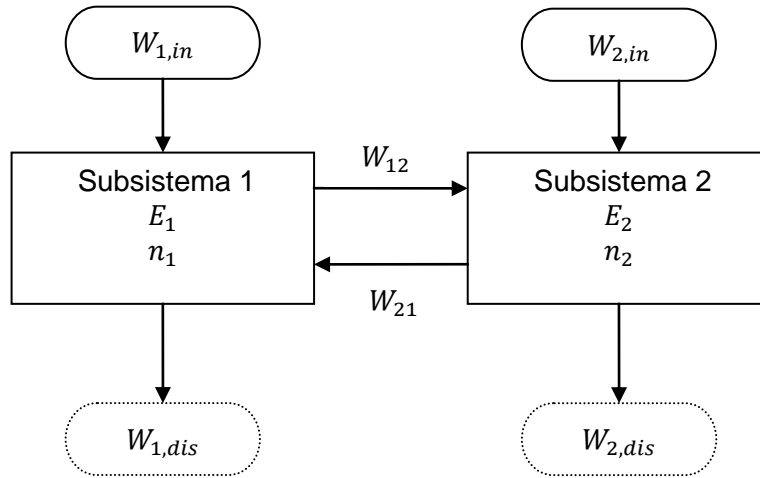


Figura 3: Modelo SEA de dos subsistemas.

$$E = m\langle v^2 \rangle \quad \text{Ec. 1}$$

$$E = \frac{V}{\rho_0 c_0^2} \langle p^2 \rangle \quad \text{Ec. 2}$$

Donde:

m es la masa del subsistema;

$\langle v^2 \rangle$ es la velocidad cuadrática promediada espacial y temporalmente;

V es el volumen del subsistema;

ρ_0 es la densidad del aire en equilibrio o sin perturbar;

c_0 es la velocidad del sonido en el aire en equilibrio o sin perturbar;

$\langle p^2 \rangle$ es la presión cuadrática promediada espacial y temporalmente.

Cada subsistema representa un mecanismo de almacenamiento de energía, y el flujo desde el subsistema 1 al subsistema 2 puede escribirse como:

$$W_{12} = \omega \eta_{12} E_1 \quad \text{Ec. 3}$$

Donde:

ω es la frecuencia angular central de banda;

η_{12} es el factor de pérdidas por acoplamiento.

El flujo de potencia entre dos subsistemas es proporcional a los factores de pérdida por acoplamiento y a la diferencia de energía modal media (Ec. 4). Para llegar a la relación anterior, se aplica la condición de reciprocidad (Ec. 5). La potencia disipada es proporcional al nivel de energía de un subsistema y al factor de pérdidas por amortiguamiento (Ec. 6) (Hopkins 2007) (Gerges and Arenas 2004).

$$W_{net,12} = W_{12} - W_{21} = \omega \eta_{12} n_1 \left(\frac{E_1}{n_1} - \frac{E_2}{n_2} \right) \quad \text{Ec. 4}$$

$$\eta_{12} n_1 = \eta_{21} n_2 \quad \text{Ec. 5}$$

$$W_{1,dis} = \omega \eta_{11} E_1 \quad \text{Ec. 6}$$

Donde:

η_{11} es el factor de pérdidas interno del subsistema.

Los balances de energía entre los subsistemas (la energía que entra es igual a la energía que sale) proporcionan un sistema de ecuaciones lineales para determinar los niveles de energía promedios ante una potencia de entrada (media y varianza). Para N subsistemas queda una ecuación matricial que podemos expresar de la siguiente forma:

$$[\eta]\{E\} = \left\{ \frac{W_{in}}{\omega} \right\} \quad \text{Ec. 7}$$

Donde:

$[\eta]$ es la matriz de factores de pérdida;

$\{E\}$ es el vector de energía;

$\left\{ \frac{W_{in}}{\omega} \right\}$ es el vector de la potencia de entrada.

Cuanto mayor sea la densidad modal (n), menor será la varianza, por lo que los resultados son mejores en la zona de frecuencias altas. El número mínimo de modos, por ancho de banda de frecuencia, varía según los autores, pero puede estimarse en 3, y el factor de recubrimiento modal (M) (Ec. 8) debe ser mayor que 1 (Craik et al. 1991; Nightingale and Bosmans 2003),

aunque hay dudas sobre la aplicabilidad de estos límites en general (Yap and Woodhouse 1996) y en particular en sistemas de placas rectangulares (Wester and Mace 1996; Hopkins 2009). Si el factor de recubrimiento modal es bajo, el SEA tiende a sobreestimar el acoplamiento, y por lo tanto el factor de pérdidas por acoplamiento y la transmisión.

$$M = f\eta n \quad \text{Ec. 8}$$

Resolviendo la Ec. 7, obtenemos las energías de los subsistemas, que pueden convertirse en otras variables más prácticas, como presión acústica o velocidad. La diferencia de nivel de presión acústica (D) entre recintos puede calcularse con:

$$D = 10 \log \left(\frac{p_i^2}{p_j^2} \right) = 10 \log \left(\frac{E_i}{E_j} \right) + 10 \log \left(\frac{V_j}{V_i} \right) \quad \text{Ec. 9}$$

En sistemas estructurales, puede usarse la diferencia de nivel de velocidad:

$$D_{v,ij} = 10 \log \left(\frac{v_i^2}{v_j^2} \right) = 10 \log \left(\frac{E_i}{E_j} \right) + 10 \log \left(\frac{m_j}{m_i} \right) \quad \text{Ec. 10}$$

Una forma de conseguir modelos SEA más precisos es determinar los factores de pérdida por acoplamiento mediante medidas experimentales (ESEA, experimental SEA) o mediante métodos numéricos como el FEM (Simmons 1991; Steel 1994; Yap and Woodhouse 1996; Thite and Mace 2007; Hopkins 2009).

En (Wilson and Hopkins 2015) se investigan los errores que pueden ocurrir aplicando SEA en la transmisión de ondas de flexión en sistema de placas en forma de cajas consecutivas, así como el uso del SEA avanzado (ASEA) para mejorar las predicciones, sobre todo en frecuencias bajas y medias. Las predicciones de SEA y ASEA se evalúan comparándolas con modelos FEM. Otros investigadores ya han indicado ciertas dudas sobre este tipo de comparaciones (Simmons 1991; Mace and Shorter 2000).

2.3. Radiación acústica de superficies vibrantes

2.3.1. Conceptos previos

En los modelos de cálculo que se utilizarán, se determinarán parámetros vibratorios, como la velocidad en determinados puntos. A partir de estos se podría estimar la respuesta acústica. En este apartado se justificará dicha estimación, estudiando los modelos que predicen la radiación acústica de estructuras vibrantes. Se prestará especial atención a la radiación de placas, ya que se corresponde con la tipología estructural que más habitualmente encontraremos en los cerramientos en edificación.

Los movimientos de los puntos de la superficie comprimirán el aire y generarán ondas acústicas de acuerdo con una interacción mecánica-acústica descrita en los textos especializados, como por ejemplo (Cremer et al. 2005; Beranek 1993; Kinsler 2000; Braun et al. 2002; Gerges and Arenas 2004; Hopkins 2007; Flores Pereita 1989; Recuero López 2000). Uno de los parámetros utilizados para caracterizar la radiación acústica es la impedancia acústica. Vamos a distinguir tres tipos de impedancia acústica:

- Impedancia acústica específica (Z_s), que es el cociente complejo entre la presión y la velocidad de la partícula en un punto (Ec. 11).

$$Z_s = \frac{p}{u} \quad \text{Ec. 11}$$

- Impedancia acústica (Z_a), es el cociente complejo entre la presión sonora media sobre una superficie cualquiera y la velocidad sonora del volumen a través de dicha superficie (relación de flujo sonoro volumétrico) (Ec. 12) (EN ISO 80000-8 2009).

$$Z_a = \frac{p}{q} = \frac{Z_s}{S} \quad \text{Ec. 12}$$

- Impedancia mecánica de radiación (Z_m), el cociente complejo entre fuerza total sobre cualquier superficie y la componente de la velocidad sonora media de la partícula sobre la superficie en la dirección de la fuerza (Ec. 13) (En ISO 80000-8 2009).

$$Z_m = \frac{F}{u} = Z_a S^2 \quad \text{Ec. 13}$$

Donde:

- q es la velocidad sonora del volumen a través de dicha superficie (relación de flujo sonoro volumétrico), es decir, la integral de superficie de la componente normal

de la velocidad sonora de la partícula, o integral sobre la sección transversal (a través de la cual se propaga el sonido).

La impedancia acústica es una magnitud compleja (Ec. 14) formada por una parte real, denominada resistencia acústica (R_a), y una parte imaginaria, denominada reactancia acústica del medio (X_a). En general se omitirá la notación específica para los números complejos, salvo que se estime necesaria para recordar este hecho.

$$\hat{Z}_a = R_a + jX_a \quad \text{Ec. 14}$$

La impedancia de radiación cuantifica la reacción del medio, ocasionada por la superficie vibrante. Podemos cuantificar la potencia radiada a partir de la parte real de la impedancia, es decir, a partir de la resistencia acústica.

El proceso para obtener analíticamente la impedancia de radiación puede resumirse en los siguientes pasos:

1. Obtención de la presión radiada por la superficie vibrante.
2. Obtención de la velocidad, a partir de la ecuación de Euler (Ec. 15)

$$-\frac{\partial p}{\partial x} = \rho_0 \frac{\partial u}{\partial t} \quad \text{Ec. 15}$$

3. Obtención de la impedancia acústica específica.
4. Obtención de la impedancia mecánica de radiación.

Podemos aplicar este proceso a una esfera pulsante de radio a . Partimos de la expresión de la presión (Ec. 16) y obtenemos la velocidad (Ec. 18) con la Ec. 15:

$$\hat{p}(r, t) = \frac{\hat{A}}{r} e^{j(\omega t - kr)} \quad \text{Ec. 16}$$

Donde:

\hat{A} es una constante compleja según las condiciones de contorno;

r es la distancia del origen al punto de observación;

k es el número de onda para campo libre

$$k = \frac{\omega}{c} = \frac{2\pi f}{c} = \frac{2\pi}{\lambda} \quad \text{Ec. 17}$$

La velocidad se obtiene con la Ec. 15.

$$\hat{u}(r, t) = \frac{\hat{A}}{\rho_0 c r} \left(1 + \frac{1}{jkr}\right) e^{j(\omega t - kr)} \quad \text{Ec. 18}$$

Siendo la impedancia acústica específica:

$$Z_s = \frac{p}{u} = \rho_0 c \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{jkr}\right)} \quad \text{Ec. 19}$$

En la superficie de la esfera, $r = a$:

$$Z_s|_{r=a} = \rho_0 c \frac{1}{\left(1 + \frac{1}{jka}\right)} \quad \text{Ec. 20}$$

Por lo tanto, la impedancia mecánica de radiación es:

$$Z_m = Z_s|_{r=a} S = \frac{4\pi a^2 \rho_0 c}{1 + \frac{1}{jka}} \quad \text{Ec. 21}$$

Reordenándola, para separar la parte real y la parte imaginaria, obtenemos:

$$Z_m = R_m + jX_m = 4\pi a^2 \rho_0 c \frac{k^2 a^2}{1 + k^2 a^2} + j4\pi a^2 \rho_0 c \frac{ka}{1 + k^2 a^2} \quad \text{Ec. 22}$$

En frecuencias bajas ($ka \ll 1$) resulta:

$$R_m = 4\pi a^4 \rho_0 c k^2 \quad \text{Ec. 23}$$

$$X_m = 4\pi a^3 \rho_0 c k = 4\pi a^3 \rho_0 \omega = M_m \omega \quad \text{Ec. 24}$$

$$M_m = 4\pi a^3 \rho_0 \quad \text{Ec. 25}$$

En frecuencias altas ($ka \gg 1$) resulta:

$$R_m = 4\pi a^2 \rho_0 c \quad \text{Ec. 26}$$

$$X_m = \frac{4\pi a^2 \rho_0 c}{ka} = \frac{4\pi a^2 \rho_0 \omega}{k^2 a} = M_m \omega \quad \text{Ec. 27}$$

$$M_m = \frac{4\pi a^2 \rho_0}{k^2 a} \quad \text{Ec. 28}$$

La potencia radiada puede determinarse con:

$$W_R = R_m u_{ef}^2 \quad \text{Ec. 29}$$

Donde:

u_{ef} es la velocidad eficaz lineal de los puntos de la superficie

En el caso de un pistón circular montado en pantalla infinita, la expresión para la impedancia mecánica de radiación es (Alba & Ramis 2002):

$$Z_m = \pi a^2 \rho_0 c \left[1 - \frac{J_1(2ka)}{ka} \right] + j \frac{\pi \rho_0 c}{2k^2} K_1(2ka) \quad \text{Ec. 30}$$

Donde:

a es el radio del pistón

$J_1(x)$ es la función de Bessel de primera especie y orden 1, cuyo desarrollo en serie es:

$$J_1(x) = \frac{x}{2} \left[1 - \frac{1}{2!} \left(\frac{x}{2}\right)^2 + \frac{1}{2!3!} \left(\frac{x}{2}\right)^4 - \dots \right] \quad \text{Ec. 31}$$

$K_1(x)$ es la función de Kelvin de orden 1, cuyo desarrollo en serie es:

$$K_1(x) = \frac{2}{\pi} \left[\frac{x^3}{3} - \frac{x^5}{3^2 5} + \frac{x^7}{3^2 5^2 7} - \dots \right] \quad \text{Ec. 32}$$

En frecuencias bajas ($ka \ll 1$) resulta:

$$R_m = \frac{\pi a^4 \rho_0 \omega^2}{2c} \quad \text{Ec. 33}$$

$$X_m = \frac{8}{3} a^3 \rho_0 \omega = M_m \omega \quad \text{Ec. 34}$$

$$M_m = \frac{8}{3}a^3\rho_0 \quad \text{Ec. 35}$$

Se observa que, a frecuencias bajas, la impedancia mecánica tiene una resistencia proporcional a la cuarta potencia del radio del pistón y al cuadrado de la frecuencia, y un término independiente de la frecuencia, que es M_m , que aumenta la masa efectiva del pistón.

La potencia radiada será:

$$W_R = R_m u_{ef}^2 = \frac{\pi a^4 \rho_0 \omega^2}{2c} u_{ef}^2 \quad \text{Ec. 36}$$

En frecuencias altas ($ka \gg 1$) resulta:

$$R_m = \pi a^2 \rho_0 c \quad \text{Ec. 37}$$

$$X_m = \frac{4a\rho_0 c^2}{2\omega} = \frac{2a\rho_0}{k^2} \omega \quad \text{Ec. 38}$$

$$M_m = \frac{2a\rho_0}{k^2} \quad \text{Ec. 39}$$

La potencia radiada será:

$$W_R = R_m u_{ef}^2 = \pi a^2 \rho_0 c \left[1 - \frac{J_1(2ka)}{ka} \right] u_{ef}^2 = \pi a^2 \rho_0 c u_{ef}^2 \quad \text{Ec. 40}$$

Se observa que, a frecuencias altas, predomina R_m , que es donde se disipa toda la potencia, y no aparece el incremento aparente de la masa del pistón.

2.3.2. Radiación acústica en placas

En el caso de placas, el sonido es radiado, fundamentalmente debido a ondas de flexión (Cremer et al. 2005; Hopkins2007; Moser 2009). Partimos de la ecuación diferencial del movimiento para una onda de flexión propagándose en la dirección x de una viga, que es:

$$B_b \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^4} + \rho_l \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = 0 \quad \text{Ec. 41}$$

Donde:

B_b es la rigidez a flexión de la viga;

$$B_b = EI_b \quad \text{Ec. 42}$$

ξ es el desplazamiento en dirección perpendicular a la línea neutra;

ρ_l es la masa por unidad de longitud.

Las ecuaciones se suelen expresar en función de la velocidad de la onda longitudinal, para vigas Ec. 43 y para placas Ec. 44:

$$c_{L,b} = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad \text{Ec. 43}$$

$$c_{L,p} = \sqrt{\frac{E}{\rho(1 - \nu^2)}} \quad \text{Ec. 44}$$

La solución a la ecuación diferencial puede expresarse como:

$$\xi(x, t) = \xi_0 e^{j(\omega t - k_B x)} \quad \text{Ec. 45}$$

Donde:

k_B es el número de onda de flexión;

$$k_B^4 = \frac{\omega^2 \rho_l}{B_b} \quad \text{Ec. 46}$$

La velocidad de la onda de flexión en vigas resulta:

$$c_{B,b} = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 B_b}{\rho_l}} = \sqrt[4]{\frac{4\pi^2 f^2 c_{L,b}^2 I_b}{S}} \quad \text{Ec. 47}$$

Esta velocidad de la onda de flexión es dependiente de la frecuencia.

El desarrollo anterior puede adaptarse para el caso de ondas de flexión propagándose en la dirección x de placas delgadas, homogéneas e isotrópicas. La existencia de material en la otra dirección del plano hace que debamos reemplazar E por $E/(1 - \nu^2)$.

La ecuación diferencial del movimiento para una onda de flexión propagándose en la dirección x de una placa delgada, homogénea e isotrópica es:

$$B_p \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^4} + \rho_s \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = 0 \quad \text{Ec. 48}$$

Donde:

B_p es la rigidez a flexión por unidad de longitud de la placa;

$$B_b = \frac{EI_b}{(1 - \nu^2)} = \frac{Eh^3}{12(1 - \nu^2)} \quad \text{Ec. 49}$$

h es el espesor de la placa.

ρ_s es la masa por unidad de superficie.

La velocidad de la onda de flexión en placas resulta:

$$c_{B,p} = \sqrt[4]{\frac{\omega^2 B_p}{\rho_s}} = \sqrt{\frac{2\pi f h c_{L,p}}{\sqrt{12}}} \cong \sqrt{1,8 f h c_{L,p}} \quad \text{Ec. 50}$$

Dado que las ondas de flexión en una placa se propagan en dos direcciones habrá que completar el modelo añadiendo los términos correspondientes. Los detalles pueden encontrarse, por ejemplo, en (Hopkins 2007). Resulta la siguiente ecuación diferencial:

$$B_p \left(\frac{\partial^4 \xi}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \xi}{\partial y^4} \right) + \rho_s \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2} = 0 \quad \text{Ec. 51}$$

La solución puede ser descrita con una ecuación de la forma siguiente:

$$\xi(x, y, t) = \xi_0 e^{j(\omega t - k_x x - k_y y)} \quad \text{Ec. 52}$$

La relación de k_x y k_y con el número de onda es:

$$k_B^2 = k_x^2 + k_y^2 \quad \text{Ec. 53}$$

Cuando las placas no son delgadas, debe incluirse el efecto de las deformaciones por esfuerzos cortantes y la inercia rotacional, aunque el primero de los citados tiende a ser más significativo (Cremer et al. 2005) (Hopkins 2007).

Como simplificación, se puede indicar la frecuencia a partir de la cual los resultados pueden dejar de ser suficientemente precisos si se usa el modelo de placa delgada. Para vigas y placas, una regla general es que la longitud de onda de flexión debe ser mucho mayor que la sección o el espesor.

Si se toma como referencia una diferencia del 10% entre las velocidades de onda para placa delgada y placa gruesa, la frecuencia a partir de la cual se puede producir dicha diferencia ($f_{B(thin)}$) puede calcularse con la Ec. 54, que corresponde con $\lambda_B = 6h$. (Petyt 2010) propone que debería usarse $\lambda_B = 10h$.

$$f_{B(thin)} \cong \frac{0,05c_{L,p}}{h} \quad \text{Ec. 54}$$

En construcciones reales es difícil definir con precisión las condiciones de contorno de movimiento en los bordes de la placa. Una posible solución es considerar que el contorno está simplemente apoyado, para ondas de flexión (Hopkins 2007).

Algunos autores estudian el comportamiento dinámico de suelos usando, fundamentalmente, modelos FEM (El-Dardiry et al. 2002). El-Dardiry y Ji (2006) utilizan el comportamiento dinámico de forjados mixtos, haciendo un estudio paramétrico de los efectos de las condiciones de contorno, condiciones de carga, módulo de cortante y láminas de acero. La variación del espesor del suelo, debido a la construcción, puede afectar significativamente a la precisión de los resultados

2.3.3. Frecuencia crítica

La frecuencia crítica, algunas veces referida como la frecuencia de coincidencia más baja, es la frecuencia en la que la energía acústica se transmite a través del elemento constructivo en forma de ondas de flexión acopladas con las ondas acústicas del aire, con la consiguiente disminución del aislamiento acústico (DB HR 2011). En placas isotrópicas puede calcularse haciendo $c_{B,p} = c_0$.

$$f_c = \frac{c_0^2 \sqrt{3}}{\pi h c_L} \cong \frac{c_0^2}{1.8 h c_L} \quad \text{Ec. 55}$$

En placas infinitas, la presión de sonido radiado, propagado en la dirección z, resulta:

$$p(x, z, t) = p_0 e^{j(\omega t - k_B x - k_z z)} \quad \text{Ec. 56}$$

Esta relación debe cumplir la ecuación de onda para ondas longitudinales en el aire, por lo que

$$k^2 = k_B^2 + k_z^2 \quad \text{Ec. 57}$$

Imponiendo las condiciones de contorno en la superficie de la placa, resulta:

$$p(x, z, t) = \frac{\omega \rho_0 \hat{v}}{\pm \sqrt{k^2 - k_B^2}} e^{j(\omega t - k_B x - (\pm \sqrt{k^2 - k_B^2})z)} \quad \text{Ec. 58}$$

Por encima de la frecuencia crítica, $k > k_B$, el valor de k_z es real y se toman los valores positivos de la Ec. 58. Calculando la energía y utilizando la Ec. 60 podemos determinar el rendimiento de radiación:

$$\sigma = \frac{k}{\sqrt{k^2 - k_B^2}} \quad \text{Ec. 59}$$

Para valores iguales a la frecuencia crítica, el rendimiento de radiación es infinito. Para valores por debajo de la frecuencia crítica, el valor de k_z es imaginario y se toman los valores negativos de la Ec. 58. El rendimiento de radiación es nulo.

Para placas finitas se puede llegar a una cuantificación del rendimiento de radiación en función de las dimensiones de la placa. Para frecuencias superiores a la frecuencia crítica el valor tiende a 1. Para frecuencias inferiores, el valor disminuye al disminuir la frecuencia, aunque varía significativamente con las condiciones de contorno.

2.3.4. Cálculo de la potencia acústica radiada mediante la medición de la velocidad

La potencia acústica radiada por cada elemento se puede calcular a partir de las mediciones de su vibración. Cuando la frecuencia crítica del elemento es baja comparada con el rango de frecuencias de interés, la potencia radiada a partir del elemento particular k (W_k) se puede estimar a partir de la Ec. 60 (EN ISO 10140-4; Hopkins 2007):

$$W_k = \rho c S_k \langle v_k^2 \rangle \sigma_k \quad \text{Ec. 60}$$

ρc es la impedancia característica del aire;

S_k es el área del elemento;

$\langle v_k^2 \rangle$ es el promedio espacial de la velocidad cuadrática media que es normal a la superficie (Ec. 61);

σ_k es el rendimiento de radiación, que se supone igual a 1 por encima de la frecuencia crítica.

$$\langle v_k^2 \rangle = v_0^2 10^{L_v/10} \quad \text{Ec. 61}$$

El nivel de velocidad promedio de la superficie del elemento, L_v , viene dado por la Ec. 136, que se reproduce de nuevo a continuación para facilitar la lectura:

$$L_v = 10 \log \left(\frac{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2}{n v_0^2} \right) \quad \text{Ec. 136}$$

Los resultados calculados mediante el FEM son usados para el cálculo de radiación de superficies. Por ejemplo González-Montenegro et al. (2014) utilizan los resultados calculados usando un programa comercial de FEM para aplicar un método numérico de cálculo de radiación de superficies planas.

En (Cho 2013a) se utiliza un método híbrido FEM-SEA (Shorter and Langley 2005; Langley and Cordioli 2009) para evaluar la radiación por ruido de impactos en suelos flotantes. Sin embargo, en el siguiente artículo (Cho 2013b), asume que la influencia del campo acústico del recinto sobre la estructura de hormigón y la transmisión por flancos a través de los muros es despreciable, por lo que considera que el campo acústico por impacto puede ser estimado usando la potencia radiada, dada por la Ec. 60, para comparar los resultados de modelos numéricos realizados con FEM. También Díaz-Cereceda et al. (2011) usan la energía radiada para evaluar la transmisión, calculando con ella el nivel de presión de ruido de impactos. En esta publicación se resuelven analíticamente las ecuaciones dinámicas de placas rectangulares.

Franco et al. (2011) evalúan la posibilidad de reducir los niveles de vibración y la potencia del sonido radiado en paneles sándwich, mediante el uso de modelos FEM y utilizando las velocidades cuadráticas medias y la potencia acústica radiada como parámetros a determinar en el estudio.

2.4. Vibraciones en placas sobre apoyos elásticos

2.4.1. Modelo de material elástico entre superficies de alta rigidez

En un suelo flotante, el material elástico se encuentra entre dos materiales con una rigidez mucho mayor. El modelo utilizado para la rigidez dinámica, s' (ver 2.5.3), considera rígido, tanto el suelo flotante, como el soporte resistente, es decir, las placas entre las que está el material elástico aislante al ruido de impactos, también denominado capa elástica.

Planteando el problema desde el punto de vista de la Teoría de la Elasticidad, el estado de deformaciones en un punto sería el indicado en las ecuaciones Ec. 62 a Ec. 64, suponiendo despreciable la deformación en las direcciones x e y del plano, dado que la variación de longitud en dichas direcciones es aproximadamente nula. Tampoco hay deformaciones angulares, por simetría, por lo que las direcciones del sistema de referencia son direcciones principales y se trataría de un estado de deformación uniaxial.

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] = 0 \quad \text{Ec. 62}$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] = 0 \quad \text{Ec. 63}$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad \text{Ec. 64}$$

De las dos primeras ecuaciones deducimos que $\sigma_x = \sigma_y$, y sustituyendo en la Ec. 62 resulta:

$$\sigma_x = \frac{\nu}{(1 - \nu)} \sigma_z \quad \text{Ec. 65}$$

Sustituyendo en la Ec. 64:

$$\varepsilon_z = \frac{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}{E(1 - \nu)} \sigma_z \quad \text{Ec. 66}$$

Algunos autores, suponiendo esfuerzos uniaxiales en la Ec. 64, solamente utilizan E en la Ec. 66, utilizando la Ec. 67 para describir la relación con la rigidez dinámica, s' (Ec. 68), pero esto sólo es válido cuando se desprecia el efecto del coeficiente de Poisson, ν .

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} \sigma_z \quad \text{Ec. 67}$$

$$s' = \frac{F/S}{\Delta d} = \frac{\sigma_z}{\varepsilon_z d} = \frac{E}{d} \quad \text{Ec. 68}$$

Por lo tanto, la relación entre la rigidez dinámica y las constantes elásticas del material debería describirse como:

$$s' = \frac{F/S}{\Delta d} = \frac{\sigma_z}{\varepsilon_z d} = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)d} \quad \text{Ec. 69}$$

En ciertos campos, como en sismología, se trabaja con constantes elásticas que permiten expresar esta relación de forma más compacta:

$$\varepsilon_z = \frac{(1+\nu)(1-2\nu)}{E(1-\nu)} \sigma_z = \frac{1}{M} \sigma_z \quad \text{Ec. 70}$$

$$s' = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)d} = \frac{M}{d} \quad \text{Ec. 71}$$

Donde:

M es el *P-wave modulus* (Mavko et al. 2003);

$$M = \frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad \text{Ec. 72}$$

La evolución de la relación M/E y ν puede verse en la Figura 4. Para valores bajos del coeficiente de Poisson, los valores de M y E son similares, pero M aumenta muy rápidamente, de forma asintótica, cuando el coeficiente de Poisson se va acercando a 0,5.

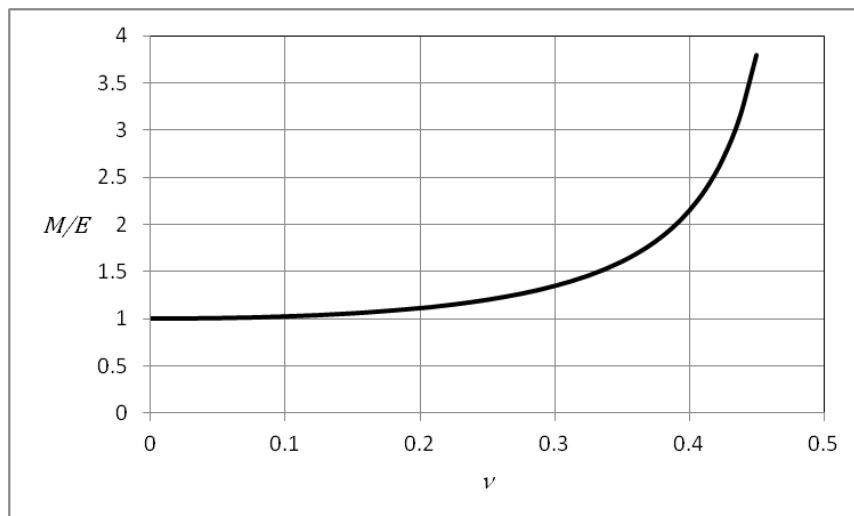


Figura 4: Evolución de la relación M/E con el coeficiente de Poisson.

Este modelo es estudiado por Segovia et al. (2014), desde el punto de vista vibratorio en el contexto de aplicaciones acústicas, y por otros autores, como Pinarbasi et al. (2006), para estados de compresión, flexión pura y cortante, obteniendo las distribuciones de desplazamientos y tensiones.

El problema de cuerpos elásticos entre placas rígidas fue estudiado por Haddow y Ogden (1988), en el contexto de la teoría de la elasticidad no lineal. Describe un término equivalente a M , que es denominado módulo de Young efectivo (o aparente) y estudia su evolución con los valores de un factor de forma (espesor/dimensión en superficie), entre otros aspectos. Este módulo de compresión efectivo también es usado por otros autores, como Koh y Lim (2001), Tsai (2005) y Pinarbasi et al. (2006).

En materiales fibrosos, el coeficiente de Poisson suele suponerse nulo debido a la débil unión entre fibras, aunque en otros materiales porosos puede ser necesaria una determinación más precisa. (Jaouen et al. 2008).

Widdle et al. (2008), estudian el efecto del coeficiente de Poisson en espumas de poliuretano. Con altas compresiones, el valor se aproxima a cero cuando se usan materiales hiperelásticos, coincidiendo con el modelo adoptado por varios de los trabajos citados en ese texto. Sin embargo, en otros casos, el valor del coeficiente de Poisson puede afectar a los resultados, por lo que sería necesario incorporar un valor no nulo.

2.4.2. Modelos de cálculo de placas sobre apoyos elásticos

El modelo de placas rígidas puede no ser suficiente para representar el comportamiento real; y la rigidez dinámica de la capa elástica no es el único factor que puede afectar a la reducción de ruido de impactos mediante suelos flotantes. Los modos de flexión de la losa flotante interactúan con la vibración de la capa elástica (material aislante a ruido de impactos), al menos a frecuencias bajas (Cho 2013a; Cho 2013b; Cha 2008), afectando al modelo convencional considerado anteriormente, por lo que deben tenerse en cuenta la forma y dimensiones de la losa y el suelo flotante.

Este tipo de problema también se estudia en otros campos como, por ejemplo, el aislamiento de equipos en naves industriales (Stuardi et al. 2013) y el aislamiento de vías de tren en la cercanía de edificios (Hui and Ng 2009). El modelo analítico de placas sobre apoyos elásticos puede encontrarse, por ejemplo, en (Ventsel and Krauthammer 2001). Entre los posibles modelos

a adoptar, un modelo simple, sugerido por Winkler, está basado en sustituir los apoyos elásticos por las fuerzas reactivas que aparecen, que pueden ser expresadas con:

$$q(x, y) = K\xi \quad \text{Ec. 73}$$

Donde:

K es la rigidez del apoyo elástico, en unidades de fuerza por unidad de área de contacto y por unidad de longitud de desplazamiento en dirección del espesor. Esta constante es denominada módulo de balasto en ciertos campos, como ingeniería civil y cimentaciones en arquitectura.

La ecuación diferencial para el caso de una placa con una carga superficial $p(x, y)$ resultaría:

$$B_p \left(\frac{\partial^4 \xi}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 \xi}{\partial y^4} \right) = [p(x, y) - q(x, y)] \quad \text{Ec. 74}$$

Teniendo en cuenta la Ec. 73, podemos escribir la ecuación diferencial de la placa sobre apoyos elásticos, dada por el modelo de Winkler:

$$B_p \nabla^2 \nabla^2 \xi + K\xi = p \quad \text{Ec. 75}$$

Teniendo en cuenta la Ec. 51, la ecuación diferencial para vibraciones forzadas no amortiguadas resultaría:

$$B_p \nabla^2 \nabla^2 \xi(x, y, t) + K\xi(x, y, t) = p(x, y, t) - \rho_s \frac{\partial^2 \xi}{\partial t^2}(x, y, t) \quad \text{Ec. 76}$$

El número de onda de flexión, k_B , resulta (Leissa 1969):

$$k_B^4 = \frac{\omega^2 \rho_s - K}{B_p} \quad \text{Ec. 77}$$

Considerando el movimiento de las placas superior e inferior (Figura 5), y utilizando la notación habitual para la rigidez dinámica, resulta el siguiente sistema de ecuaciones, para el caso armónico (Cremer et al. 2005):

$$\begin{aligned} B_1 \nabla^2 \nabla^2 \xi_1 + s'(\xi_1 - \xi_2) &= p + \omega^2 m'_1 \xi_1 \\ B_2 \nabla^2 \nabla^2 \xi_2 - s'(\xi_1 - \xi_2) &= \omega^2 m'_2 \xi_2 \end{aligned} \quad \text{Ec. 78}$$

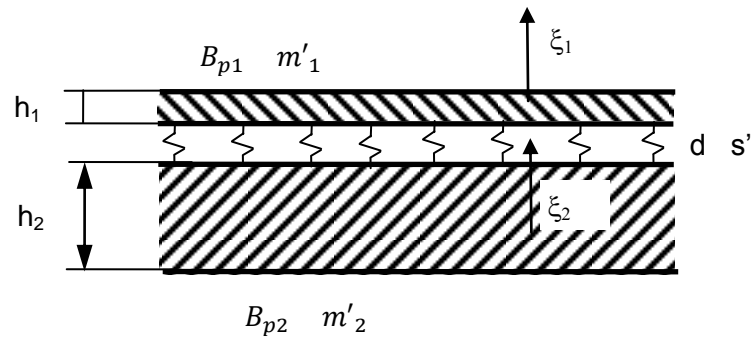


Figura 5: Modelo para suelo flotante.

Aunque en ciertas condiciones se pueden obtener las velocidades a partir de la Ec. 78 (Cremer et al. 2005), se suele recurrir a técnicas numéricas o estudios experimentales. En el caso de acoplamiento débil y frecuencias superiores a la propia, la placa superior se comporta como una placa libre, sin influencia de la placa inferior. Cuando se añade una placa superior significativamente más flexible que la placa inferior, la relación entre la velocidad de la placa inferior con placa superior y la velocidad de la placa inferior sin placa superior es la dada por la Ec. 79, que es independiente de las propiedades de la placa inferior. Este resultado sería equivalente al obtenido suponiendo las placas rígidas.

$$\frac{v_2(r)}{v_{20}(r)} \approx \frac{\omega_1^2}{\omega^2} = \frac{s'}{\omega^2 m'_1} \quad \text{Ec. 79}$$

En ciertas aplicaciones es suficiente con estudiar el problema unidimensional, tratando el modelo viga en lugar del modelo losa, lo que permite un tratamiento analítico más abordable (Gadea 2009; Stuardi et al. 2013; Balachandran and Magrab 2009). Este modelo también tiene interés cuando se utilizan vigas como sistema para rigidizar suelos flotantes, como en (Hui and Ng 2009), aunque los análisis teóricos son complementados con cálculos con FEM para poder obtener valores comparables con las medidas experimentales. En el caso citado, las estructuras flotantes son para el control de transmisiones de vibraciones en infraestructuras ferroviarias, con un rango de frecuencias de interés crítico entre los 30 y 200 Hz.

El análisis con modelos tipo viga permite determinar la variación del factor de transmisibilidad, evaluando su máximo valor. Puede definirse la transmisibilidad modal envolvente, interpretable como la transmisibilidad máxima de cualquier punto perteneciente a la viga y obtenida como respuesta de un único modo resonante, propiciando el número de onda de máxima excitación.

En las losas surgen formas bidimensionales acopladas, relacionadas con el coeficiente de Poisson, con una alta densidad de frecuencias. En estos casos, el análisis por Elementos Finitos permite abordar el problema.

En (Stuardi 2013), los resultados del estudio analítico se contrastaron con un modelo de Elementos Finitos para frecuencias bajas, por debajo de 50 Hz, que es el rango de interés para equipos sensibles a vibraciones, en general. Las transmisibilidades dependen en gran medida del punto de análisis sobre la losa, además de otros numerosos parámetros. Para abordar el problema de diseño de sistemas de apoyo de equipos sensibles a vibraciones, puede usarse la transmisibilidad local máxima, que proporciona resultados conservadores. De acuerdo con los valores de transmisibilidad envolvente obtenidos, la magnitud es varias veces superior a lo que puede predecirse con un modelo de un grado de libertad.

Hui y Ng (2007) realizan un análisis modal experimental con el fin de mejorar el aislamiento de vibraciones de paneles ligeros de cemento, mediante la incorporación de paneles de suelo de nido de abeja con una alta relación rigidez-masa. Proponen las posiciones del aislador para reducir los modos de resonancia de flexión, a los que achaca el pobre aislamiento de vibraciones, con un rango típico de 120-600 Hz.

Cuando la losa superior es ligera (como un tablero de madera) y está apoyada en líneas elásticas, como listones de madera apoyados en una capa elástica (Figura 6), y la losa inferior es pesada (como una losa de hormigón) puede utilizarse el modelo desarrollado en (Stewart and Craik 2000), que parte de los modelos de (Mess and Vermeir 1993; Craik and Osipov 1995; Craik and Wilson 1996), que estudian uniones elásticas de placas.

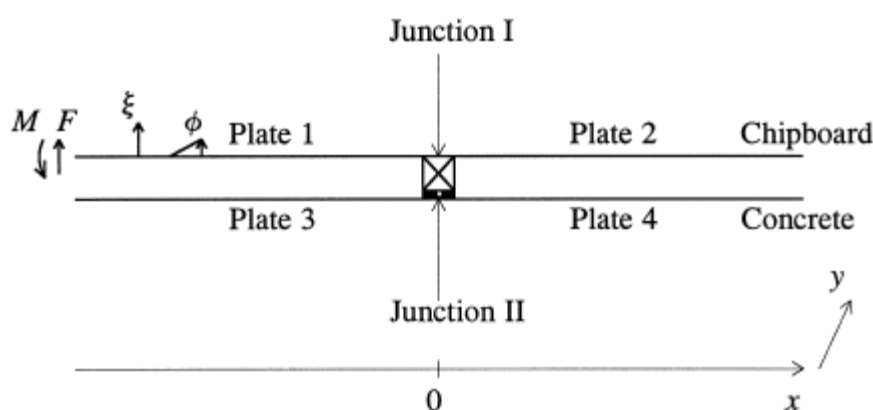


Figura 6: Esquema de losas separadas por listones y capa elástica (Stewart and Craik 2000).

Si se supone que la capa elástica reacciona localmente, con ancho b y espesor d , la rigidez a flexión en el listón resulta:

$$B_k = \frac{E'b^3d}{12} = \frac{Kb^2d^2}{12} \quad \text{Ec. 80}$$

Donde:

E' es módulo de Young dinámico aparente;

$K = \frac{E'b}{d}$ es la rigidez dinámica a compresión.

El amortiguamiento de la capa elástica puede incluirse haciendo complejo el valor del módulo de Young aparente, multiplicando por $(1 + j\eta_k)$, siendo η_k el factor de pérdidas de la capa elástica.

La frecuencia de transición depende de las propiedades de la losa superior y de la capa elástica, pero es independiente de la losa inferior de hormigón. La capa elástica puede modelarse como una serie de muelles independientes (Stewart and Craik 2000). Los resultados muestran que, cuando no existe capa elástica, el acoplamiento a través de los listones es dominante, pero cuando existe capa elástica, el acoplamiento estructural puede despreciarse frente al acoplamiento acústico en las cavidades entre listones. A frecuencias altas, el modelo teórico subestima el acoplamiento.

2.5. Propiedades de los materiales

2.5.1. Propiedades físicas y elásticas

Las propiedades físicas y elásticas de los materiales influyen en su comportamiento acústico. En este apartado se prestará especial atención a las propiedades necesarias para definir los modelos numéricos que se utilizarán posteriormente.

Una primera referencia sobre los valores de las propiedades de los materiales puede ser la recogida en la normativa. En la tabla B1 de la norma EN 12354-1 (2000), sobre cálculo de características acústicas de las edificaciones, los datos facilitados son los indicados en la Tabla 2.

Tabla 2: Propiedades típicas de algunos materiales (EN 12354-1).

Material	Densidad ρ (kg/m ³)	Velocidad onda longitudinal c_L (m/s)	Factor de pérdidas interna η_{int} (-)
Hormigón	2300	3500	0,006
Silicato de Calcio	1750	2600	0,015
Hormigón ligero	1300	1700	0,015
Hormigón aireado fabricado en autoclave	650	1400	0,010

De acuerdo con la instrucción de hormigón estructural española EHE-08 (España 2010), como módulo de deformación longitudinal secante a 28 días, E_{cm} , (pendiente de la secante de la curva real tensión-deformación), en N/mm², se adoptará:

$$E_{cm} = 8500^3 \sqrt[3]{f_{cm}} \quad \text{Ec. 81}$$

Donde:

f_{cm} es la resistencia media a compresión del hormigón a 28 días de edad en N/mm².

Para cargas instantáneas o rápidamente variables, el módulo de deformación longitudinal inicial del hormigón (pendiente de la tangente en el origen) a la edad de 28 días, E_c , puede tomarse aproximadamente igual a:

$$E_c = \beta_E E_{cm} \quad \text{Ec. 82}$$

$$\beta_E = 1,30 - \frac{f_{ck}}{400} \leq 1,175 \quad \text{Ec. 83}$$

Donde:

f_{ck} es la resistencia característica del proyecto en N/mm^2 .

Los valores resultantes del módulo de deformación longitudinal para diferentes resistencias de proyecto pueden verse en la Tabla 3:

Tabla 3: Módulo de deformación longitudinal del hormigón.

f_{ck} (MPa)	f_{cm} (MPa)	E_{cm} (GPa)	β_E	E_c (GPa)
20	28	25,811	1,25	30,328
25	33	27,264	1,2375	32,035
30	38	28,577	1,225	33,578
35	43	29,779	1,2125	34,990
40	48	30,891	1,2	36,297
45	53	31,928	1,1875	37,516
50	58	32,902	1,175	38,660

Para hormigones ligeros los valores son diferentes y pueden consultarse en la instrucción EHE-08 (España 2010), Tablas A.16.1 y A.16.2.

El coeficiente de Poisson, relativo a las deformaciones elásticas bajo tensiones normales de utilización, se tomará igual a 0,20, como valor medio.

En cuando a las densidades, para determinar el peso propio la instrucción EHE-08 propone los valores indicados en la Tabla 4. El hormigón ligero tiene densidades entre 1200 kg/m^3 y 2000 kg/m^3 .

Tabla 4: Densidades del hormigón.

Hormigón en masa	Si $f_{ck} \leq 50$ MPa	2300 kg/m ³
	Si $f_{ck} > 50$ MPa	2400 kg/m ³
Hormigón armado y pretensado	2500 kg/m ³	

Para describir con más precisión el comportamiento de materiales podemos usar el módulo de Young complejo ó módulo complejo (Cremer et al 2005; Petyt 2010), que recoge el efecto de la frecuencia y el factor de pérdidas. Este modelo es usado en materiales viscoelásticos, como los usados como capa elástica en los suelos flotantes (Sim and Kim 1990). Dado el interés de este parámetro para estudiar el amortiguamiento, será estudiado en el apartado 2.5.2.

Algunos autores, como (Cho 2013a; Cho 2013b) utilizan datos de materiales tomados de referencias genéricas, no de medidas realizadas sobre los elementos utilizados en modelo experimental.

2.5.2. Amortiguamiento

El amortiguamiento de un sistema estructural transforma energía mecánica en otra forma de energía (normalmente térmica) de forma irreversible. Depende no sólo de la estructura en sí misma, sino también del medio que la rodea.

El amortiguamiento se trata en muchas fuentes, por ejemplo en (Adhikari and Woodhouse 2001a; 2001b; 2002a; 2002b), donde se trata de su identificación. Lesieutre realiza un estudio del amortiguamiento en modelos de elementos finitos que puede encontrarse en (Braun et al. 2002, p. 321). Contribuciones recientes sobre el amortiguamiento y su tratamiento en modelos FEM pueden encontrarse en (Allemang et al. 2012), donde están incluidas (Gaul 2012) y (Menefee et al. 2012).

Podemos hablar de dos tipos de amortiguamiento (Petyt 2010):

- Un amortiguamiento estructural (histerético), causado por la fricción interna del material y por las uniones de los diferentes componentes.
- Un amortiguamiento viscoso, causado por el movimiento de la estructura en un gas o en un líquido.

El amortiguamiento es muchas veces omitido en los modelos FEM ya que, debido a su complejidad, se pueden considerar muchas fuentes de amortiguamiento y cada una con su propio modelo matemático (Menefee et al. 2012). En el caso del amortiguamiento estructural, la formulación matemática suele basarse en modelos simplificados que han demostrado ser adecuados en muchos casos. La energía disipada por ciclo, para un movimiento armónico en dirección u , considerando una fuerza de amortiguamiento $-c \frac{du}{dt}$, es (Petyt 2010):

$$E_d = \int c \frac{du}{dt} du = \pi c \omega |u|^2 \quad \text{Ec. 84}$$

Las medidas experimentales, en metales de uso estructural, indican que esta energía no tiene una dependencia significativa con la frecuencia, por lo que se puede proponer para el amortiguamiento la expresión siguiente:

$$c(\omega) = \frac{h}{\omega} \quad \text{Ec. 85}$$

La fuerza de amortiguamiento, siguiendo con la hipótesis de movimiento armónico, resulta en fase opuesta a la velocidad y proporcional al desplazamiento:

$$-c \frac{du}{dt} = -\frac{h}{\omega} \frac{du}{dt} = -jhu \quad \text{Ec. 86}$$

Para un sistema de un grado de libertad, la ecuación del movimiento resulta:

$$m \frac{d^2u}{dt^2} + c \frac{du}{dt} + ku = f \quad \text{Ec. 87}$$

$$m \frac{d^2u}{dt^2} + jhu + ku = f \quad \text{Ec. 88}$$

$$m \frac{d^2u}{dt^2} + (k + jh)u = f \quad \text{Ec. 89}$$

El término $(k + jh)$ se denomina rigidez compleja, y se suele escribir de la siguiente forma (Ver and Beranek 2006):

$$\hat{k} = (k + jh) = k(1 + j\eta) \quad \text{Ec. 90}$$

Donde:

η es el factor de pérdidas de amortiguamiento estructural.

En la mayoría de los modelos de cálculo, este factor de pérdidas de amortiguamiento estructural se corresponde con el factor de pérdidas del material y con el factor de pérdidas interno, η_{int} .

Introduciendo este término en la energía disipada resulta una expresión que puede darnos una interpretación física del factor de pérdidas:

$$\eta = \frac{1}{2\pi} \frac{\text{Energía disipada por ciclo}}{\text{Energía de deformación máxima}} \quad \text{Ec. 91}$$

La Ec. 87 y la Ec. 89 pueden generalizarse para un sistema con múltiples grados de libertad:

$$[M] \frac{d^2u}{dt^2} + [C] \frac{du}{dt} + [K]u = f \quad \text{Ec. 92}$$

$$[M] \frac{d^2u}{dt^2} + [K + iH]u = f \quad \text{Ec. 93}$$

Donde:

$[M]$ es la matriz de masa;

$[C]$ es la matriz de amortiguamiento;

$[K]$ es la matriz de rigidez.

La matriz compleja $[K + iH]$ se obtiene reemplazando, en $[K]$, el módulo de Young, E , por el módulo complejo, \hat{E} , que incluye el factor de pérdidas del material:

$$\hat{E} = E(1 + i\eta) \quad \text{Ec. 94}$$

En el caso del amortiguamiento viscoso, el estudio se generaliza para cualquier tipo de excitación. Una forma común de expresarlo es mediante el llamado amortiguamiento proporcional o de Rayleigh:

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \quad \text{Ec. 95}$$

El amortiguamiento proporcional a la masa, con el coeficiente α , puede representar el amortiguamiento por fricción, con mayor importancia en frecuencias bajas, mientras que el amortiguamiento proporcional a la rigidez, con el coeficiente β , puede representar el

amortiguamiento interno del material, con mayor importancia en frecuencias altas. Para representar adecuadamente la variación del amortiguamiento con la frecuencia es necesario introducir modificaciones al modelo, como las propuestas por Adhikari (2006).

Utilizando el modelo de amortiguamiento de Rayleigh, podemos obtener matrices diagonales y ecuaciones desacopladas. Resultaría el factor de amortiguamiento viscoso siguiente (Cook et al. 1989; Petyt 2010):

$$\zeta = \frac{\alpha}{2\omega} + \frac{\beta\omega}{2} \quad \text{Ec. 96}$$

También se pueden incorporar los dos tipos de amortiguamiento, estructural y viscoso, en un mismo modelo. Expresando el problema en el espacio modal, la ecuación del movimiento para el modo r sería la siguiente:

$$m_r \frac{d^2q}{dt^2} + (\zeta_r c_c) \frac{dq}{dt} + (k_r + i\eta k_r)q = f_q \quad \text{Ec. 97}$$

Resultaría el factor de amortiguamiento viscoso equivalente siguiente:

$$\zeta_{eq} = \zeta_r + \frac{1}{2}\eta \quad \text{Ec. 98}$$

En muchas aplicaciones prácticas, los detalles del modelo de amortiguamiento no son de interés y sólo se requiere una adecuada determinación de la energía disipada por ciclo (Ver and Beranek 2006).

Otra forma de valorar el amortiguamiento es mediante el tiempo de reverberación estructural, T_s , análogo al utilizado en acústica de recintos y tratado en el punto 2.9.5. Puede calcularse a partir del factor de amortiguamiento con (Ver and Beranek 2006):

$$T_s = \frac{1,10}{\zeta f} \quad \text{Ec. 99}$$

Si en un sistema, sometido a una fuerza sinusoidal, calculamos la relación de la amplitud del movimiento estacionario, X , y la deflexión cuasiestática, X_{st} , (para frecuencia nula), tenemos la amplificación:

$$\frac{X}{X_{st}} = \frac{X}{F/k} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right)^2}} \quad \text{Ec. 100}$$

Este planteamiento permite una medida del amortiguamiento ampliamente utilizada. La amplificación en la frecuencia de resonancia, Q (factor de calidad), tiene relación con el factor de amortiguamiento y con el factor de pérdidas (Ec. 101). También podemos utilizar el ancho de banda relativo, b , (Ec. 102) (Figura 7), que se determina en relación a la diferencia entre dos frecuencias con amplificación igual a $Q/\sqrt{2}$, es decir, un ancho de banda en el que la potencia a disminuido a la mitad, o lo que es equivalente, el pico a disminuido en 3 dB (Cremer et al. 2005; Ver and Beranek 2006; Hopkins 2007; Bilosova 2011).

$$Q = \frac{1}{2\zeta} = \frac{1}{\eta} \quad \text{Ec. 101}$$

$$b = \frac{\Delta\omega}{\omega_n} \approx \frac{1}{Q} = \eta \quad \text{Ec. 102}$$

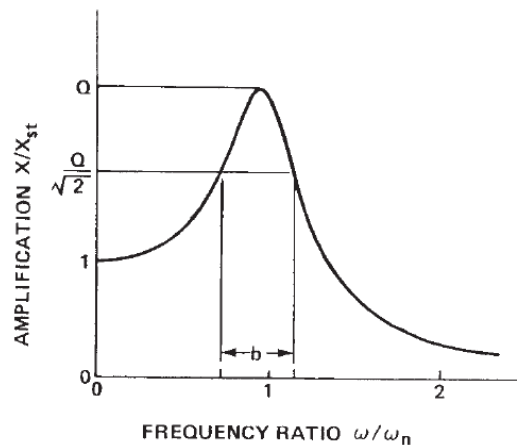


Figura 7: Respuesta estacionaria de un sistema masa-muelle-amortiguador a una fuerza sinusoidal.

Como aplicación de lo anterior, en (EN ISO 10140-5), para crear fuentes acústicas alternativas para el ruido de impactos, se indica que el factor de pérdida se puede determinar considerando un ancho de banda de 3 dB en la resonancia (disminución respecto del pico). De esta forma podemos determinar el factor de pérdidas para cada frecuencia de resonancia, siempre que el pico de resonancia permita determinar estos valores, ya que puede haber frecuencias demasiado próximas o no tener la suficiente resolución.

Sim y Kim (1990) proponen un método para determinar el módulo complejo y el coeficiente de Poisson de materiales viscoelásticos para aplicaciones del FEM, obteniendo el módulo de Young y el factor de pérdidas en muestras con factor de forma pequeño (pequeño espesor), y determinando el valor del coeficiente de Poisson para ajustar los resultados en muestras con factor de forma grande.

Pritz (2007) estudia la magnitud del coeficiente de Poisson complejo en materiales viscoelásticos, aunque no es una magnitud muy usada por otros autores.

Los materiales porosos presentan una especial complejidad a la hora de determinar las propiedades elásticas y de amortiguación, dado que pueden presentar un significativo comportamiento viscoelástico y anisótropo. De acuerdo con Jaouen et al. (2008), cuando se relaciona la tensión con la deformación (tasa de deformación constante) pueden identificarse tres regiones: región de flexión lineal, región de pandeo y región de densificación. En muchos casos este tipo de materiales se usan en la región lineal, con deformaciones de hasta el 3% aproximadamente, pero en ciertos casos se usan en las regiones de pandeo o densificación. En el trabajo citado se describen varios métodos para caracterizar el comportamiento elástico y de amortiguación de materiales acústicos porosos, con aplicación a la espuma de melamina.

En (Chevalier and Tuong 2010) puede encontrarse un estudio detallado del módulo complejo y otros parámetros elásticos y dinámicos para materiales viscoelásticos, analizando diferentes modelos matemáticos y los valores teóricos y prácticos obtenidos.

Clasen y Langer (2007) estudian la influencia de varios mecanismos de amortiguación sobre la transmisión del sonido en edificación, mediante modelos FEM, estudiando diferentes configuraciones constructivas.

Bograd et al. (2007) estudian modelos FEM y experimentales del amortiguamiento del material y de las uniones en estructuras atornilladas. El amortiguamiento de las uniones debe ser modelado localmente, mientras que el amortiguamiento del material puede ser modelado globalmente. Proponen estudiar los parámetros que permitan incluir el amortiguamiento de las uniones en la simulación.

En el caso de la estimación de las prestaciones acústicas de suelos flotantes, Schiavi et al. (2005) proponen una posible relación entre el factor de calidad, Q , y la reducción del nivel de presión de ruido de impactos.

2.5.3. Rigidez dinámica

La reducción de ruido de impactos mediante suelos flotantes puede cuantificarse, de acuerdo con lo indicado en 2.10, con la rigidez dinámica. Su determinación se trata en la norma EN 29052-1 (1992) para materiales con cargas entre 0,4 kPa y 4 kPa, lo que excluiría, por ejemplo, a revestimientos de paredes y suelos técnicos para el soporte de maquinaria. En realidad esta norma está destinada, principalmente, a la comparación de muestras de producción de materiales similares con especificaciones de calidad conocidas.

La rigidez dinámica, s' , se define como la relación entre la fuerza dinámica y el desplazamiento dinámico, usándose generalmente el valor de la rigidez dinámica por unidad de superficie:

$$s' = \frac{F/S}{\Delta d} \quad \text{Ec. 103}$$

Donde:

F es la fuerza dinámica perpendicular a la muestra;

S es la superficie de la muestra;

Δd es el cambio dinámico de espesor del material elástico.

Para su medida se realiza un ensayo colocando la muestra entre una superficie horizontal, suficientemente rígida y pesada, y una placa de carga de 200 mm × 200 mm, también suficientemente rígida (Figura 8). Se supone que la base no tendrá movimiento y que no existirán ondas de flexión en la base o la placa de carga. La carga total sobre la muestra de ensayo no debe superar los 8 kg ± 0,5 kg. Entre la muestra y la placa de carga se aplicará una capa de escayola, separada de la muestra por una lámina de plástico, para compensar irregularidades. En materiales de celda cerrada, el perímetro entre la muestra y la base se sellará con vaselina (Figura 8b).

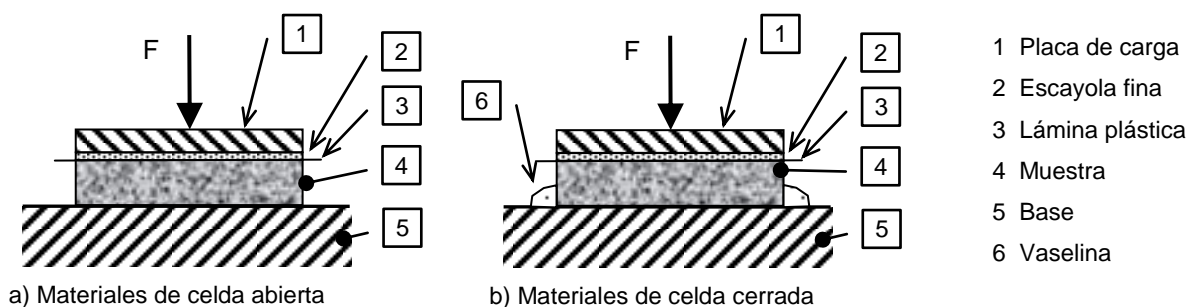


Figura 8: Ensayo para determinar la rigidez dinámica.

La disposición debe ser tal que solo se produzcan oscilaciones verticales y se determinará la frecuencia de resonancia de la vibración vertical, usando como fuente de excitación señales sinusoidales, ruido blanco o impulsos. Con las condiciones impuestas, resulta un sistema masa-muelle, en el que la masa es la placa de carga y el muelle es la muestra del material elástico objeto de ensayo.

La hipótesis de linealidad puede no ser apropiada para aplicaciones sobre transmisión de ruido estructural, como impactos pesados en suelos, pero suele admitirse para simplificar la comparación entre materiales y puede usarse en los modelos de predicción (Hopkins 2007). Considerando la frecuencia propia de un suelo que se apoya en un material elástico, resulta (Ver and Beranek 2006):

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{s'}{m'}} \quad \text{Ec. 104}$$

Teniendo en cuenta que el flujo de aire en la muestra de ensayo puede modificar la rigidez dinámica, lo que se determina con la frecuencia de resonancia es la rigidez dinámica aparente por unidad de superficie de la muestra (s'_t). Su valor en N/m^3 es (EN 29052-1; Hopkins 2007):

$$s'_t = 4 \pi^2 m'_t f_r^2 \quad \text{Ec. 105}$$

Donde:

m'_t es la masa total por unidad de superficie empleada durante el ensayo, en kg/m^2 ;

Cuando la resistividad al flujo del aire (r) en dirección lateral es alta ($r \geq 100 \text{ kPa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$) resulta:

$$s' = s'_t \quad \text{Ec. 106}$$

Para otros valores de resistividad es necesario corregir el valor de s'_t con la rigidez dinámica por unidad de superficie del gas que contiene el material (s'_a). Por ejemplo, en casos de resistividad intermedia al flujo de aire alta ($100 \text{ kPa}\cdot\text{s}/\text{m}^2 > r \geq 10 \text{ kPa}\cdot\text{s}/\text{m}^2$):

$$s' = s'_t + s'_a \quad \text{Ec. 107}$$

$$s'_a = \frac{p_0}{d \varepsilon} \quad \text{Ec. 108}$$

Donde:

p_0 es la presión atmosférica;

d es el espesor de la muestra bajo la acción de la carga estática;

ε es la porosidad de la muestra.

En el caso de materiales elásticos porosos, la rigidez dinámica se equipara a un sistema con una masa y 2 muelles conectados en paralelo, el primero representando el esqueleto del material elástico poroso y el segundo representando el aire contenido en el material y que rodea el esqueleto (Maderuelo 2014; Cremer et al. 2005).

Los valores de rigidez dinámica por unidad de superficie han de expresarse en MN/m^3 , redondeando al entero más próximo. Por ejemplo, en (Neves et al. 2008) pueden encontrarse medidas de rigidez dinámica de diversos materiales.

Si la capa aislante está formada por N capas de varios materiales, puede suponerse como un sistema de muelles en serie, calculándose la rigidez dinámica con (EN 12354-2, Hopkins 2007):

$$s' = \left(\sum_{n=1}^N \frac{1}{s'_n} \right)^{-1} \quad \text{Ec. 109}$$

En ciertos materiales se puede encontrar un comportamiento no lineal, variando la rigidez al variar la fuerza, y produciéndose efectos de ablandamiento o endurecimiento (Hopkins 2007). Las dificultades en la medida pueden superarse usando fuerzas de excitación muy bajas y extrapolar para una fuerza de excitación nula.

Anthony et al. (2005) estudiaron dos posibles problemas en las medidas experimentales: el doble pico de resonancia que presentan ciertos materiales y la hipótesis de que el impacto sólo induce el movimiento traslacional de la placa. En este trabajo no se detecta la existencia de un movimiento de balanceo significativo, aunque la respuesta parece ser más compleja que la explicada por una componente de frecuencia única, por lo que propone estudios adicionales. Simón et al. (2006) y Simón y Anthony (2006) proponen distintos métodos de análisis en espumas poliméricas, que presentan dobles resonancias.

La frecuencia de resonancia, y por lo tanto la rigidez dinámica, pueden depender del tiempo de precarga, es decir, del tiempo que está actuando la carga antes de efectuar el ensayo (Schiavi et al. 2004, 2005, 2007). Schiavi et al. (2005) proponen medir la frecuencia de resonancia después de una carga estática de algunos días, para obtener una predicción más segura. Para materiales con una compresibilidad alta, es posible cuantificar la evolución con el tiempo (Schiavi et al. 2007). Dikavicius y Miskinis (2009) examinan el cambio de rigidez dinámica de materiales de celda abierta y cerrada después de un test de compresibilidad. Encuentran disminuciones del 40% en la lana mineral y del 30% en el poliestireno; la diferencia de las medidas de rigidez dinámica, entre la lana mineral y el poliestireno, bajaron del 20-50% al 5-10%.

También algunos materiales pueden tener una rigidez dinámica que dependa de la frecuencia (Pritz 1994), pero en la práctica no suele ser necesario tenerlo en cuenta.

La norma EN 12431 (EN 12431 2013) especifica el equipo y los procedimientos para determinar el espesor de los productos aislantes térmicos, para el aislamiento al ruido de impactos, en aplicaciones de suelos flotantes.

Las diferentes fuentes de excitación que pueden usarse son analizadas por Baron et al. (2004) y Bettarello et al. (2007): barrido sinusoidal, ruido blanco o martillo de impacto. Las frecuencias de resonancia medidas son muy similares, aunque con ruido blanco los resultados son imprecisos, por lo que no recomienda este tipo de excitación. El barrido sinusoidal da resultados con buena repetibilidad y alta precisión, pero no es fácil de implementar, mostrando cierta dependencia entre la frecuencia de resonancia y la amplitud de la fuerza de excitación. El martillo de impacto tiene menos exactitud pero es más sencillo de aplicar.

Kim et al. (2009) examinan la relación entre la rigidez dinámica y el nivel de ruido de impactos para una fuente de excitación de impactos pesada, denominada *bang machine* o *heavyweight impact sound*, que intenta reproducir la excitación causada por pasos humanos, con frecuencias bajas. Mide los dos parámetros citados en 51 materiales, aunque propone estudios adicionales para poder usar la rigidez dinámica para predecir la reducción de los niveles de ruido de impactos para este tipo de excitación. Posteriormente, el mismo autor utiliza el FEM, junto con medidas experimentales, para evaluar estructuras de suelo multicapa (Kim et al. 2010).

2.6. Aislamiento acústico a ruido aéreo entre recintos

El modelo de cálculo recogido en (EN 12354-1 2000) para estimar el aislamiento acústico a ruido aéreo entre recintos de edificios, escoge el índice de reducción acústica aparente (R') como magnitud primaria a estimar, relacionado con el factor de transmisión total (τ'):

$$R' = -10 \log \tau' \text{ dB} \quad \text{Ec. 110}$$

$$\tau' = W_{tot}/W_1 \quad \text{Ec. 111}$$

Donde:

W_{tot} es la potencia acústica total radiada en el recinto receptor;

W_1 es la potencia acústica que incide sobre la parte común del elemento separador;

Este factor de transmisión total puede dividirse en los factores de transmisión correspondientes a cada elemento del recinto receptor. El sonido radiado, en este recinto receptor, por cada elemento estructural, será la suma de la transmisión estructural a través de varios caminos (Figura 1, p. 13), considerándolos independientes.

$$\tau' = \tau_d + \sum_{f=1}^n \tau_f + \sum_{e=1}^m \tau_e + \sum_{s=1}^k \tau_s \quad \text{Ec. 112}$$

Donde:

τ_d es el cociente entre la potencia acústica radiada por la parte común del elemento separador y la potencia acústica incidente sobre la parte común del elemento separador (camino Dd y Fd, Figura 1, p. 13);

τ_f es el cociente entre la potencia acústica radiada por un elemento de flanco f al recinto receptor y la potencia acústica incidente sobre la parte común del elemento separador (camino Ff y Df, Figura 1, p. 13);

τ_e, τ_s componentes relacionados con elementos adicionales y transmisión aérea indirecta.

Se calculan los índices de reducción acústica directa y por flancos para cada elemento y camino, además del total, en bandas y como valores ponderados. Los datos de entrada son los índices de reducción acústica (R) de cada elemento, obtenidos, por ejemplo, mediante ensayos en laboratorio según (EN 10140-1 a EN 10140-5).

En (EN 12354-1 2000), anexo B, también se recoge el procedimiento de cálculo de R para elementos monolíticos. Estos valores se transforman en valores in situ:

$$R_{situ} = R - 10 \log \frac{T_{s,situ}}{T_{s,lab}} \text{ dB} \quad \text{Ec. 113}$$

Para los flancos, los índices de reducción acústica se determinan, para cada $ij = Ff, Fd$ y Df , con:

$$R_{ij} = \frac{R_{i,situ}}{2} + \Delta R_{i,situ} + \frac{R_{j,situ}}{2} + \Delta R_{j,situ} + \overline{D_{v,ij,situ}} + 10 \log \frac{S_s}{\sqrt{S_i S_j}} \text{ dB} \quad \text{Ec. 114}$$

Siendo la diferencia de nivel de velocidad en la unión promediada en dirección $\overline{D_{v,ij,situ}}$:

$$\overline{D_{v,ij,situ}} = K_{ij} - 10 \log \frac{l_{ij}}{\sqrt{a_{i,situ} a_{j,situ}}} \text{ dB} \quad \text{Ec. 115}$$

Con

$$a_{i,situ} = \frac{2,2 \pi^2 S_i}{c_o T_{s,i,situ}} \sqrt{\frac{f_{ref}}{f}} \quad \text{Ec. 116}$$

Donde:

$a_{i,situ}$ es la longitud de absorción equivalente del elemento i en la situación real, en metros;

f es la frecuencia central de la banda, en Hercios;

f_{ref} es la frecuencia de referencia; $f_{ref} = 1000$ Hz;

l_{ij} es la longitud de acoplamiento de la unión común entre el elemento i y el j , en metros;

S_i es el área del elemento i , en metros cuadrados;

S_s es el área del elemento separador, en metros cuadrados;

$T_{s,i,situ}$ es el tiempo de reverberación estructural del elemento i en la situación real, en segundos.

La longitud de absorción equivalente del elemento es la longitud de una unión ficticia totalmente absorbente cuando la frecuencia crítica se estima que es 1000 Hz, dando las mismas

pérdidas que las pérdidas totales de otro elemento en una situación determinada. Para valores que no sean in situ, se utiliza $T_{s,i}$, en lugar de $T_{s,i,situ}$.

Finalmente se determina la diferencia de nivel estandarizada D_{nT} :

$$D_{nT} = R' + 10 \log \frac{0,16 V}{T_o S_S} = R' + 10 \log \frac{0,32 V}{S_S} \text{ dB} \quad \text{Ec. 117}$$

Donde:

V es el volumen del recinto receptor, en metros cúbicos;

T_o es el tiempo de reverberación de referencia; para viviendas es $T_o = 0,5$ s;

El índice R' se puede determinar a través de medidas según:

$$R' = L_1 - L_2 + 10 \log \frac{S_S}{A} \text{ dB} \quad \text{Ec. 118}$$

Donde:

L_1 es el nivel de presión acústica medio en el recinto emisor, en dB;

L_2 es el nivel de presión acústica medio en el recinto receptor, en dB;

A es el área de absorción acústica equivalente del recinto receptor, en metros cuadrados.

El área de absorción acústica equivalente se determina utilizando la fórmula de Sabine (EN 10140-4 2011):

$$A = \frac{0.16 V}{T} \quad \text{Ec. 119}$$

Donde:

V es el volumen del recinto receptor, en metros cúbicos;

T es el tiempo de reverberación del recinto receptor, en segundos.

Una comparación entre los resultados de los modelos de predicción de la norma EN 12354-1 (2000) y los valores experimentales obtenidos por medio de técnicas de medida de vibraciones e intensidad sonora, para una tipología de construcción española, puede encontrarse en (Andrade et al. 2005). Los resultados fueron similares para las diferentes metodologías utilizadas.

2.7. Aislamiento acústico a ruido de impactos entre recintos

2.7.1. Determinación del aislamiento acústico a ruido de impactos entre recintos

La norma EN 12354-2 (2001) recoge dos modelos de cálculo: uno detallado para el cálculo en bandas de frecuencia y otro simplificado, con un campo de aplicación restringido, que calcula directamente el índice global a partir de los índices globales de los elementos. Para estimar el aislamiento acústico a ruido de impactos entre recintos de edificios, esta norma escoge el nivel de presión de ruido de impactos normalizado, in situ, (L'_n) como magnitud primaria a estimar.

En el modelo de cálculo detallado, L'_n puede obtenerse por la suma de la transmisión a través de cada camino (Figura 2, p. 14), asumiendo que la transmisión de cada uno de los caminos es independiente y que los campos acústicos y vibratorios se comportan de manera estadística.

Para recintos superpuestos (Figura 2a, p. 14), L'_n se determina con la expresión siguiente, con un número de elementos $n = 4$, en general:

$$L'_n = 10 \log(10^{L_{n,d}/10} + \sum_{j=1}^n 10^{L_{n,ij}/10}) \text{ dB} \quad \text{Ec. 120}$$

Donde:

$L_{n,d}$ es el nivel de presión de ruido de impactos normalizado debido a la transmisión directa, en dB;

$L_{n,ij}$ es el nivel de presión de ruido de impactos normalizado debido a las transmisiones indirectas, en dB;

Para recintos adyacentes (Figura 2b, p. 14), L'_n se determina con la expresión, con dos elementos, $n = 2$, en general:

$$L'_n = 10 \log \sum_{j=1}^n 10^{L_{n,ij}/10} \text{ dB} \quad \text{Ec. 121}$$

En cuanto al proceso de cálculo, se parte del conocimiento de los datos acústicos de los elementos constructivos, por bandas de frecuencia, que deben convertirse en valores in situ antes de determinar la transmisión acústica, de forma similar a lo realizado en el caso del cálculo del aislamiento acústico del ruido aéreo (Ec. 113), junto con la expresión siguiente:

$$L_{n,situ} = L_n + 10 \log \frac{T_{s,situ}}{T_{s,lab}} \text{ dB} \quad \text{Ec. 122}$$

Donde:

L_n es el nivel de presión de ruido de impactos normalizado, en dB (ver 2.7.2).

Los valores de laboratorio de capas de material adicionales y de recubrimientos pueden tomarse como valores in situ, aproximadamente. Para las uniones se utiliza $\overline{D_{v,ij,situ}}$ (Ec. 115).

$$\begin{aligned} \Delta R_{situ} &= \Delta R \text{ dB} \\ \Delta L_{situ} &= \Delta L \text{ dB} \\ \Delta L_{d,situ} &= \Delta L_d \text{ dB} \end{aligned} \quad \text{Ec. 123}$$

Para utilizar la Ec. 120, para recintos superpuestos, el nivel de presión de ruido de impactos normalizado debido a la transmisión directa se determina con:

$$L_{n,d} = L_{n,situ} - \Delta L_{situ} - \Delta L_{d,situ} \text{ dB} \quad \text{Ec. 124}$$

Para recintos superpuestos y adyacentes, Ec. 120 y Ec. 121 respectivamente, la transmisión indirecta, desde el forjado (i) hasta el elemento de flanco j, se determina con:

$$L_{n,ij} = L_{n,situ} - \Delta L_{situ} + \frac{R_{i,situ} - R_{j,situ}}{2} - \Delta R_{j,situ} - \overline{D_{v,ij,situ}} - 10 \log \sqrt{\frac{S_i}{S_j}} \text{ dB} \quad \text{Ec. 125}$$

Para expresarlo en la misma variable utilizada en el DB HR (Tabla 1, p. 12) podemos usar la siguiente expresión (EN 12354-2 2001):

$$L'_{nT} = L'_n - 10 \log \frac{0,16V}{A_0 T_0} = L'_n - 10 \log 0,032V \text{ dB} \quad \text{Ec. 126}$$

Donde:

A_0 es el área de absorción equivalente de referencia; para viviendas $A_0=10 \text{ m}^2$.

El modelo de cálculo simplificado parte de los valores ponderados de los elementos, según EN ISO 717-2 (2013) Es aplicable a recintos situados uno sobre el otro con un forjado básico homogéneo (cemento y/u hormigón) con suelos flotantes o recubrimientos blandos sobre un forjado homogéneo.

Se calcula el nivel de presión de ruido de impactos normalizado ponderado, in situ, $L'_{n,w}$ con:

$$L'_{n,w} = L_{n,w,eq} - \Delta L_w + K \text{ dB} \quad \text{Ec. 127}$$

Donde:

K es la corrección para la transmisión acústica de impactos sobre construcciones de flancos homogéneas, en dB, según la tabla 1 de (EN 121354-2 2001);

$L_{n,w,eq} = L_{n,eq,0,w}$ es el nivel normalizado ponderado equivalente de la presión sonora de impactos de un suelo macizo sin revestimiento (nivel de presión acústica ponderada de impactos normalizado equivalente del forjado base);

ΔL_w es la reducción del nivel de presión acústica ponderado de impactos del recubrimiento del forjado.

Para forjados homogéneos de hormigón, $L_{n,w,eq}$ puede calcularse, para densidades superficiales entre 100 y 600 kg/m² mediante la Ec. 128, con m' en kg/m² (EN 121354-2 2001):

$$L_{n,eq,0,w} = L_{n,w,eq} = 164 - 35 \log m' \text{ dB} \quad \text{Ec. 128}$$

En ciertos casos, como suelos de viguería de madera o suelos de cemento sin recubrimiento, $L'_{n,w}$ no recoge suficientemente los picos de nivel a frecuencias bajas discretas, por lo que se introduce un término de adaptación espectral (C_I) para tener en cuenta las características de espectros tales como el del ruido de pasos. Este parámetro se da como un número separado.

La inclusión del rango de frecuencias bajas en los cálculos (a partir de 50 Hz) y los términos de adaptación espectral, han sido estudiados por António y Mateus (2015), encontrando que la influencia de las bandas de frecuencias bajas no afecta significativamente a los términos de adaptación, pues sólo el 25% de los ensayos muestran una transmisión por impactos 1 dB más alta cuando se incluyen las frecuencias bajas. La incertidumbre en los valores medidos tampoco tiene variaciones significativas.

Hay que tener en cuenta que los parámetros y valores límite utilizados en cada país para evaluar las exigencias en edificios sobre el nivel de ruido de impactos es muy variable. En Machimbarrena y Fausti (2013) puede consultarse un resumen de los resultados de COST-

TU0901-WG1 sobre este tema, así como las ventajas e inconvenientes de los métodos de evaluación del ruido de impactos, ejemplos de errores constructivos para aislamiento al impacto y un análisis del rango de frecuencias a utilizar.

Mateus y Pereira (2012) proponen, a partir de medidas in situ, un procedimiento simplificado para predecir el nivel de ruido de impactos en el caso de que el recinto emisor esté debajo del recinto receptor o cuando los dos recintos están en el mismo nivel.

Neves e Sousa y Gibbs (2011, 2014) estudian los parámetros que influyen en la transmisión del sonido de impacto a frecuencias bajas y, entre otros aspectos, encontraron que en suelos homogéneos con un espesor determinado, si las propiedades varían un 20%, el nivel de presión de ruido de impactos normalizado tiene una desviación estándar de 4 dB. La posición del punto de impacto puede causar variaciones en el nivel de presión sonora de más de 10 dB entorno al valor medio en la frecuencia del primer modo, con una desviación estándar del nivel de presión de ruido de impactos normalizado cercana a los 4 dB.

2.7.2. Medida del nivel de presión acústica de impactos normalizado

La medición en laboratorio del aislamiento acústico al ruido de impactos se realiza según EN ISO 10140-3 (2011). En general, la instalación consiste en dos recintos verticales, de al menos 50 m³, cuyas dimensiones se recomienda que se diferencien al menos en un 10%, al igual que los volúmenes (EN ISO 10140-5 2011). Estos recintos están separados por un suelo, que es el elemento a ensayar, con una superficie que debería de estar entre 10 m² y 20 m², siendo la longitud del borde más corto no inferior a 2,3 m. El recinto superior es el recinto emisor y el inferior es el recinto receptor. Para las mediciones de ruido de impactos no existen requisitos específicos para la forma y tamaño del recinto emisor.

Como fuente de excitación se usa una máquina de martillos normalizada, descrita en el punto 2.7.3, según el anexo E de EN ISO 10140-5 (2011), aunque hay métodos alternativos que utilizan otras fuentes que reproducen mejor el efecto de pisadas humanas con pies descalzos o niños saltando. Para evaluar el aislamiento en estos casos, con componentes más fuertes a frecuencias bajas, puede utilizarse el método indicado en el anexo A de (EN ISO 10140-3 2011), que utiliza fuentes de impactos pesados/blandos indicadas en el anexo F de (EN ISO 10140-5 2011): una máquina de martillos modificada con muelles o capa elástica blanda, o una pelota de caucho. En otros países se utiliza una “*bang machine*” que, básicamente, consiste en un neumático que cae desde una altura determinada.

La máquina de martillos se coloca en no menos de 4 posiciones aleatorias sobre el elemento de ensayo, separadas al menos 0,7 m entre ellas y al menos a 0,5 m de las esquinas. La orientación será aleatoria, pero en suelos no homogéneos (con vigas, viguetas, etc.) se orientará a 45° con las vigas o viguetas.

Los niveles de presión acústica en el recinto receptor se miden y procesan según EN ISO 10140-4 (2011), utilizando micrófonos fijos o de movimiento continuo. Los resultados se expresan en dB con una cifra decimal.

Por debajo de 400 Hz, y especialmente para frecuencias por debajo de 100 Hz, los resultados dependen de los modos del recinto que se excitan, por lo que pierden reproducibilidad y comparabilidad con resultados en otros recintos, sobre todo en recintos con pequeños volúmenes. Pueden utilizarse procedimientos adicionales en estos casos, descritos en (EN ISO 10140-4 2011).

En suelos pesados macizos, el aislamiento acústico a ruido de impactos depende del acoplamiento entre el elemento de ensayo y la estructura del laboratorio, por lo que se recomienda describir este efecto mediante el factor de pérdidas total.

Una vez medida la presión acústica, se determina el nivel de presión acústica de impactos. El nivel de presión de ruido de impactos normalizado se determina con:

$$L_n = L_i + 10 \log \frac{A}{A_0} \text{ dB} \quad \text{Ec. 129}$$

Donde:

L_i es el nivel de presión acústica de impactos.

También se puede calcular la potencia acústica radiada por cada elemento a partir de las mediciones de su vibración, como se describe en el punto 2.3.4., calculando las velocidades cuadráticas medias en diferentes posiciones del elemento.

Para forjados homogéneos, si no están disponibles los valores medidos, el nivel de presión acústica de impactos normalizado puede determinarse según el anexo B de (EN 12354-2 2001).

La medición in situ del aislamiento acústico de suelos al ruido de impactos se realiza según EN ISO 140-7 (1999), con condiciones de medida similares a las indicadas para laboratorios.

2.7.3. Máquina de martillos normalizada

La máquina de martillos debe cumplir los requisitos indicados en la norma ISO 10140-5 (2011), anexo E. Se trata de cinco martillos colocados en línea, con una distancia entre los ejes de los martillos adyacentes de 100 ± 3 mm. Cada martillo debe ejercer el impulso de una masa efectiva de 500 g que cae desde una altura de 40 mm, con una tolerancia para el impulso de \pm el 5%. Para que las posibles fricciones no influyan, la velocidad del impacto debe ser de $0,886 \pm 0,022$ m/s.

La parte del martillo que realiza el impacto debe ser cilíndrica con un diámetro de $30 \pm 0,2$ mm. La superficie de impacto debe ser de acero endurecido y debe ser esférica con un radio de curvatura de 500 ± 100 mm.

El tiempo medio entre impactos debe ser de 100 ± 5 ms. El tiempo entre impactos sucesivos debe ser de (100 ± 20) ms. El tiempo entre el impacto y el alza de los martillos debe ser inferior a 80 ms.

2.8. Caracterización de la transmisión indirecta estructural o por flancos

De acuerdo con la normativa vigente, para caracterizar la transmisión por flancos en elementos acoplados y uniones, pueden utilizarse dos tipos de magnitudes (EN ISO 10848-1 2007):

- Una magnitud de transmisión global para una vía por flancos especificada, formada por una cierta combinación de elementos y la unión. Puede cuantificarse con dos magnitudes que incluyen la radiación acústica y dependen de las dimensiones de los elementos. Por un lado, la diferencia de nivel transmitido por flancos normalizado ($D_{n,f}$) con excitación aérea (EN ISO 10848-1 2007; EN 12354-1 2000), y por otro lado, el llamado nivel de presión acústica de impactos por flancos normalizado ($L_{n,f}$) con excitación con máquina de martillos.
- Una magnitud relacionada con la transmisión de vibraciones a través de la unión (K_{ij}), que es una magnitud invariante.

Estas magnitudes pueden utilizarse para comparar productos, expresar un requisito o como dato de entrada en los métodos de predicción de la transmisión acústica, por ejemplo los indicados en (EN 12354-1 2000; EN 12354-2 2001). En (EN ISO 10848-1 2007) se dan indicaciones sobre la selección del principio de medición.

Para uniones entre elementos pesados se recomienda medir K_{ij} . La excitación estructural es la más adecuada, ya que la excitación aérea puede ser un método comparativamente más lento e ineficaz (EN ISO 10848-1 2007). Nos centraremos en la determinación de K_{ij} , con excitación estructural, para la caracterización de la transmisión indirecta estructural o por flancos.

En muchos trabajos de investigación, la transmisión estructural de vibraciones, a través de la unión de dos o más placas, se evalúa mediante el factor de transmisión, τ , definido como la relación entre la potencia transmitida a través de la unión y la potencia incidente sobre ella. Puede expresarse en dB mediante el índice de reducción acústica, R (Ec. 130) (Craik et al. 2004). El índice de reducción acústica es equivalente a la pérdida de transmisión acústica o TL (*Transmission Loss*) (EN ISO 10140-2 2011).

$$R = 10 \log \frac{1}{\tau} \quad \text{Ec. 130}$$

A partir de las aportaciones de Cremer en 1948 y de Cremer, Heckl y Ungar en 1973 y 1988 (Cremer et al. 2005), la transmisión vibroacústica en uniones entre placas ha sido estudiada por muchos autores, en general usando modelos de propagación de ondas combinados con análisis mediante SEA. El caso de placas delgadas es estudiado por Craven y Gibbs (Craven and Gibbs 1981; Gibbs and Craven 1981), incluyendo ondas incidentes de flexión y en el plano, en placas delgadas. Realizan un análisis paramétrico de una unión en T de placas de hormigón con diferentes espesores, densidades, rigidez a flexión y factor de pérdidas. La rigidez a flexión y la densidad influyen más en la pérdida de transmisión que el espesor o el factor de pérdidas del material. En (Gibbs 1986) se estudia una serie de uniones en T y diferentes tipos de ondas incidiendo de forma oblicua.

Un método basado en una aproximación modal es propuesto por Guyader, Boisson y otros (Guyader et al. 1982; Boisson et al. 1982), aunque reconocen que sería necesario calcular unos 800 modos propios para modelos de estructuras de edificación relativamente simples. Para solventar este problema proponen un cálculo analítico de dichos modos. Aplican el método propuesto al caso de dos placas delgadas unidas en forma de L, comparando con resultados experimentales y analizando la influencia del tipo de excitación, el amortiguamiento, el espesor y el área de las placas. Entre sus conclusiones se indica que la transmisión de energía depende del tipo de excitación.

Langley y Heron (1990) realizan un cálculo analítico de los coeficientes de transmisión en una unión de varias placas a una viga, mediante una matriz de rigidez dinámica. Steel (1994) estudia el efecto de la transmisión, incluyendo medidas experimentales, cuando la conexión de las placas se produce con una columna, como es común en ciertos tipos de estructuras de edificación. En este caso, se observa que las ondas en el plano son menos importantes y la pérdida de transmisión es mayor a frecuencias altas.

El FEM es usado por Simmons (1991) para estudiar la transmisión de energía entre placas unidas en L y H, con frecuencias en el rango de 10 a 2000 Hz y excitación mediante una fuerza puntual. Los resultados de transmisión de energía son similares a los obtenidos por métodos analíticos y experimentales, aunque las formas modales y las frecuencias propias no se corresponden al utilizarse diferentes propiedades y condiciones de contorno. Sin embargo, el promediado espacial y en bandas de frecuencia parece suficientemente preciso para estimar la energía vibratoria en las placas. Para calcular la energía cinética utiliza los resultados de desplazamientos en varios puntos. También se plantea el uso de del FEM para analizar el flujo de energía en (Mace and Shorter 2000), incluyendo el post-procesado de resultados.

Los modelos analíticos también se utilizan en (Bosmans et al. 1996), donde los autores presentan y comparan dos modelos para placas ortótropas e isótropas y su aplicación en el

contexto del SEA. Uno de los modelos está basado en la solución de la propagación de ondas en placas semi-infinitas y el otro modelo está basado en la superposición modal de placas finitas. Los resultados numéricos, para la transmisión de ondas de flexión en una unión en L, permiten comparar estos modelos. El cálculo con el modelo de placas isotrópicas muestra unos resultados similares a los obtenidos con el modelo de placas ortótropas, por lo que, en acústica de la edificación, la estimación de la transmisión de ondas de flexión mediante el modelos de placas isotrópicas no supone un error significativo.

Desde un punto de vista más cercano a la mecánica estructural, en la línea de (Langley and Heron 1990), Zalizniak et al. (1999) describen un método para calcular la transmisión de ondas a través de uniones de placas y vigas, incluyendo, como ejemplo numérico, el cálculo del coeficiente de transmisión en una unión en T.

Otro método, basado en el concepto de vector de densidad de flujo de energía, es usado por Wang et al. (2002) para estudiar placas unidas en L. Según los autores, el método propuesto puede calcular los modos con frecuencias altas de forma sencilla y eficiente.

Cuando se usan uniones elásticas, a pesar de las mejoras obtenidas, no hay que olvidar que la energía total en la estructura será la misma con y sin capa elástica, por lo que se modificará la distribución de energía entre los elementos, transmitiendo más energía en otras direcciones y afectando de forma diferente a los distintos tipos de ondas, por ejemplo ondas de flexión y ondas en el plano (Craig and Osipov 1995).

La mejora global por el uso de capas elásticas debe evaluarse teniendo en cuenta los efectos citados, ya que dependerá de la situación específica. Osipov y Vermeir (1996) estudian este fenómeno en modelos de laboratorio a escala y en modelos de estructuras reales, comparando los resultados con las predicciones de modelos SEA.

Pedersen (1995) estudia la transmisión de vibraciones en uniones en estructuras de edificación con elementos de hormigón ligero. Compara los resultados de análisis teóricos, experimentos de laboratorio y método de predicción simples basados en datos empíricos de construcciones que son, básicamente, los recogidos en la normativa vigente. Incluye también el estudio de placas gruesas y uniones elásticas.

El caso de muros que no forman un ángulo recto ha sido estudiado por Tang y Dong (2005), que midieron la pérdida de transmisión en edificios reales con esa característica y analizaron su dependencia con el ángulo de la unión.

Los modelos analíticos planteados son semejantes, pero su materialización en rutinas de cálculo en ordenadores puede dar lugar a diferentes resultados, ya sea por las características de

dichas rutinas o por errores en su programación. La verificación de estas rutinas es difícil a partir de las gráficas publicadas en revistas, por lo que los grupos de investigación pueden intercambiar datos para verificar sus modelos e incluso establecer referencias formales para la verificación y validación de los modelos, como la descrita en (Craik et al 2004). Esta publicación incluye resultados de pérdida de transmisión, orientados al uso del SEA, para varios tipos de uniones de placas semi-infinitas, isotropas, delgadas y planas que soportan ondas de flexión, longitudinales y transversales en el plano.

2.9. Índice de reducción de vibraciones (K_{ij})

2.9.1. Definición y condiciones de uso de K_{ij}

El índice de reducción de vibraciones (K_{ij}), definido en (EN ISO 10848-1 2007; EN 12354-1 2000), está relacionado con la transmisión de potencia vibratoria a través de la unión entre elementos estructurales, normalizada con objeto de que la magnitud sea invariante (Ec. 131). Se basa en las consideraciones de la transmisión de potencia como una simplificación de la teoría del SEA, considerando solo ondas de flexión y reduciendo el número de subsistemas a considerar, teniendo en cuenta transmisiones de primer orden (Gerretsen and Nightingale 1999).

$$K_{ij} = \frac{D_{v,ij} + D_{v,ji}}{2} + 10 \log \frac{l_{ij}}{\sqrt{a_i a_j}} \quad \text{dB} \quad \text{Ec. 131}$$

En principio, esto implica que la presunción básica del SEA se cumple estrictamente. Las principales hipótesis serían un acoplamiento débil entre i y j , y que los campos de vibración en los elementos sean difusos, aunque hay autores que indican que estas condiciones pueden no ser aplicables en el caso de placas rectangulares (Nightingale and Bosmans 2003; Wester and Mace 1996). En elementos amortiguados, el balance de potencias también es válido si se consideran los campos de vibraciones directas y reverberantes (Gerretsen 2007). En (EN ISO 10848-1 2007) se recogen casos en los que K_{ij} pudiera no ser adecuado.

Las longitudes de absorción equivalentes, a_i y a_j , pueden determinarse con la ec 116, sin usar valores in situ. En ciertos elementos, como elementos ligeros de dos hojas, elementos con un η_{int} mayor que 0,03, elementos muy ligeros o no firmemente sujetos, estas las longitudes de absorción equivalente se puede tomar numéricamente iguales al área de cada elemento (S_i y S_j , respectivamente), por lo que no es necesario calcular el tiempo de reverberación estructural. En los otros casos, esta estimación de las longitudes de absorción equivalente puede tomarse como una primera aproximación, con un valor mínimo de K_{ij} ($ij = Ff, Fd$ o Df):

$$K_{ij,\text{min}} = 10 \log \left[l_{ij} l_o \left(\frac{1}{S_i} + \frac{1}{S_j} \right) \right] \quad \text{dB} \quad \text{Ec. 132}$$

Este valor $K_{ij,\text{min}}$ se utilizará en los modelos de predicción de la transmisión estructural en las normas EN 12354 (EN 12354-1 2000 y EN 12354-2 2001).

Como límite inferior del valor de K_{ij} elegido, debería resultar $\overline{D_{v,ij,\text{situ}}} = 0$.

$$\overline{D}_{v,ij,situ} = \frac{D_{v,ij} + D_{v,ji}}{2} \geq 0 \text{ dB} \quad \text{Ec. 133}$$

En el caso de un elemento de flanco homogéneo, el valor mínimo de K_{Ff} es:

$$K_{Ff} = 5 \log f_c - 15,0 \text{ dB} \quad \text{Ec. 134}$$

La determinación de K_{ij} puede realizarse:

- Mediante medidas en laboratorio según lo indicado en EN ISO 10848-1 (2007).
- Mediante modelos empíricos, según EN 12354-1 (2000).
- Para elementos homogéneos, a partir de datos medidos o calculados del factor de transmisión de potencia estructural (γ_{ij}) (EN 12354-1 2000).

Crispin et al. (2004) comparan valores de K_{ij} medidos en laboratorio, de acuerdo con un borrador de (EN ISO 10848-1 2007), con los valores empíricos de (EN 12354-1 2000) y con los obtenidos de un modelo SEA, encontrando una buena correlación entre 100 Hz y 2500 Hz. Algunas diferencias pueden explicarse por la ejecución de los modelos de ensayo, el no cumplimiento de las hipótesis básicas del SEA y la falta de precisión de los datos de entrada en los modelos. Sin embargo considera que hacen falta más datos experimentales para validar los resultados de los modelos empíricos. Posteriormente, en (Crispin et al. 2005), se añaden medidas en el caso de uniones que incluyen una columna, proponiendo valores para este tipo de configuración. Recientemente, en (Crispin et al. 2014), proponen una modificación en las fórmulas de predicción y extienden los tipos de uniones a partir de cálculos con FEM.

Schiavi y Astolfi (2010) encontraron ciertas diferencias entre los valores estimados con EN ISO 12354-1 (2000) y los valores medidos en edificios típicos en el sur de Europa, proponiendo dos nuevos modelos de predicción para esta tipología de edificación: uniones rígidas entre forjados con vigas y bovedillas y muros de hormigón.

Rodríguez-Molares y Sobreira-Seoane (2009) plantean que una combinación de medidas y cálculos numéricos puede ayudar a mejorar los modelos de K_{ij} y extender las expresiones incluidas en (EN 12354-1, 2000). Presentan cálculos numéricos, incluyendo la modelización del fluido en algunos casos, según el procedimiento descrito en (EN 10848-1, 2007). Comparan los resultados con un modelo a escala y muestra una primera confirmación experimental de la validez

de los modelos numéricos para obtener datos de K_{ij} para otras tipologías constructivas, animando a otros investigadores a continuar este camino.

Alba Fernández et al (2008a, 2008b), Alba et al. (2008) y Ramis et al. (2008, 2010b, 2011, 2012) evalúan el índice de reducción de vibraciones (K_{ij}) en uniones estructurales usando como referencia las norma EN 12354 (2000; 2001), presentando una metodología para estimar la diferencia entre las predicciones de la normativa y las obtenidas por el FEM con modelos tridimensionales (3D). En Segovia et al. (2012) presentan un análisis, mediante el método de los elementos finitos, de algunas soluciones constructivas para la determinación de K_{ij} , con y sin suelos flotantes, para uniones en T. Del Rey et al. (2010) usaron el método de los elementos finitos para el estudio de las transmisiones laterales a través de K_{ij} , para el caso de soluciones constructivas con suelos flotantes con modelos en 2 dimensiones (2D) de unión en cruz y en T.

En (Alba et al. 2012) describen el procedimiento para evaluar K_{ij} en uniones en T con elementos flexibles y proponen nuevas ecuaciones para complementar la norma (EN 12354-1 2000), analizando un término que relaciona los factores de pérdida.

Bailhache et al. (2014) proponen valores de K_{ij} para dos tipo de uniones en T que no están tabuladas en (EN ISO 12354-1 2000), incluyendo los resultados en un software de predicción. En algún caso utilizan modelos de elementos finitos para elaborar la propuesta.

Un método alternativo a los elementos finitos es propuesto por Poblet-Puig y Guigou-Carter (2015). Mediante el uso de elementos finitos espectrales consiguen resultados equivalentes a los obtenidos por elementos finitos, pero de forma más rápida y eficiente. De esta forma consiguen realizar un análisis paramétrico de K_{ij} para varios tipos de uniones.

La aplicación de los métodos de predicción de (EN ISO 12354-1 2000; EN ISO 12354-2 2001) en elementos de construcción ligeros presenta ciertas dudas. Con un uso adecuado, los métodos pueden ser aplicables (Gerretsen 2007), pero se están proponiendo métodos alternativos (Villot 2002; Villot and Guigou-Carter 2005; Gerretsen 2009).

2.9.2. Medida en laboratorio de K_{ij}

Para la determinación de K_{ij} en laboratorio (EN ISO 10848-1 2007), nos centraremos en los métodos que utilizan la medida de velocidades y aceleraciones, que son las que podemos simular directamente con las herramientas computacionales que se van a utilizar en esta investigación. Es posible obtener el valor de K_{ij} a partir de las mediciones de los niveles de velocidad (L_v), así como el tiempo de reverberación estructural (T_s) de los dos elementos.

Inicialmente, el parámetro a determinar, a partir de las velocidades, es el nivel de velocidad promedio L_v .

$$L_v = 10 \frac{\frac{1}{T_m} \int_0^{T_m} v^2(t) dt}{v_0^2} \text{ dB} \quad \text{Ec. 135}$$

Donde:

T_m es el tiempo de integración;

v_0 es la velocidad de referencia ($v_0 = 1 \times 10^{-9}$ m/s).

Para excitación estacionaria, estructural o aérea, el promedio espacial se calcula con:

$$L_v = 10 \cdot \log \frac{v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2}{n \cdot v_0^2} \text{ dB} \quad \text{Ec. 136}$$

Donde:

$v_1^2 + v_2^2 + \dots + v_n^2$ son las velocidades eficaces (cuadráticas medias) en n posiciones diferentes sobre el elemento, en m/s.

En vez de medir el nivel de velocidad promedio, se puede medir el nivel de aceleración promedio (L_a). La aceleración de referencia recomendada en la norma ISO 1683 es 1×10^{-6} m/s².

A partir de L_v se determina la diferencia de nivel de velocidad $D_{v,ij}$:

$$D_{v,ij} = L_{v,i} - L_{v,j} \quad \text{Ec. 137}$$

En el caso de utilizar excitación estructural transitoria, la velocidad normal debería medirse simultáneamente en ambos elementos. $D_{v,ij}$ se determinaría integrando las medidas y promediando según se indica en (EN ISO 10848-1 2007). Por razones prácticas se prefiere usar la Ec. 137.

Para comprobar que el acoplamiento no es demasiado fuerte, debe comprobarse la siguiente desigualdad, sobre todo en elementos pesados:

$$D_{v,ij} \geq 3 - 10 \log \left(\frac{m_i f_{cj}}{m_j f_{ci}} \right) \text{ dB} \quad \text{Ec. 138}$$

También debe comprobarse que no haya un fuerte decrecimiento de la vibración a través de un elemento. Si L_v disminuye en más de 6 dB sobre el área de medición permitida, el valor de K_{ij} medido puede no ser significativo.

Para posteriores desarrollos suele utilizarse la diferencia de niveles de velocidad promediados direccionalmente:

$$\overline{D_{v,ij}} = \frac{1}{2}(D_{v,ij} + D_{v,ji}) \text{ dB} \quad \text{Ec. 139}$$

La excitación estacionaria puede generarse mediante una máquina de martillos o un excitador electrodinámico (vibrador). Sobre elementos verticales se puede utilizar una máquina de martillos modificada. La excitación transitoria puede generarse mediante un martillo o una masa que impacte.

Sobre cada elemento se deben utilizar un mínimo de tres posiciones aleatorias de excitación y un mínimo de nueve posiciones aleatorias del transductor (tres posiciones por cada posición de excitación). En caso de utilizar una máquina de martillos en construcciones anisotrópicas, el eje de la máquina debe tener un ángulo de 45° con respecto a la dirección de las vigas o barras.

El número de posiciones del transductor necesarias puede verificarse con un procedimiento descrito en (EN ISO 10848-1 2007) que determina, para cada banda de tercio de octava y par de posiciones, la diferencia entre los valores mínimos y máximos de $D_{v,ij}$. El número necesario de posiciones del transductor en cada elemento es de al menos 0,7 veces la máxima diferencia encontrada para todas las bandas de tercio de octava.

En general las mediciones se refieren a la cara no excitada del elemento estructural i (exterior) y la cara radiante del elemento estructural j (interior). En construcciones básicamente homogéneas la cara de la construcción es irrelevante, pero no lo es en construcciones de doble hoja.

El tiempo de medición deber ser de, al menos, 10 s. En nuestro caso no son de interés las indicaciones referidas al ruido de fondo.

La distancia máxima entre las posiciones del transductor y la unión sometida a ensayo debe ser de 3,5 m. Se deben cumplir las siguientes distancias mínimas entre las posiciones del transductor y los puntos de excitación:

- 0,5 m entre los puntos de excitación y los límites del elemento de ensayo;
- 1,0 m entre los puntos de excitación y la unión sometida a ensayo;
- 1,0 m entre los puntos de excitación y las posiciones del transductor asociadas;
- 0,25 m entre las posiciones del transductor y los límites del elemento de ensayo;
- 0,5 m entre cada posición del transductor.

En el caso de elementos pesados, la precisión conseguida en la medición a frecuencias bajas depende del número de modos en una banda de tercio de octava (N) y del factor de recubrimiento modal (M). N puede determinarse mediante el análisis modal o estimarse a partir de la Ec. 140, y M puede determinarse con la Ec. 141.

$$N = B n \quad \text{Ec. 140}$$

Donde:

B es el ancho de banda de una banda de tercio de octava, aproximada por $0,23f_c$ en el que f_c es la frecuencia central de la banda

$$M = \frac{2,2 n}{T_s} \quad \text{Ec. 141}$$

La densidad modal puede estimarse con:

$$n = \frac{\pi S f_c}{c_0^2} \quad \text{Ec. 142}$$

En cada elemento pesado que forma parte de la unión sometida a ensayo, se recomienda que M sea mayor que la unidad y lo más alto posible, sobre todo a frecuencias de 250 Hz o superiores. Si M es inferior a 0,25, los resultados para K_{ij} se indican entre paréntesis. Se consideran como satisfactorios cinco o más modos por banda de tercio de octava (EN ISO 10848-4 2011).

Puede utilizarse un índice de reducción de vibraciones medio ($\overline{K_{ij}}$) como índice único (EN ISO 10848-4 2011), que represente los resultados en bandas de frecuencia, para comparar globalmente resultados de K_{ij} o como entrada para los modelos de predicción simplificados de (EN 12354-1 2000; EN 12354-2 2001). $\overline{K_{ij}}$ es el promedio aritmético de K_{ij} en el rango de frecuencias de 200 Hz a 1250 Hz, para bandas de un tercio de octava. En (EN 12354-1 2000) se

indica que, si K_{ij} depende de la frecuencia, debe tomarse el valor para 500 Hz, por lo que puede interpretarse que este valor debe ser sustituido por $\overline{K_{ij}}$.

2.9.3. Requisitos generales de las instalaciones para la medida de K_{ij} en laboratorio

Resumiendo los requisitos indicados en (EN ISO 10848-1 2007), los volúmenes y las dimensiones de los recintos de ensayo deben ser diferentes entre sí, recomendándose una diferencia de, al menos, un 10%. Los volúmenes deben de ser de, al menos, 50 m³.

La Figura 9 indica las condiciones que deben cumplir las dimensiones de una unión vertical. La Figura 10 indica las condiciones que deben cumplir las dimensiones de una unión horizontal. Las dimensiones se toman desde la superficie de los elementos.

Cuando se utiliza excitación estructural para medir K_{ij} , no es necesario que los recintos de emisión y recepción sean espacios cerrados, los requisitos para el aislamiento acústico aéreo entre los volúmenes no se aplican a estas mediciones (EN ISO 10848-3 2007; EN ISO 10848-4 2011).

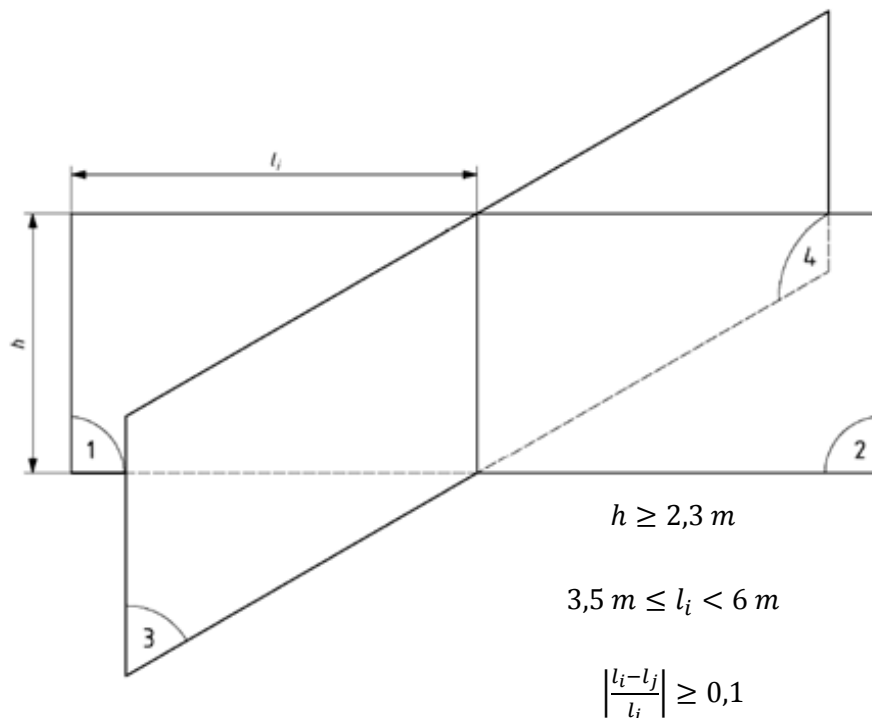


Figura 9: Condiciones dimensionales para una unión vertical.

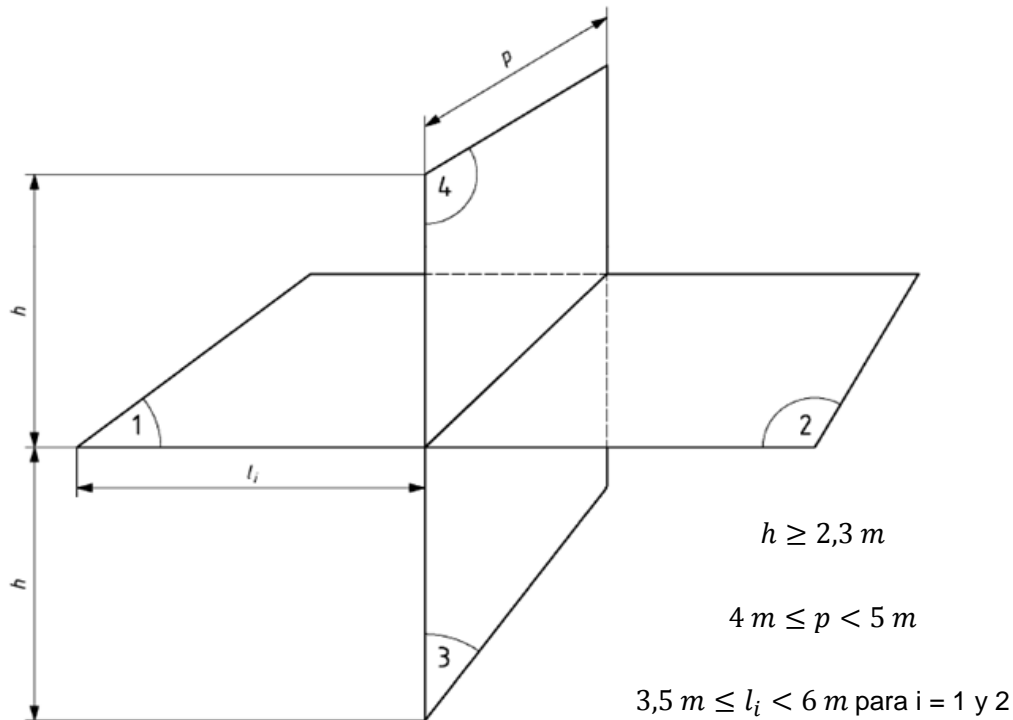


Figura 10: Condiciones dimensionales para una unión horizontal.

2.9.4. Determinación de K_{ij} mediante datos empíricos

La determinación de K_{ij} mediante datos empíricos está recogida en (EN ISO 12354-1 2000), donde se dan datos para los tipos habituales de uniones en función de la relación (M) entre la densidad superficial del elemento que forma la unión, perpendicular al i , ($m'_{\perp i}$) y la densidad superficial del elemento i (m'_i).

$$M = \log \frac{m'_{\perp i}}{m'_i} \text{ dB} \quad \text{Ec. 143}$$

El parámetro M debe calcularse teniendo en cuenta únicamente la masa correspondiente al elemento base o forjado conectado a los elementos constructivos colindantes y deben excluirse las masas de las capas de revestimiento, tales como suelos flotantes, trasdosados y techos suspendidos.

Los valores dados están basados en datos de diferencias de nivel de velocidad disponibles en la literatura y estimaciones de los otros términos de la Ec. 131, por lo que se propone realizar nuevas aproximaciones cuando se disponga de nuevos datos relevantes. En (DB HR 2011) se recogen expresiones para otros sistemas constructivos, aunque existen otras modelizaciones con

otros K_{ij} específicos. La versión v3.0 de la herramienta de cálculo del DB HR permite la introducción de nuevas uniones con K_{ij} alternativos, con la posibilidad de introducir nuevas uniones en la base de datos interna. El usuario puede utilizar esta herramienta para introducir uniones no estándar con formulaciones alternativas a las establecidas, con el fin de proporcionar flexibilidad ante posibles avances y nuevos estudios que proporcionen valores de K_{ij} alternativos a los incorporados en la aplicación. Esto indica que la determinación de K_{ij} es un tema de investigación actual con aplicación práctica.

De acuerdo con (EN ISO 12354-1 2000), la dispersión típica de los datos medidos está entorno a ± 3 dB de las líneas de los valores, aumentando a ± 5 dB para uniones con elementos ligeros, y siendo mayor en algunos casos por variaciones en los detalles y en la ejecución.

2.9.5. Tiempo de reverberación estructural (T_s)

El tiempo de reverberación estructural (T_s) es el tiempo que se requeriría para que el nivel de velocidad, o el nivel de aceleración, en una estructura, disminuyese 60 dB después de que la fuente sonora estructural haya cesado (Ver and Beranek 2006; Hopkins2007; EN ISO 10848-1 2007). Se expresa en segundos y se puede extrapolar linealmente su valor (T_{60}) a partir de rangos de evaluación más cortos, por ejemplo disminuciones desde 5 dB a 20 dB (T_{15}), o desde 5 dB a 25 dB (T_{20}). También suele distinguirse entre mediciones in situ, $T_{s,situ}$, y en laboratorio, $T_{s,lab}$.

El tiempo de reverberación estructural y el tiempo de reverberación en recintos se definen y determinan de forma semejante, aunque el valor del tiempo de reverberación estructural suele ser bastante menor.

Para su medición, según EN ISO 10848-1 (2007), pueden utilizarse excitaciones y mediciones puntuales de la velocidad o la aceleración en diferentes posiciones. La excitación puede ser por vibrador o por martillos. Cuando se utiliza un vibrador, puede medirse la respuesta con la técnica MLS (Secuencia de Longitud Máxima), u otro método que permita obtener la respuesta por impulsos correcta. La formación y evaluación de las curvas de decrecimiento están especificadas en EN ISO 3382-2 (2008), así como otros detalles del proceso de medición. Puede ser necesario cambiar la técnica de medición en función de los resultados obtenidos. La medida del tiempo de reverberación estructural es un tema que continúa investigándose (Hopkins and Robinson 2014).

El tiempo de reverberación estructural y el factor de pérdidas total pueden relacionarse con la siguiente expresión:

$$T_s = \frac{2,2}{f \eta_{tot}} \quad \text{Ec. 144}$$

Para elementos homogéneos, según el anexo C de (EN ISO 12354-1 2000), η_{tot} se obtiene de las pérdidas internas, de las pérdidas debidas a radiación y de las pérdidas en el perímetro del elemento. El factor de pérdidas interno para los materiales constructivos homogéneos habituales es aproximadamente 0,01. Las pérdidas por radiación normalmente pueden despreciarse. Las pérdidas en el perímetro del elemento se determinan con el coeficiente de absorción en el perímetro, que variará entre 0,05 y 0,5 para situaciones de campo.

Para ondas de flexión, en placas de hormigón o similares, que están unidas rígidamente, puede estimarse el valor del factor de pérdidas total según la Ec. 145 (Craik 1981; Nightingale and Bosmans 2003). En esta expresión, el segundo término corresponde a las pérdidas en el perímetro, despreciándose las pérdidas por radiación. Con $X = 1$ se obtiene una estimación razonable para las condiciones descritas en los trabajos citados anteriormente, aunque para recoger los resultados de las medidas hechas en diferentes laboratorios y en campo, el rango propuesto por Hopkins (2007) es el indicado en la Ec. 145. En elementos ligeros la estimación obtenida puede no ser adecuada.

$$\eta_{tot} = \eta_{int} + \frac{X}{\sqrt{f}} \quad \text{con } 0,3 \leq X \leq 1 \quad \text{Ec. 145}$$

En estructuras pesadas sometidas a ensayo, se debería garantizar que el factor de pérdidas no sea inferior al valor obtenido con $\eta_{int}=0,01$ y $X=0,3$ (EN ISO 10140-5 2011; Gerretsen 2002). Para la situación de laboratorio, el factor de pérdidas promedio puede estimarse con la siguiente expresión (Gerretsen 2002), que es equivalente a la anterior para elementos de 400 kg/m^2 .

$$\eta_{tot,lab} \approx 0,01 + \frac{m'}{800 \sqrt{f}} \quad \text{Ec. 146}$$

En (EN 12354-1 2000) se propone la Ec. 147, para construcciones pesadas (m' alrededor de 400 kg/m^2), con $m' < 800 \text{ kg/m}^2$ y pudiendo tomar un $\eta_{int}=0,01$. Esta estimación estaría en el rango superior de los posibles valores (Gerretsen 2002).

$$\eta_{tot,lab} \approx \eta_{int} + \frac{m'}{485 \sqrt{f}} \quad \text{Ec. 147}$$

Carvalho (2006), en un estudio de comparación entre laboratorios de medidas de aislamiento de ruido de impactos, encuentra importantes diferencias en las medidas del tiempo de reverberación estructural en frecuencias muy bajas (por debajo de 250 Hz), con un rango de hasta 4,3 s.

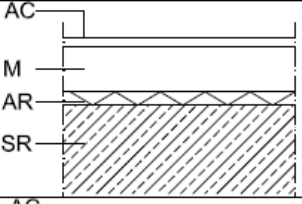
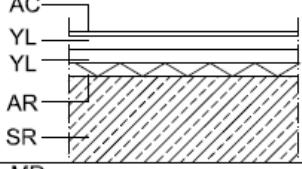
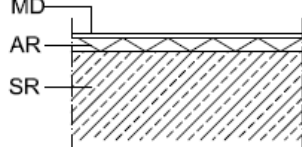
Alba y Ramis (2003) estudian varias aproximaciones para el factor de pérdidas total, llegando a una expresión como la Ec. 145, con $\eta_{\text{int}}=0,015$ y $X=1$. Del Rey et al (2012) comparan el tiempo de reverberación estructural obtenido mediante las expresiones empíricas con el obtenido experimentalmente, aplicando el procedimiento de medida normalizado. De acuerdo con los resultados, propone un ajuste de las ecuaciones empíricas con el factor de pérdidas interno, observando que las estimaciones no reflejan la realidad si se tiene en cuenta el mismo factor de pérdidas interno para todos los distintos elementos estructurales, tal y como se permite en las predicciones de EN ISO 12354-1 (2000).

2.10. Reducción de ruido de impactos mediante suelos flotantes

Una solución para el aislamiento acústico, sobre todo al ruido de impactos, es el uso de suelos flotantes. El conjunto consiste, básicamente, en un forjado u otro soporte resistente, un material aislante a ruido de impactos (capa elástica) y un acabado suficientemente rígido (Figura 11). La estructura de capas puede ser más compleja, por ejemplo introduciendo, entre el acabado y el material aislante, una capa de mortero o placas de yeso laminado (Tabla 5) (Ministerio de Fomento 2011). El material aislante y el acabado provocan una discontinuidad perpendicular a la dirección de recorrido de las ondas de vibración que produce una menor transmisión. Es importante que no existan conexiones rígidas con las paredes perimetrales.

Como aislantes a ruido de impactos suelen emplearse materiales elásticos y flexibles, como lanas minerales, poliestireno expandido, polietileno expandido, etc. (Schiavi et al. 2007; Kim et al. 2009). Pueden encontrarse trabajos específicos sobre el uso de fibras recicladas de neumático (Maderuelo-Sanz et al. 2011), corcho granulado (António et al. 2013; Maderuelo-Sanz et al. 2013), residuos textiles (Marco et al. 2013), paneles de nido de abeja (Hui and Ng, 2007) y espumas poliméricas (Simón and Anthony 2006; Simón et al. 2006).

Tabla 5: Tipos de suelos flotantes según (Ministerio de Fomento 2011).

Código	Esquema	Comentarios
SF1		Suelo flotante de mortero de cemento. Buenas prestaciones tanto a ruido aéreo como a ruido de impactos. (Véase ficha SF-01)
SF2		Solera seca Buenas prestaciones a ruido de impactos. (Véase ficha SF-02)
SF3		Suelo flotante formado por una tarima flotante. Buenas prestaciones a ruido de impactos, su aislamiento a ruido aéreo es nulo.
Leyenda	SR: Soporte resistente: Forjado o losa AR: Material aislante a ruido de impactos: Por ejemplo: Lana mineral (LM), poliestireno expandido elastificado (EEPS), polietileno expandido (PE-E) o reticulado (PE-R). AC: Acabado del suelo: Gres, madera, etc. YL: Placa de yeso laminado MD: Tablero de madera de espesor mayor que 0,8 mm.	
Las prestaciones acústicas (ΔL_w y ΔR_A), así como los espesores del material aislante a ruido de impactos puede consultarse en el CEC.		

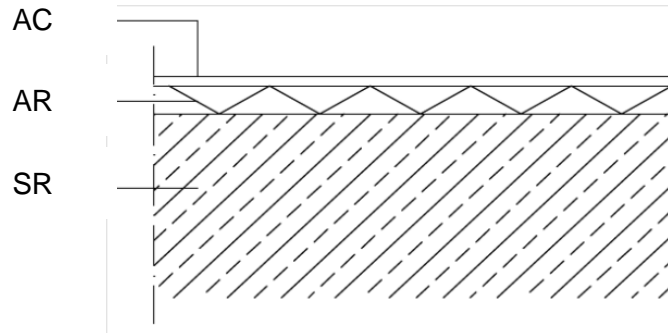


Figura 11: Suelo flotante SF03: AC-Acabado, AR-Material aislante a ruido de impactos, SR-Forjado u otro soporte resistente. (Ministerio de Fomento 2011).

El suelo flotante se considera un revestimiento. Desde el punto de vista acústico se caracteriza por:

- La mejora del índice global de reducción acústica, ponderado A, ΔR_A , en dBA;
- La reducción ponderada del nivel de presión de ruido de impactos (reducción del nivel global de presión de ruido de impactos), ΔL_w , en dB.

La reducción del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL) se define como la reducción en el nivel de presión de ruido de impactos normalizado, resultante de la instalación del recubrimiento de suelo de ensayo sobre un suelo de referencia específico. Su estimación se trata en la norma EN ISO 12354-2 (2001), anexo C, aunque su uso está indicado si no están disponibles los valores medidos. Se contemplan dos casos, expresados en las Ec. 148 y Ec. 149. La frecuencia de resonancia del sistema, f_o , puede calcularse con la Ec. 150. La Ec. 149 está relacionada con la teoría para placas infinitas. En (Hopkins 2007, p.520) puede encontrarse un análisis más detallado.

1. Suelos hechos a base de arena/cemento o sulfatos de calcio:

$$\Delta L = 30 \log \frac{f}{f_o} \text{ dB} \quad \text{Ec. 148}$$

2. Suelos flotantes asfálticos o suelos flotantes secos:

$$\Delta L = 40 \log \frac{f}{f_o} \text{ dB} \quad \text{Ec. 149}$$

$$f_o = 160 \sqrt{\frac{s'}{m'}} \quad \text{Ec. 150}$$

Donde:

s' es la rigidez dinámica por unidad de área de la capa elástica (EN 29052-1 1992) en meganewtons por metro cúbico (ver 2.5.3);

m' es la densidad superficial del suelo flotante, en kilogramos por metro cuadrado.

La medida en laboratorio de ΔL viene especificada en EN ISO 10140-1 (2011), anexo H, y deben seguirse las directrices para las medidas indicadas en EN ISO 10140-3 (2011) y EN ISO 10140-4 (2011) y los requisitos de instalaciones y equipos indicados en EN ISO 10140-5 (2011). Para tener valores comparables entre laboratorios, se utilizan los valores de un suelo de referencia, que idealizan los valores medidos. Se determinan por la diferencia entre los valores medidos en un suelo de referencia sin recubrimiento y el mismo suelo con recubrimiento:

$$\Delta L = L_{n,r,0} - L_{n,r} \quad \text{Ec. 151}$$

Donde:

$L_{n,r,0}$ es el nivel de presión de ruido de impactos normalizado del suelo de referencia sin el recubrimiento;

$L_{n,r}$ es el nivel de presión de ruido de impactos normalizado del suelo de referencia con el recubrimiento.

Los suelos de referencia normalizados se especifican en EN ISO 10140-5 (2011): un suelo de referencia pesado y tres tipos de suelos de referencia ligeros. Para cada uno de ellos se dan valores de los niveles de presión de ruido de impactos normalizados para el suelo de referencia sin recubrimiento ($L_{n,r,0}$), el nivel normalizado ponderado de la presión de ruido de impactos para el suelo de referencia sin recubrimiento ($L_{n,r,0,w}$) y el término de adaptación espectral para el suelo de referencia sin recubrimiento ($C_{l,r,0}$).

El suelo de referencia pesado es un bloque de hormigón reforzado, con un espesor de 120 mm (preferiblemente 140 mm para nuevos laboratorios) y un área visto desde el recinto receptor de,

al menos 10 m². Los tres suelos de referencia ligeros, formados a partir de vigas o viguetas de madera, pretenden recoger la diferente tipología estructural usada en todo el mundo.

Los recubrimientos de suelo a ensayar se clasifican en tres categorías, para los que se definen diferentes procedimientos de instalación y ensayo, y con tamaños diferentes:

- Categoría I. Muestras pequeñas: recubrimientos flexibles (combinaciones de plásticos, goma, corcho o esteras) que no requieren fijación o adhesión a la superficie. El tamaño debe ser lo suficiente para soportar la máquina de martillos al completo (600 mm x 350 mm como mínimo), de tal forma que los martillos toquen a una distancia de al menos 100 mm desde los bordes.
- Categoría II. Muestras grandes: materiales rígidos o con algún componente rígido. Debe cubrir al menos 10 m², con un mínimo de 2,3 m para la dimensión más pequeña. Para el ensayo debe simularse un mobiliario normal, con una carga uniformemente distribuida de 20 a 25 kg/m².
- Categoría III. Materiales extensibles: recubrimientos flexibles que cubren el suelo de pared a pared. Debe cubrir al menos 10 m², con un mínimo de 2,3 m para la dimensión más pequeña. No se requiere carga.

La reducción ponderada del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL_w), se determina mediante el procedimiento descrito en EN ISO 717-2 (2013).

$$\Delta L_w = L_{n,r,0,w} - L_{n,r,w} \quad \text{Ec. 152}$$

La medición en laboratorio del ruido radiado de pisadas sobre suelos con revestimiento, en la sala donde se encuentra este revestimiento, está especificada en EN 16205 (2013), aunque este no es un fenómeno de interés en nuestro caso. La medición debe realizarse en bandas de tercio de octava en el rango de 50 Hz a 5000 Hz.

La hipótesis de que la respuesta del revestimiento puede separarse de la respuesta del forjado fue usada por Ford et al. (1974), deduciendo una expresión analítica de la función de transferencia para losas de hormigón y encontrando que el efecto del revestimiento puede ser considerado aditivo a la función de transferencia de la losa desnuda. En este trabajo también se estudia la fuerza impulsiva de los martillos de la máquina de impactos.

En Carvalho (2006) pueden encontrarse los resultados de una comparación entre laboratorios de la medida del aislamiento de ruido de impactos para losas de hormigón, para determinar la reproducibilidad de $L'_{n,w}$ y otros parámetros involucrados (L'_n y T_s), encontrando resultados cuestionables a frecuencias muy bajas (por debajo de 250 Hz). Para $L'_{n,w}$, la variabilidad tiene un rango de 3 dB y una reproducibilidad de 2,3 dB (incertidumbre con un nivel de confianza del 95%). Algunos laboratorios obtienen resultados poco satisfactorios. El problema en frecuencias bajas se acentúa en edificios ligeros (Hagberg 2010).

Barbaresi et al. (2014) comparan resultados experimentales con los obtenidos a partir de la medida de la rigidez dinámica, encontrando una aproximación razonable, aunque proponen una expresión para ΔL corregida con el amortiguamiento. Los resultados obtenidos usando la rigidez dinámica no siempre proporcionan una predicción adecuada de las propiedades mecánicas de las capas elásticas usadas en suelos flotantes. En (Schiavi et al. 2005, 2007) se proponen algunas soluciones, como se ha comentado en el punto (2.5.3), sobre rigidez dinámica.

En el caso de forjados que no están compuestos por una losa homogénea de hormigón, puede encontrarse una comparación de los resultados estimados con los obtenidos experimentalmente en (De Rozas et al. 2005). Los resultados muestran un posible sobredimensionamiento del aislamiento, aunque las estimaciones son próximas a la realidad.

Un análisis de algunas soluciones constructivas reales y cómo influyen los parámetros básicos puede encontrarse en Migneron and Migneron (2013), con las particularidades de la normativa canadiense.

Profundizando en el comportamiento vibroacústico a frecuencias bajas, Cho (2013a) presenta una investigación experimental y analítica usando una sala de 5 m x 4 m x 2,5 m, recubriendo toda la losa y usando una fuente de excitación de impactos específica. Las diferencias de resultados entre laboratorios y medidas in situ, a frecuencias bajas, puede ser explicada por las diferentes dimensiones de la placa flotante, proponiendo una mayor investigación del comportamiento vibroacústico a frecuencias bajas. En Cho (2013b) se realizan ensayos en laboratorio y numéricos (con el FEM) de diferentes configuraciones en planta, reforzando la conclusión de la influencia de las dimensiones de la placa flotante, ya que los resultados sobre la losa desnuda no varían significativamente.

Neves e Sousa y Gibbs (2011, 2014) proponen un modelo analítico, validado experimentalmente, para investigar el efecto, sobre la transmisión del sonido de impacto a frecuencias bajas (20 a 200 Hz), de la localización del impacto, tipo de suelo, condiciones de contorno, dimensiones, posición del recinto receptor y absorción del recinto. El modelo es aplicable a suelos rectangulares y homogéneos de hormigón con suelos flotantes.

La influencia de diferentes fuentes de excitación normalizadas sobre el nivel de ruido de impactos es analizada por Zeitler y Nightingale (2008), utilizando un suelo con estructura de madera, sin encontrar conclusiones claras y proponiendo estudios adicionales. También se han tratado las posibles fuentes de excitación en el punto sobre la rigidez dinámica (2.5.3, p. 44).

Para reducir los costes de los ensayos se están investigando diferentes alternativas, con ensayos sobre modelos simplificados no normalizados, que permitan comparar las potenciales reducciones de ruido de impactos de las diferentes soluciones constructivas y materiales (Branco and Godinho 2013).

La norma EN ISO 16251-1 (2015) utiliza una losa de hormigón de 1,2 m x 0,8 m x 0,2m, apoyada en cuatro soportes elásticos. Los resultados han sido evaluados por varios grupos de investigación, como Bjor (2010), Foret et al. (2011), Pereira et al (2012a, 2012b, 2014), Schmidt et al. (2013, 2014) y Mateus et al. (2013). Se han encontrado resultados aproximados a los obtenidos con el modelo de EN ISO 10140 para recubrimientos que reaccionan localmente, como determinados recubrimientos blandos, por ejemplo PVC y linóleo.

Godinho et al. (2010) han utilizado una pequeña cámara de hormigón, de 2.73 m³, para evaluar la reducción de ruido de impactos proporcionada por revestimientos ligeros, obteniendo un comportamiento muy similar al medido in situ para los mismos revestimientos. Para revestimientos pesados esperan unos resultados menos concordantes. Branco y Godinho (2013) comparan varios revestimientos con esta misma configuración de ensayo, encontrando que el comportamiento está dominado por el material aislante, y que el acabado (madera o baldosas cerámicas) tiene poca influencia.

También Ramis et al (2010a) y Segovia et al (2013) usan modelos a escala para valorar la lámina aislante en los suelos flotantes y proponen el uso del FEM, en relación con el ruido de impactos, para el diseño de metodologías alternativas para su estudio, valorando la influencia de las condiciones de contorno y la rigidez dinámica de la capa aislante, medida en los modelos a escala.

Miskinis et al. (2012) estudian el efecto del tamaño de la muestra de ensayo desde 13,4 m² a 0,5 m², mostrando una fuerte dependencia en los resultados cuando se usa lana de roca como material aislante y una capa de mortero de arena y cemento como acabado. Aún así podrían usarse muestras pequeñas corrigiendo los valores con una expresión adecuada.

Una alternativa a la evaluación de niveles de ruido de impactos, para suelos laminados, es planteada por (Gadea et al. 2008; Gadea 2009), proponiendo una valoración psicoacústica a

través de diferentes parámetros como sonoridad, tonalidad, rugosidad, etc. También utilizan un método numérico híbrido FEM y FDTD (método de las diferencias finitas en el dominio del tiempo), para simular el experimento propuesto.

Por otra parte, existen especificaciones y métodos de ensayo para algunas tipologías constructivas concretas. En el caso de tableros derivados de la madera, la norma UNE-CEN/TS 13810-2 (2004) determina los valores de deformación resultantes cuando se aplican cargas puntuales estáticas, cargas alternantes y cargas de choque sobre un suelo flotante, sin función estructural, completamente apoyado.

2.11. El análisis por Elementos Finitos en vibroacústica

2.11.1. Conceptos previos sobre el FEM

El método de los elementos finitos (FEM, *Finite Element Method*), es una herramienta ampliamente utilizada en ingeniería para simular algunos fenómenos físicos complejos cuando la resolución analítica no es posible o es difícilmente abordable, por ejemplo por la complejidad geométrica del problema. Cuando se trata de la aplicación práctica del FEM, suele denominarse FEA (*Finite Element Analysis*), pero muchas veces se utilizan de forma indistinta ambas denominaciones (Cook et al. 1989; Allemang et al. 2012) (Howard and Cazzolato 2015). Entre las principales ventajas del FEM puede destacarse que disminuye (aunque no evita) el número de ensayos necesarios durante el diseño de un producto, entendiendo el término producto en un sentido amplio. Por ejemplo, en automoción es una herramienta indispensable en el proceso de diseño, disminuyendo la necesidad de ensayos en prototipos y, como consecuencia, acortando el tiempo de desarrollo de los componentes y abaratando los costes.

Aunque en este trabajo se ha utilizado un programa comercial (I-DEAS NX), se cree conveniente recordar ciertos conceptos sobre el método, el modelo matemático que se está utilizando y las particularidades sobre su aplicación en vibroacústica. Algunas referencias clásicas sobre el FEM, donde se pueden encontrar explicaciones más detalladas, son (Cook et al. 1989; Bathe 1996; Zienkiewicz et al. 2004).

Fundamentalmente, el FEM es un método numérico para resolver, de forma aproximada, problemas planteados en ecuaciones diferenciales parciales. Los problemas, que en la realidad se producen en medios continuos, se transforman en problemas discretos, separando el sistema en un número finito de componentes (elementos), conectados mediante un número finito de puntos (nodos). Este proceso se llama discretización, que de forma básica consiste en la generación de una malla de elementos.

Para cada elemento se define un modelo matemático simplificado, que relaciona las variables del problema en los nodos. En nuestro caso se relacionan los movimientos y las fuerzas. Entre los nodos, los valores de las variables se determinan mediante las llamadas funciones de forma o de interpolación. Posteriormente se construye el problema completo ensamblando los elementos de acuerdo con la malla generada.

El modelo utilizado es una aproximación a la realidad, que suele ser mucho más compleja desde múltiples perspectivas. Por ejemplo, se adoptan simplificaciones al realizar la modelización, la discretización, la interpolación y el cálculo numérico (integración numérica,

método de resolución de ecuaciones y otros factores). En consecuencia, siempre será necesaria la validación de los resultados de la simulación, y la estimación de la precisión alcanzada.

La aplicación del método de los elementos finitos depende del uso habilidoso de los ordenadores y de técnicas eficientes de programación (Zienkiewicz et al. 1994), por lo que el uso de programas comerciales presenta ciertas ventajas de fiabilidad y estabilidad, que pretenden aprovecharse.

En todo caso, los programas de elementos finitos deben utilizarse por personal especializado (Petyt 2010), conocedores de sus limitaciones y alcance. El no cumplimiento de este requisito puede ocasionar problemas como los indicados por (Bard et al. 2014) y (Kouyoumji et al. 2014), que hacen alusión a que, si la mano de obra está fuera de control, se hace difícil la calibración del modelo.

En (Petyt, 2010) también se citan ejemplos de la variabilidad de los resultados obtenidos con diferentes programas: (Kielbet al. 1985; Edwin and Imregun 1986, 1987). Incluso se observan diferencias en los resultados entre diferentes analistas usando el mismo programa para resolver el mismo problema. En (Bard et al. 2014) y (Kouyoumji et al. 2014) plantean el problema de la alta dependencia de los resultados respecto de los datos de entrada, por lo que las propiedades del material deben estudiarse con cierto detalle.

Aunque existen programas FEA de propósito general, también existen programas especializados en determinados tipos de cálculo, o en determinadas fases del proceso. La forma de abordar muchos de los problemas viene condicionada por las herramientas a utilizar, en este caso el programa computacional.

Dada la complejidad de los programas, estos suelen estar divididos en diversas secciones, cada una de las cuales efectúa una operación determinada sin limitarse al cálculo. La preparación de datos y el análisis de los resultados numéricos, que aparecen como producto del cálculo, son tareas arduas que también requieren atención.

En general suelen distinguirse tres tareas principales:

- Pre-procesado: recoge y gestiona los datos de entrada, tanto geométricos como del modelo de cálculo.
- Cálculo: resuelve el problema propiamente dicho y genera los archivos de resultados.
- Post-procesado: facilita el análisis de interpretación de los resultados en diferentes formatos, como gráficos, curvas y tablas.

La explicación detallada de estas tareas no entra en los objetivos de esta tesis, pero hay que recordar su posible influencia en los resultados obtenidos.

No hay que olvidar que se están desarrollando muchos métodos basados en los elementos finitos, con planteamientos matemáticos diferentes al introducido aquí. Por ejemplo, Cimpeanu et al. (2015) presentan un método basado en elementos finitos para la solución de la ecuación de Helmholtz.

2.11.2. Modelo matemático para el análisis dinámico con el FEM

Un planteamiento muy común para desarrollar el método de los elementos finitos es el principio de los trabajos virtuales (PTV) que, en su forma más general, establece la igualdad entre la energía elástica y el trabajo de las fuerzas exteriores cuando al sistema se le aplica una deformación adecuada.

De acuerdo con este principio se llega a una formulación energética que define la solución de un problema como la función que verifica el principio de los trabajos virtuales para cualquier función de movimientos elegida. A la formulación energética se la suele llamar integral o débil (es menos exigente en cuanto a la derivabilidad) y representa ecuaciones de equilibrio que, en este caso, se plantean sobre el elemento.

El FEM no tratará de encontrar la función real de movimientos, sino una función que, bajo ciertos puntos de vista, se parece a la real. Esta función suele ser de tipo polinómico (funciones de forma o de interpolación).

Con estas y otras consideraciones se puede llegar a la expresión siguiente:

$$\left[\int_V [B]^T [D] [B] dV \right] \{d\} = \int_S [N]^T \{T\} dS + \int_V [N]^T \{b\} dV \quad \text{Ec. 153}$$

Donde

$$[B] = [L][N] \quad \text{Ec. 154}$$

$$\{u\} = [N_1(\xi, \eta) \quad \dots \quad N_n(\xi, \eta)] \begin{Bmatrix} a_1 \\ \vdots \\ a_n \end{Bmatrix} = [N]\{d\} \quad \text{Ec. 155}$$

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} = [D][L]\{d\} \quad \text{Ec. 156}$$

$\{u\}$ es el movimiento en cualquier punto del elemento;

$[N]$ es la matriz de los polinomios interpoladores (funciones de forma o funciones de interpolación);

$\{d\}$ es el vector de los movimientos en los nodos;

$[L]$ un operador en derivadas parciales;

$[D]$ es la matriz constitutiva del material (constantes, en general);

$\{T\}$ es el vector de fuerzas de superficie que actúan sobre el cuerpo;

$\{b\}$ es el vector de las fuerzas de volumen.

La Ec. 153 puede escribirse de forma reducida como:

$$[K]\{d\} = \{f\} \quad \text{Ec. 157}$$

Donde:

$$[K] = \left[\int_V [B]^T [D] [B] dV \right] \quad \text{Ec. 158}$$

$$\{f\} = \int_S [N]^T \{T\} dS + \int_V [N]^T \{b\} dV \quad \text{Ec. 159}$$

$[K]$ es la matriz de rigidez;

$\{f\}$ es el vector de cargas.

Cuando las fuerzas varían con el tiempo es necesario incluir los efectos inerciales y de amortiguamiento en el planteamiento energético mostrado anteriormente. El resultado para un elemento es:

$$[m]\{\ddot{d}\} + [c]\{\dot{d}\} + [k]\{d\} = \{f\} \quad \text{Ec. 160}$$

En el conjunto del sistema ensamblado, la relación sería:

$$[M]\{\ddot{d}\} + [C]\{\dot{d}\} + [K]\{d\} = \{F\} \quad \text{Ec. 161}$$

Para sistemas lineales con excitación sinusoidal podemos expresar la ecuación anterior en función de los desplazamientos complejos y las fuerzas complejas (Cremer et al. 2005; Hopkins 2000):

$$(-\omega^2[M] + j\omega[C] + [K])\{\hat{\xi}\} = \{\hat{F}\} \quad \text{Ec. 162}$$

Cuando las matrices de masa y de amortiguamiento se evalúan usando las mismas funciones de forma que las usadas en los movimientos, se denominan matriz de masa consistente y matriz de amortiguamiento consistente. Otro planteamiento más simple utiliza la matriz de masa concentrada, situando la masa del sistema de forma concentrada en los nodos.

El problema dinámico estructural planteado es similar al que resulta sin utilizar el FEM. Las ecuaciones de la dinámica estructural son independientes del FEM, pero las matrices de masa, amortiguamiento y rigidez son fácilmente obtenibles mediante la discretización con elementos finitos. Los códigos comerciales de FEA suelen incluir el cálculo dinámico, al menos en cuanto a la determinación de frecuencias propias y modos propios.

En (Wu et al. 1987) puede encontrarse un análisis FEM detallado de la respuesta dinámica de una placa sometida a varias cargas móviles.

El modelado de ondas acústicas mediante el FEM sigue siendo objeto de estudio por los investigadores; por ejemplo Idesman y Pham (2014) proponen un modelo más preciso para ondas acústicas bajo una carga súbita.

2.11.3. Tipos de elementos

Los elementos son las partes básicas en las que se va a dividir el medio continuo. Los elementos, conectados entre sí, formarán el medio continuo a simular. En este apartado se describen los elementos que se utilizarán en los modelos de cálculo de este trabajo.

Para los modelos tridimensionales se utilizará un elemento prismático rectangular de 20 nodos, con tres grados de libertad traslacionales por nodo, denominado "*Solid parabolic brick*". Se trata de un elemento serendípito, con variación cuadrática de los movimientos y variación lineal de las tensiones y deformaciones (Cook et al. 1989). La formulación por defecto usa una cuadratura de Gauss-Legendre completa 3x3x3 para la integración, aunque cuando se realiza un análisis con un material lineal, las tensiones y deformaciones se computan con una cuadratura reducida de

orden 2. Los detalles de la formulación también pueden encontrarse en (Bathe 1996) y (Zienkiewicz 2004).

Para modelos bidimensionales se utilizará un elemento cáscara rectangular de 8 nodos, con seis grados de libertad por nodo, tres traslacionales y tres rotacionales, denominado “*Thin Shell - Parabolic Quadrilateral*”. Este elemento está basado en las ecuaciones de lámina gruesa de Mindlin, en las cuales se incluye el movimiento debido al esfuerzo cortante. La formulación se describe en (Huang and Hinton, 1986) y (Hughes and Hinton, 1986), generando el nodo central internamente y condensándolo antes del ensamblaje de la matriz de rigidez. También tiene mejoras en la interpolación de las deformaciones por cortante, en la interpolación de las deformaciones por membrana y en la rotación sobre la normal a la superficie media. Cuando se usa un material lineal, la tensión y la deformación se computan con una cuadratura de Gauss de dos puntos en las superficies superior e inferior.

Para modelizar la capa elástica de los suelos flotantes pueden usarse elementos muelle sin masa, con una rigidez igual a la rigidez total de la capa elástica dividida por el número de elementos muelle que simulan dicha capa elástica (Cho 2013a). El trabajo citado incluye amortiguamiento histerético con un factor de pérdidas de 0,15, de acuerdo con el rango del factor de pérdidas de los materiales ensayados experimentalmente.

En el caso de anclajes en suelos ligeros, la mejor opción encontrada por Díaz-Cereceda et al. (2011) es modelarlos con muelles, preferible a usar modelos más complejos. En este trabajo se estudia la transmisión de vibraciones a través de conexiones estructurales de forma determinista con análisis modal, con aplicación a la transmisión de ruido de impactos a través de juntas elásticas.

Se está investigando la formulación de nuevos elementos específicamente diseñados para su uso en vibroacústica. Por ejemplo, Amichi et al. (2010) han propuesto un nuevo elemento placa sándwich 3D, para simular la respuesta vibroacústica de paneles de acero laminado, cuya aplicación está orientada hacia la industria automovilística.

2.11.4. Especificación de la malla

Para definir la malla es importante determinar adecuadamente el tamaño del elemento, además de prestar atención a la forma (distorsión), distribución y transiciones de malla. En cuanto al tamaño, un elemento pequeño aumentará la precisión de los resultados, pero también aumentará el tiempo de computación y los requerimientos de memoria.

En cuanto a la distorsión y distribución de los elementos, en (Hopkins 2000) se recomienda, en ciertos casos, recurrir a las herramientas de mallado automático. Este aspecto no se trata habitualmente en la bibliografía, dado que la geometría es simple y la malla no presenta distorsiones significativas. En todo caso, las prácticas recomendadas sobre la aplicación del FEM incluyen un análisis de la calidad de la malla (Nafems 1992a, 1992b).

Aunque se realicen estudios de convergencia para estimar la precisión de la solución en función del tamaño del elemento, es necesario prever un tamaño que nos sirva de referencia de partida. En estudios vibroacústicos, se suele usar la longitud de onda de flexión como indicador para el tamaño del elemento.

Simmons (1991) propone en su estudio, con elementos de lámina de ocho nodos, una densidad de malla que contenga al menos tres elementos parabólicos por longitud de onda de las ondas de flexión o seis elementos lineales con masa concentrada. Esta propuesta es apoyada por otros autores, como Steel y Craik (1994), Atalla y Bernhard (1994), Maluski (1999), Hopkins (2000, 2003a, 2007), (Segura, 2009) y Crispin et al. (2014), que utiliza un tamaño de 0,1 m, aunque no informa del tipo de elemento usado.

Según (Simmons 1991), los elementos deben tener una longitud superior a cinco veces el espesor, para adecuarse al modelo placa. El límite superior de las frecuencias estaría limitado por la condición de que la longitud de onda de flexión sea mayor que 15 veces el espesor, $\lambda_B > 15t$.

Steel y Craik (1994) utilizan elementos de ocho nodos para modelizar muros de fábrica de ladrillo o bloques, con frecuencias hasta 2500 Hz, aunque sólo proporciona resultados hasta 1000 Hz. Hopkins (2003a, 2003b) extiende este trabajo hasta 3150 Hz, con mayores dimensiones y aperturas en las paredes, utilizando elementos lámina delgada de 4 nodos y tamaño del elemento menor que $\lambda_B/6$. Esta condición ya fue utilizada por el mismo autor en (Hopkins 2000), usando como indicador de la calidad de la malla la relación entre la potencia introducida y la potencia contenida en el sistema, aunque este indicador sólo está propuesto para movimientos por ondas de flexión.

En un problema que incluye la modelización del aire y de la estructura, Maluski y Gibbs (2000) encuentran errores menores del 10% en las frecuencias propias de la parte estructural cuando la malla tiene 11 elementos por longitud de onda.

Puri et al. (2008) son menos exigentes en cuanto al tamaño del elemento, indicando que debe ser menor que la longitud de onda pero sin dar un factor adicional. Su trabajo está orientado hacia la simulación eficiente de sistemas fuertemente acoplados en el campo de NVH (*Noise-Vibration-Harshness*).

En estudios de la transmisión por flancos, Ramis, Segovia et al. (Ramis et al 2011; Ramis et al. 2012; Segovia et al. 2012) utilizan elementos 3D de 20 nodos cuyo tamaño es una décima parte de la longitud de onda.

Para construcciones ligeras de madera, en (COST Action FP0702) se utilizan elementos cuyo tamaño es una quinta parte de la longitud de onda.

Cho utiliza en (Cho 2013a, 2013b) un tamaño de elemento de 300 mm, que es 10 veces menor que la longitud de onda de flexión para 63 Hz, ya que el interés del estudio está en las frecuencias bajas. Bériot et al. (2013) indican la posible aparición de efectos de aliasing cuando el tamaño del elemento está entorno a media longitud de onda.

Arjunan et al. (2013), utilizan un modelo de elementos finitos, con interacción fluido-estructura, para analizar un muro de doble hoja con montante de acero. Entre otros factores, estudian el tamaño óptimo del elemento, analizando un rango entre 0,015 m y 0,06 m, encontrando mayor influencia en frecuencias altas, y siendo los mejores resultados los obtenidos con el tamaño de elemento más pequeño. En una publicación posterior (Arjunan et al. 2014) establecen un tamaño de elemento 8 veces menor que la longitud de onda, aunque, para frecuencias entre 100 Hz y 400 Hz, se necesita un tamaño de elemento no demasiado pequeño para obtener resultados satisfactorios.

En (Howard, 2015) se parametriza el tamaño del elemento dividiendo la longitud de onda entre un factor que representa en número de elementos por longitud de onda deseado. Se recomienda un mínimo de 6 elementos por longitud de onda, recomendándose 12 para elementos lineales y 6 para elementos parabólicos. En los ejemplos desarrollados se utilizan entre 3 y más de 30 elementos por longitud de onda, según el tipo de problema a resolver.

Otro factor que podría influir sobre el tamaño del elemento es la fuerza de excitación. A esta conclusión llegaron Poblet-Puig y Rodríguez-Ferran (2010).

Desde un punto de vista computacional, Li et al. (2015) citan un error sistemático en los elementos con interpolación lineal, que aumenta en frecuencias altas, y que es difícil de compensar disminuyendo el tamaño del elemento. Mencionan una regla aproximada que establece que el producto del número de onda y el tamaño del elemento deber ser igual a 1, aunque no dan mucha fiabilidad a este criterio, sobre todo al aumentar el número de onda.

2.11.5. Materiales, condiciones de contorno y paso de tiempo

La aplicación práctica del FEM, que podríamos llamar FEA, requiere la definición de un modelo, que intenta aproximarse a una realidad que suele ser mucho más compleja, como ya se ha explicado. Este modelo se define, principalmente, eligiendo el tipo de análisis a realizar, los tipos de elementos a utilizar, la malla, las propiedades de los materiales, las condiciones de contornos y los atributos de la solución.

En los puntos anteriores se ha tratado sobre las propiedades de los materiales, sobre los elementos, que son las partes básicas en las que se va a dividir el medio continuo, y sobre la malla, que define el tamaño, forma y distribución de los elementos para completar la geometría del medio continuo que quiere analizar. En este apartado se tratará sobre la incorporación de las propiedades de los materiales al modelo de cálculo, sobre la definición de las condiciones de contorno y sobre el paso de tiempo, que es uno de los principales atributos de la solución.

Es adecuado mencionar aquí las técnicas conocidas como calibración o actualización de modelos de elementos finitos (*finite element model updating*). Se trata de modificar la definición del modelo para que los resultados del cálculo por FE se ajusten mejor a los resultados medidos experimentalmente. Este proceso se analizará en el punto sobre verificación y validación.

Los valores de las propiedades de los materiales suelen tomarse de datos bibliográficos o de medidas indirectas, aunque en algunos casos se realizan medidas específicas normalizadas. Hay estudios que incluyen un análisis sobre su influencia. En nuestro caso, las propiedades de los materiales se utilizarán para ajustar los modelos, siguiendo las prácticas de calibrado más utilizadas, por lo que no se realizará un análisis más exhaustivo.

Las condiciones de contorno de movimientos afectan a la transmisión del sonido al modificar sus frecuencias propias y los modos de vibración. El empotramiento supone que todos los movimientos (desplazamientos y giros) están impedidos, pero en algunos trabajos no está claro que estas sean las condiciones introducidas. Puede que algunos autores se estén refiriendo a que sólo están impedidos los desplazamientos. También existe incertidumbre sobre el término “simplemente apoyado” usado por algunos autores”. La terminología debería ajustarse a las siguientes definiciones (Petyt 2010).

Simplemente apoyado	$\xi = 0, \quad M_z = EI_z \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = 0$	Ec. 163
---------------------	---	---------

Empotrado	$\xi = 0, \quad \frac{\partial \xi}{\partial x} = 0$	Ec. 164
-----------	--	---------

Libre	$Q = -EI_z \frac{\partial^3 \xi}{\partial x^3} = 0, \quad M_z = EI_z \frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} = 0$	Ec. 165
-------	---	---------

La influencia de las condiciones de contorno de movimientos, en aplicaciones del FEM a frecuencias bajas en viviendas, ha sido estudiada por Maluski y Gibbs (2000). Los casos estudiados fueron simplemente apoyado, empotrado y una combinación de empotrado y simplemente apoyado, comparando las frecuencias propias y llegando a diferentes conclusiones para muros delgados y gruesos. Encuentran que la condición de empotramiento, en general, añade rigidez a la pared. En paredes delgadas se produce un desplazamiento de las frecuencias propias hacia los valores de las frecuencias propias del recinto, lo que ocasiona una disminución del aislamiento. En paredes gruesas, el aumento de la rigidez por el empotramiento aumenta el aislamiento. En ciertos casos, las condiciones en las aristas no influyen en los resultados de transmisión acústica.

Mao (2007) analiza los efectos de las condiciones de contorno sobre la transmisión de impacto a través de un suelo flotante, estudiando el caso de todas las aristas empotradas y el caso de dos aristas empotradas y dos aristas apoyadas. El nivel de presión sonora en el caso con todas las aristas empotradas fue 10 dB menor, atribuyendo este efecto al aumento de la rigidez provocado por el empotramiento. Seo et al. (Seo, 2012) utilizaron aristas libres en paredes sin carga y aristas empotradas en paredes con carga.

En un estudio sobre la transmisión de sonido de impacto a frecuencias bajas en viviendas a través de suelos de hormigón y suelo flotante, Neves e Sousa y Gibbs (2011) concluyen que la condición de aristas simplemente apoyadas es apropiada para frecuencias bajas, lo que apoya los resultados de algunos autores (Bailhache et al. 2014), pero no los de otros (Steel and Craik 1994).

Según Hopkins (2007), las condiciones de contorno producen variaciones significativas en la eficiencia de radiación de placas por debajo de la frecuencia crítica, siendo razonable asumir que los contornos están simplemente apoyados. Indica que una solución práctica para placas en edificación es suponer todos los contornos simplemente apoyados, para ondas de flexión, y empotrados para ondas en el plano. En suelos flotantes, el contorno debe suponerse libre. Hopkins (2003a), modeliza las aristas no conectadas de las placas como libres y las aristas conectadas con placas, no incluidas en el modelo FEM, como apoyadas.

En frecuencias altas, aunque las condiciones de contorno afectan a las frecuencias propias de algunos modos, el resultado final no estará afectado significativamente si la densidad modal es alta (Nightingale and Bosmans 2003; Papadopoulos 2003). Hopkins (2007) estima que, por encima del décimo modo local, la densidad modal no está influida por las diferentes condiciones de contorno.

Poblet-Puig y Guigou-Carter (2015) no encontraron grandes diferencias entre los índices de reducción de vibraciones de una unión en cruz aislada, y la misma unión situada en una estructura de edificación, aunque proponen estudios adicionales.

Aunque el modelo más próximo a la situación real sea una situación intermedia entre empotrado y simplemente apoyado, en laboratorio puede ser más difícil conseguir modelos con aristas empotradas (Maluski and Gibbs 2000), aunque hay autores que opinan lo contrario (Papadopoulos 2003; Guigou-Carter et al. 2013; Crispin et al. 2014; Vardaxis 2014; Tager 2015). En ciertos casos puede ser conveniente usar condiciones de contorno libres (Bard, 2008) para tener mayor precisión en su materialización y poder comparar los resultados conseguidos por otros métodos con menos incertidumbres. Papadopoulos (2003) incide en la incertidumbre que introducen las condiciones de contorno y estudia dos casos que, en general, representarán el máximo y el mínimo de radiación acústica de un plano: todo el contorno simplemente apoyado y todo el contorno empotrado.

Clasen y Langer (2007) estudian la influencia del amortiguamiento en las uniones de los muros, introduciendo un sistema muelle-amortiguador en varios modelos a escala reducida.

En cuanto a otras variables a tener en cuenta en la solución, el incremento de tiempo tiene una apreciable influencia en la precisión de los cálculos, determinando el límite superior de la frecuencia (Cook et al. 1989). Hay que indicar que nos referiremos a FEM implícitos, ya que los FEM explícitos tiene condicionantes específicos de estabilidad (Guasch and García 2014).

Según Cook et al. (1989), los modos con frecuencias por debajo de tres veces este límite superior participan en la respuesta dinámica. Cook y otros autores (Howard and Cazzolato 2015) recomiendan 20 pasos de tiempo por cada periodo del límite superior de la frecuencia, recomendándose repetir los cálculos con un paso de tiempo menor.

$$\Delta t < \frac{2\pi/\omega_{max}}{20} \approx \frac{0,3}{\omega_{max}} \quad \text{Ec. 166}$$

Podría usarse como valor máximo del paso de tiempo el indicado por el teorema de Nyquist, 2 pasos de tiempo por cada periodo del límite superior de la frecuencia (COST Action FP0702 2012; Howard and Cazzolato 2015). En el caso de usar bandas de tercio de octava, la frecuencia superior sería la determinada por la frecuencia más alta de la banda de octava considerada, no la frecuencia central de banda. En todo caso hay que referirse a las recomendaciones del programa utilizado, ya que las rutinas específicas del proceso de cálculo pueden influir sobre cuál es el valor más adecuado.

2.12. Verificación y validación

2.12.1. Verificación y validación en el FEM

Una de las dificultades que se plantean cuando se usan métodos computacionales de cálculo es la necesidad de métodos para evaluar la fiabilidad y precisión de sus resultados. En el campo de la aplicación del FEM en la transmisión del sonido en edificios, este hecho fue puesto de manifiesto por Maluski y Gibbs (2000).

En uno de los primeros trabajos sobre aplicación del FEM en la transmisión estructural del sonido, Simmons (1991) indica la necesidad de comprobar que el programa comercial utilizado (ABAQUS) produce resultados válidos, al no haber precedentes de uso publicados en el rango de frecuencias de interés. Para ello compara casos simples cuya solución analítica es conocida, o de los que se disponen los resultados experimentales, con los resultados del programa.

En los análisis dinámicos, Wilson (2002) indica que, para reducir los errores causados por las aproximaciones realizadas en los modelos, es necesario realizar muchos análisis diferentes, no siendo extraño que lleguen a 20. En cada análisis se usan distintos modelos de cálculo, cargas y/o condiciones de contorno.

La verificación y la validación son los principales métodos y procedimientos usados con el fin de valorar la fiabilidad, las limitaciones, las debilidades y la incertidumbre de las simulaciones computacionales. Puede encontrarse un tratamiento más detallado en (Thacker et al. 2004; Babuska and Oden 2004; Oberkampf and Trucano 2008). En (Carson 2002) pueden encontrarse ejemplos de situaciones típicas en las que se comenten errores y se proponen técnicas para la verificación y validación.

Podría definirse la verificación como el proceso para evaluar la correcta programación del modelo matemático, transformándolo en un código de cálculo y unas rutinas asociadas que procesan los datos de entrada, proporcionando unos resultados de salida, acordes con dicho modelo matemático. Por ejemplo, evalúa si existen errores que puedan hacer que los resultados no reproduzcan el modelo matemático conceptual pretendido, o que no lo hagan con la precisión esperada.

Los códigos de cálculo llegan a tener miles de líneas de programación que muchas veces están en constante revisión, para incorporar las mejoras que ofrece la rápida evolución de estas tecnologías, por lo que no es extraño que se produzcan errores de programación. En este sentido, los resultados computacionales se comparan con resultados de modelos analíticos

conocidos, que adoptan ciertas simplificaciones de la realidad. También pueden compararse con resultados de otros programas de simulación.

La validación podría definirse como el proceso por el cual se determina la precisión de los resultados de la simulación, en relación con un modelo físico experimental, que puede ser un modelo de laboratorio o un modelo en servicio. Este último caso sería lo que en edificación hemos llamado medidas in situ, sobre un edificio construido. Se trata de demostrar la precisión de la simulación en relación con la realidad física, usando geometrías y condiciones realistas.

Es importante que el proceso de validación sea diseñado conjuntamente por los responsables de los experimentos y por los responsables de uso del código de cálculo, para aprovechar las ventajas de las dos metodologías, de forma que se puedan comparar los resultados que mejor representen el comportamiento físico del sistema (Lardeur et al. 2013).

La Figura 12, basada en (Oberkampff et al. 2002; Lardeur et al. 2013; Scigliano et al. 2011) representa gráficamente lo indicado en los párrafos anteriores. La realidad física, percibida mediante la experimentación, requiere de una idealización, asumiendo ciertas simplificaciones, para ser representada mediante modelos matemáticos (modelización), considerando solamente las variables que tienen una influencia significativa sobre el fenómeno que se esté considerando. El tratamiento computacional del modelo matemático, requiere de la programación en lenguaje informático de los códigos necesarios para su definición y ejecución, comprobando su adecuada implementación mediante el proceso de verificación.

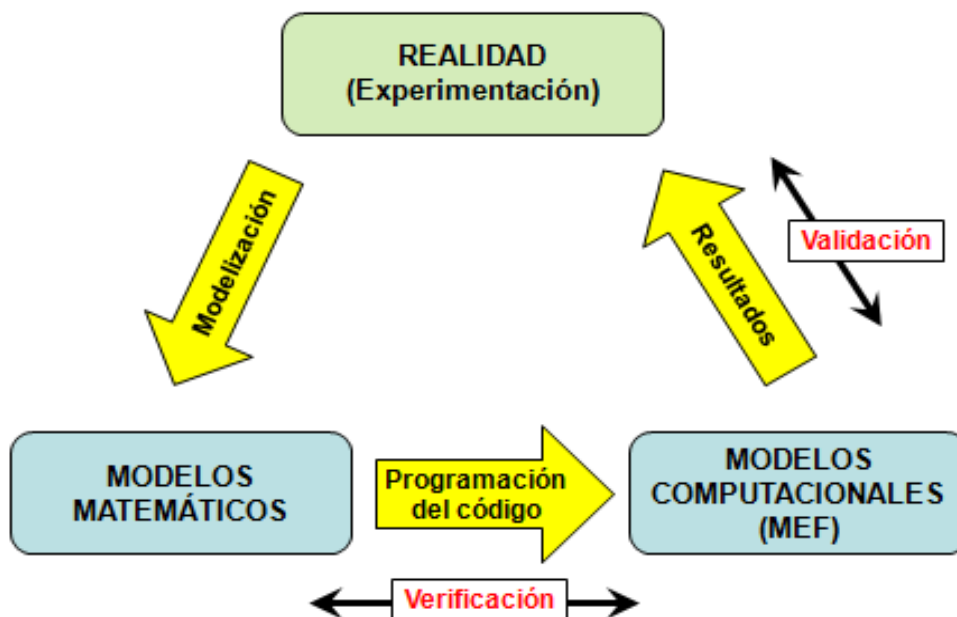


Figura 12: Procesos de verificación y validación.

Los resultados obtenidos por los modelos computacionales pretenden simular el comportamiento de una cierta realidad física, por lo que debemos comprobar si, efectivamente, se ha conseguido en un grado suficiente, valorando la precisión y la exactitud, entre otros factores. Esta comprobación se realiza mediante la validación.

Son varias las iniciativas surgidas en los últimos años para sistematizar los procesos de verificación y validación, normalmente asociadas a un campo de aplicación específico. Una referencia genérica para estos procesos es, desde hace más de veinte años, la “*International Association of the Engineering Modelling, Analysis and Simulation Community*” (NAFEMS), organización sin ánimo de lucro e independiente. NAFEMS ha desarrollado numerosos test de verificación y validación (*Benchmarks*) de aplicación en diferentes campos (Abbassian et al. 1987; Maguire et al. 1989; Davies et al. 1992).

Los principales códigos comerciales de cálculo por el FEM han desarrollado sus propios problemas de verificación y referencia, usando en muchos casos soluciones analíticas publicadas en libros de reconocido prestigio en la especialidad. Aún así, también utilizan los test de NAFEMS para documentar su fiabilidad y calidad. Otra referencia utilizada para la verificación y validación es la guía de validación publicada por AFNOR (*Association Française de Normalisation*) (Boissenot 1990) y escrita por la SFM (*Société Française des Mécaniciens*).

En el campo de la dinámica de fluidos computacional (CFD, Computational Fluid Dynamics) se están realizando aportaciones significativas (Petri et al. 2015), aunque la fiabilidad de estos programas hace unos años era pobre (Oberkampf and Trucano 2008). Un análisis de los procesos de verificación y validación en este campo puede encontrarse en (Roache 2008), donde se propone separar el proceso de verificación en dos: verificación del código y verificación del cálculo.

Como ejemplo del uso de los test de verificación, se muestran los resultados de diferentes modelos del test 13 de NAFEMS (Maguire et al. 1989; Hibbitt, 2007). Este test consiste en una placa cuadrada delgada, de 10 m de lado y 0,05 m de espesor, simplemente apoyada en el contorno, con varias condiciones de excitación, malla y opciones de resolución.

En la Figura 13 se recogen los errores relativos de las diferentes respuestas dadas para las ocho primeras frecuencias propias, por varios programas y con varios modelos, indicados en la Tabla 6. Todos los modelos están formados por elementos lámina 2D, de forma cuadrada. Estos resultados se utilizarían después para calcular la respuesta a diferentes tipos de excitaciones.

Se pretende poner de manifiesto la variabilidad en la respuesta y la necesidad de una validación de las soluciones. En la Figura 13 se observan diferencias significativas entre diferentes programas y entre diferentes mallas. El uso del tipo de elemento y de la densidad de malla adecuados pueden ser críticos, por lo que debe justificarse dicha elección, por ejemplo con gráficos de convergencia. De este modo se hace patente la necesidad de que los programas de cálculo por el FEM se apliquen cuidadosamente y por personal con la formación adecuada.

Tabla 6: Modelos de EF utilizados en los cálculos del test 13 de NAFEMS.

	Orden	Nº Elem.	Nº Nodos	Lumped mass
Modelo 1	Linear	64	81	Si
Modelo 2	Linear	64	81	No
Modelo 3	Parabolic	16	65	Si
Modelo 4	Parabolic	16	65	No
Modelo 5	Parabolic	64	225	Si
Modelo 6	Linear	64	81	Si
Modelo 7	Linear	64	81	No
Modelo 8	Parabolic	16	65	Si
Modelo 9	Parabolic	16	65	No

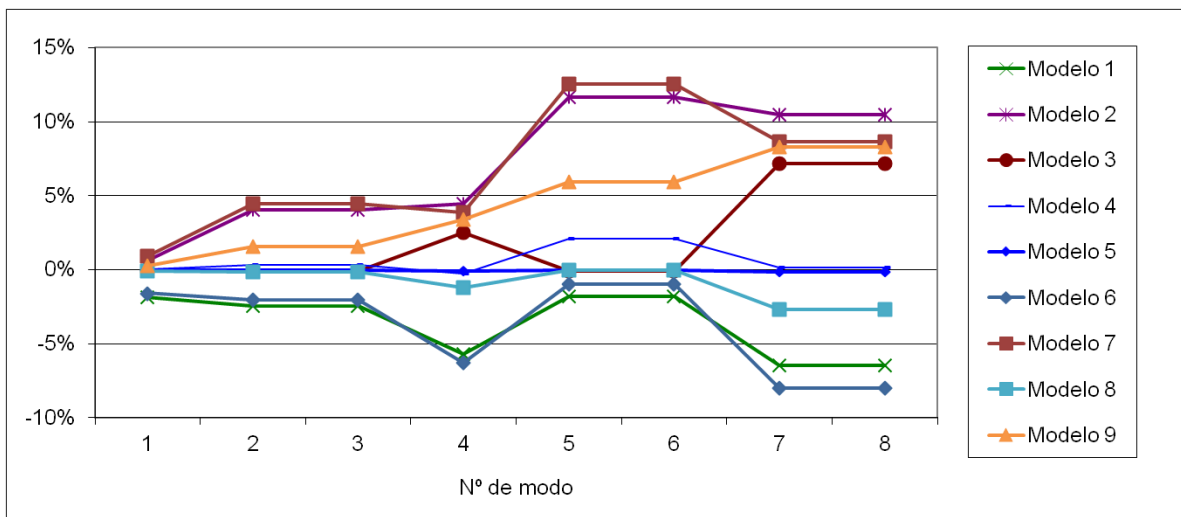


Figura 13: Errores respecto a la referencia para diferentes modelos del test 13 de NAFEMS.

En el campo de la acústica se han realizando varias aportaciones sobre los procesos de verificación y validación. Maluski y Gibbs (2000) indican que la fiabilidad del FEM depende fuertemente de la forma en que el modelo es definido, e incluyen la validación mediante medidas experimentales en un estudio sobre aislamiento en viviendas en frecuencias bajas.

También los modelos analíticos necesitan procedimientos de validación, tal y como se pone de manifiesto en (Craik et al. 2004), donde se publica un ejercicio de benchmarking sobre transmisión estructural de vibraciones, mediante la computación de coeficientes de transmisión de energía entre placas. Como se indica en esta publicación, los modelos analíticos planteados son semejantes, pero su materialización en rutinas de cálculo en ordenadores puede dar lugar a diferentes resultados, ya sea por las características de dichas rutinas o por errores en su programación. La verificación de estas rutinas es difícil a partir de las gráficas publicadas en revistas, por lo que es deseable que los grupos de investigación puedan intercambiar datos para verificar sus modelos, e incluso establecer referencias formales para la verificación y validación de los modelos.

El problema de la validación del software de simulación acústica fue puesto de manifiesto por Molares y Sobreira-Seoane (2008). En esta comunicación se propone un problema de referencia (*benchmark*), consistente en un casquete esférico vibrante sobre una esfera rígida, para medir la precisión y rendimiento de programas de simulación de campos sonoros.

En (Blanc 2007) se introduce una matriz como herramienta de validación de la capacidad predictiva de modelos vibroacústicos, valorando la capacidad para describir el fenómeno modelado y la precisión de los resultados. El fenómeno físico puede describirse con modelos de descomposición modal, análisis estadístico de energía y descomposición de ondas. También se introduce un método para calcular la función de densidad de probabilidad que parece ser más preciso y eficiente que las simulaciones por el método de Monte-Carlo.

El problema de la verificación y validación de la computación de problemas vibroacústicos a frecuencias medias es analizado por Bouillard et al. (2008), incluyendo técnicas de actualización (*updating*) y estimadores de error disponibles para problemas vibroacústicos estacionarios, aunque se indica que estos son muy poco fiables.

Una aplicación del proceso de verificación y validación en vibraciones, puede encontrarse en (Scigliano et al. 2011). Se trata de un estudio de un parabrisas de automóvil modelizado con elementos finitos. El estudio utiliza dos condiciones de contorno: condiciones de contorno libres, para que sean fácilmente reproducibles y sirvan de referencia en el modelo, y condiciones de contorno reales. En este trabajo, para la etapa de verificación se eligió como modelo mecánico de referencia la teoría de la elasticidad lineal. La verificación del código de cálculo se consideró

completada debido al uso de programas comerciales ampliamente utilizados. Para verificar la malla se probaron elementos lámina y elementos sólidos y se valoró el tamaño adecuado mediante estudios de convergencia. Los modelos más adecuados resultaron ser el modelo lámina multicapa para bajas temperaturas y el modelo sólido para altas temperaturas. Una vez definido el modelo adecuado se pasó a la etapa de validación. En la etapa de validación se propusieron dos parámetros para valorar los resultados: la media y la desviación estándar de las frecuencias propias. Se utilizó un criterio MAC (*Modal Assurance Criterion*) para los 12 primeros modos.

En (Lardeur et al. 2013) este estudio sobre los procesos de verificación y validación es extendido al análisis de placas unidas por puntos de soldadura y a estructuras galvanizadas, todo ello en el campo de la automoción.

El proceso de validación puede incluir una valoración de las incertidumbres más formal y sistemática. En (Roy and Oberkampf 2011) se expone un marco para la cuantificación de las incertidumbres en la computación científica, dentro del esquema de verificación y validación. En (Sankararaman and Mahadevan 2011), la validación se centra en considerar la influencia de las incertidumbres epistémicas. Una aplicación al análisis dinámico de una viga se recoge en (Langer et al. 2014), encontrando que las incertidumbres, en las propiedades del material y en la forma geométrica, tienen una influencia considerable en las frecuencias propias de los modos de flexión.

En el campo aeroespacial, Hetey et al. (2015) proponen un sistema de asesoramiento para guiar al usuario durante el proceso de construcción del modelo de elementos finitos, en base a las incertidumbres, con el fin de conseguir unos resultados fiables.

2.12.2. Calibración y actualización de modelos (*model updating*)

Se puede incluir un proceso, adicional al proceso de validación, que mejora la precisión y exactitud de la solución. Algunos autores se refieren a este proceso como calibración (*calibration*), pero otros lo denominan actualización del modelo (*model updating*), o más específicamente, actualización del modelo de elementos finitos (*finite element model updating*). Se trata de modificar la definición del modelo para que los resultados del cálculo por FEM se ajusten mejor a los resultados medidos experimentalmente (Mottershead and Friswell 1993; Friswell and Mottershead 1995; Dascotte, 2004; Mottershead et al. 2011). La modificación del modelo afecta, fundamentalmente, a los datos sobre los que existe mayor incertidumbre y tienen

mayor influencia en la solución. Un ejemplo detallado puede encontrarse en (Mottershead et al. 2011).

En todo caso, no debe confundirse la calibración con la validación (Thacker et al. 2004; Roache, 2008). Antes de la calibración, el modelo debe tener la suficiente fiabilidad, por lo que se puede realizar una primera fase de validación. La validación final, comprobando la capacidad predictiva del modelo, debería hacerse con datos no usados en el proceso de calibración. Si no es así, se podría restar fiabilidad a esa capacidad predictiva.

Es necesario ser prudente durante la calibración, pues se puede poner en duda la capacidad predictiva del modelo. La modificación de parámetros sin justificación puede dar lugar a respuestas correctas por razones equivocadas, sin validez para otros datos de partida.

El término *model updating* suele referirse más a una calibración sistemática de parámetros, utilizando técnicas de optimización, como el ajuste por mínimos cuadrados, el gradiente máximo o algoritmos genéticos. Los programas comerciales tienden a ofrecer este tipo de herramienta, integrada en el mismo entorno de usuario que el pre-procesador, el solucionador y el post-procesador e incluyendo métricas de correlación, como MAC (*Modal Assurance Criterion*) y COMAC (*Coordinate Modal Assurance Criterion*).

La introducción del amortiguamiento en el proceso de calibración no es fácil. Arora et al. (2009) proponen un procedimiento de actualización de modelo que emplea el amortiguamiento. Menefee et al. (2012) estudian la calibración y validación de modelos de amortiguamiento del material usados en un programa comercial de elementos finitos.

En el campo de la vibroacústica, algunos de los trabajos citados sobre validación incluyen, en mayor o menor grado, la calibración o ajuste de los modelos. En (Bard et al. 2014) se incluye la calibración de modelos del elementos finitos aplicados en cálculos acústicos en frecuencias bajas de construcciones de madera. En (Nehete et al. 2015) se propone un método de actualización de modelo que tiene en cuenta la carga acústica sobre la estructura.

Evidentemente, los procesos de verificación y validación, incluido el *updating*, también se aplican a otros métodos numéricos, como el BEM (Lee and Ahn 2014).

3. DESARROLLO Y RESULTADOS

3.1. Evaluación de la transmisión de vibraciones en barras unidas en L

3.1.1. Objetivos y tipo de análisis

En este apartado se pretende analizar la respuesta vibroacústica obtenida mediante modelos FEM en el caso de barras unidas en L. Se determinará la energía transmitida, cuantificando la diferencia de nivel de velocidad entre el elemento excitado y el elemento no excitado, como estimación de la transmisión acústica a través de los elementos.

Se valorará la influencia de diferentes tipos de geometría, características del material y mallas. Los resultados se verificarán y validarán utilizando análisis de convergencia y medidas experimentales, comparando diferentes modelos de cálculo.

Dado que nuestro objetivo es determinar las velocidades en diferentes puntos, provocadas por una excitación determinada, realizaremos un análisis modal para determinar las frecuencias y los modos propios. Utilizando el método de superposición modal, evaluaremos la respuesta ante una excitación tipo impacto. Posteriormente procesaremos las velocidades obtenidas para calcular el nivel de velocidad y la diferencia de nivel de velocidad.

El rango de frecuencias a analizar será de 40 Hz a 3548 Hz (límite superior de la banda de 3150 Hz). El límite inferior se elige para estudiar el rango de frecuencias bajas, no incluido en la normativa pero con posible interés en el futuro. El límite superior se elige para cubrir el rango de interés habitual en vibroacústica.

3.1.2. Condiciones geométricas de las barras unidas en L

Se estudiarán dos casos con barras unidas perpendicularmente. La primera unión está formada por barras de sección nominal 82 mm x 60 mm y se denominará LG (L gruesa) en este texto, siendo sus dimensiones reales las que se indican en la Figura 14.

La segunda unión está formada por una barra de sección 80 mm × 59 mm y otra barra de sección 80 mm × 29 mm. Se denominara LF (L fina) en este texto, siendo sus dimensiones reales las que se especifican en la Figura 15. Todas las medidas tienen un intervalo de tolerancia de ± 1 mm.

La barra excitada se identificara con la letra “u” y será la barra inferior de las imágenes. La barra no excitada se identificará con la letra “d” y será la barra vertical de las imágenes.

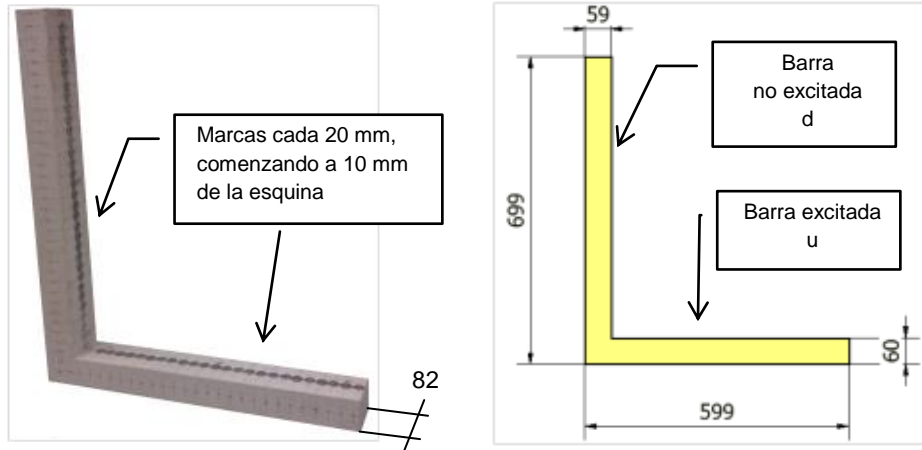


Figura 14: Geometría de la unión LG. Cotas en mm.

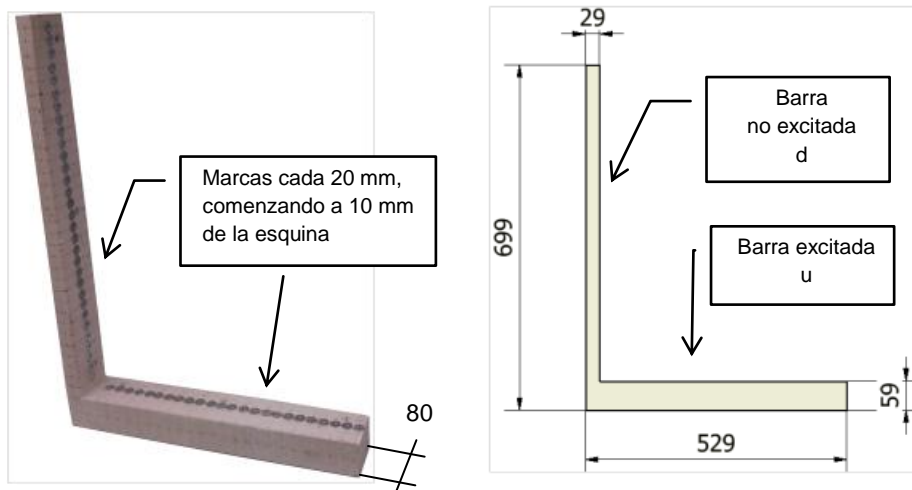


Figura 15: Geometría de la unión LF. Cotas en mm.

3.1.3. Materiales de las barras unidas en L

El material utilizado es un tipo de piedra, denominado piedra Bateig. Las propiedades físicas nominales son semejantes a las del hormigón, y están indicadas en la Tabla 7 (Segovia et al. 2013; Torres et al. 2012a, 2012b; Molina et al. 2014).

Algunas de las propiedades anteriores han sido ajustadas para mejorar los resultados de los análisis FEM, durante la calibración del modelo. Para ello se han estudiado modificaciones en el módulo de Young y en la densidad. En los modelos, el material se denominará Bateig, añadiendo una codificación según las propiedades utilizadas. Un resumen de las denominaciones y propiedades empleadas puede verse en la Tabla 8.

Tabla 7: Propiedades originales de la piedra Bateig (Bateig32).

Módulo de Young (E)	32 GPa
Coefficiente de Poisson (ν)	0,23
Densidad (ρ)	2315 Kg/m ³
Coefficiente de amortiguamiento estructural	0,01
Velocidad de propagación del sonido (c)	3718 m/s

Tabla 8: Resumen de los diferentes datos de piedra Bateig utilizados.

	Módulo de Young (E) GPa	Coef. de Poisson (ν)	Densidad (ρ) Kg/m ³	Coefficiente de amortiguamiento estructural
Bateig32	32	0,23	2315	0,01
Bateig27	27	0,23	2315	0,01
Bateig25	25	0,23	2315	0,01
Bateig25_02	25	0,23	2400	0,01
Bateig25_03	25	0,23	2315	0

3.1.4. Mallas de las barras unidas en L

Las denominaciones para identificar las diferentes mallas se formarán con el tipo de unión (LG o LF), la dimensión de los elementos (2D ó 3D) y un código de identificación de cada modelo (02, 03...). La denominación de los casos de las barras unidas en L, incluyendo otros parámetros, se indica en la Figura 34 (p. 107). Las especificaciones de las mallas utilizadas se detallan en las siguientes figuras, con un resumen en la Tabla 9 para las uniones LG y en la Tabla 10 para las uniones LF.

En los modelos 2D se ha utilizado la superficie media, resultando, para la unión LG, una longitud horizontal de 529,5 mm y una longitud vertical de 669 mm. Para los modelos 2D de la unión LF, se han utilizado una longitud horizontal de 514,5 mm y una longitud vertical de 669,5 mm.

Para el máximo tamaño de elemento utilizado (25 mm), y con el criterio citado en el punto 2.11.4, considerando 10 elementos por longitud de onda de flexión, la frecuencia máxima sería 14872 Hz.

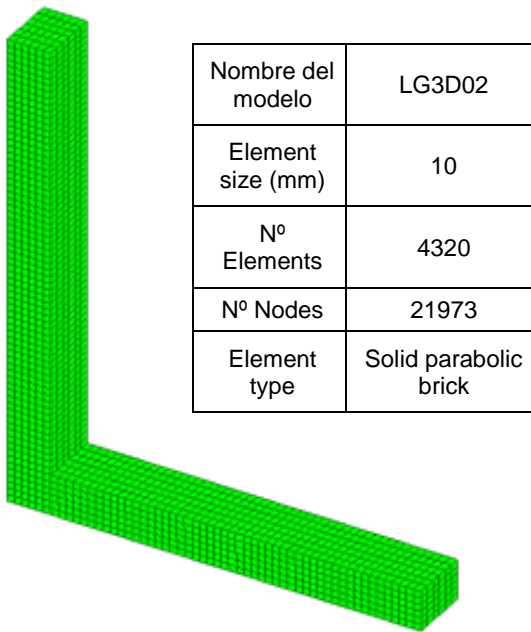


Figura 16: Malla del modelo LG3D02.

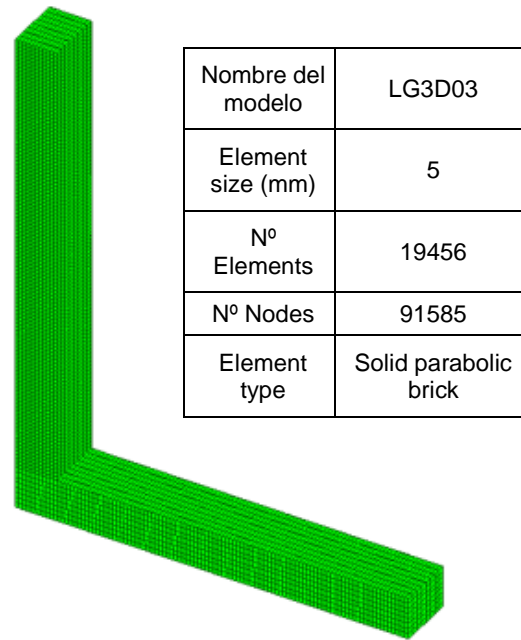


Figura 17: Malla del modelo LG3D03.

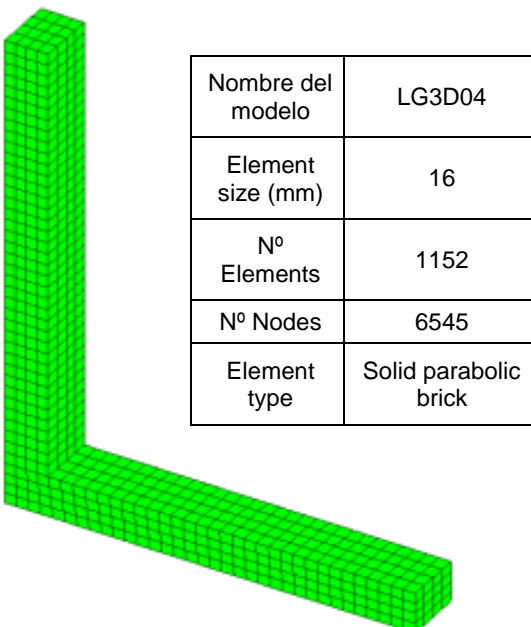


Figura 18: Malla del modelo LG3D04.

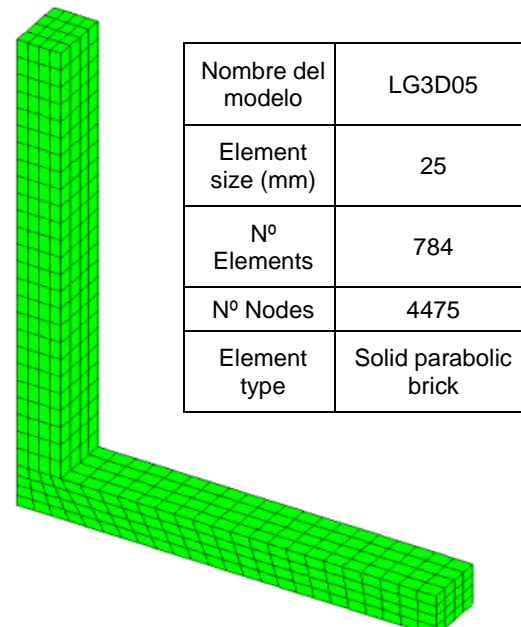
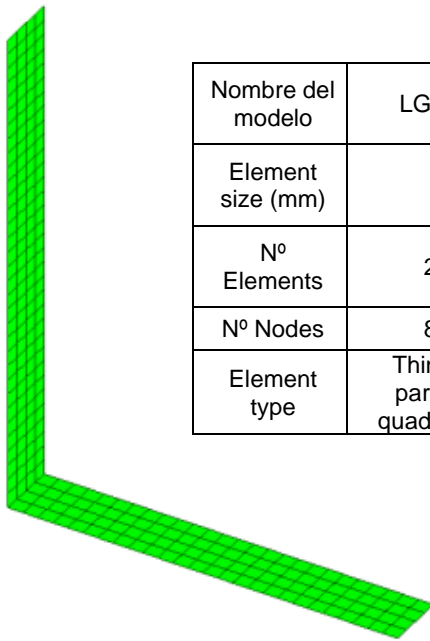
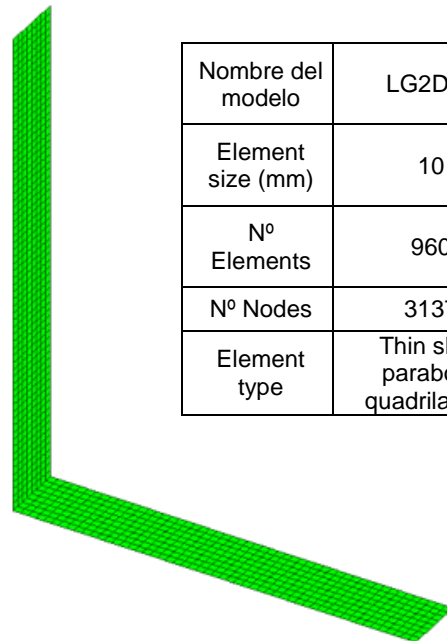


Figura 19: Malla del modelo LG3D05.



Nombre del modelo	LG2D02
Element size (mm)	20
Nº Elements	236
Nº Nodes	835
Element type	Thin shell parabolic quadrilateral

Figura 20: Malla del modelo LG2D02.



Nombre del modelo	LG2D03
Element size (mm)	10
Nº Elements	960
Nº Nodes	3137
Element type	Thin shell parabolic quadrilateral

Figura 21: Malla del modelo LG2D03.

Tabla 9: Resumen de las mallas utilizadas en las uniones LG.

Nombre del modelo	Element size (mm)	Nº Elements	Nº Nodes	Element type
LG3D02	10	4320	21973	Solid parabolic brick
LG3D03	5	19456	91585	Solid parabolic brick
LG3D04	16	1152	6545	Solid parabolic brick
LG3D05	25	784	4475	Solid parabolic brick
LG2D02	20	236	835	Thin shell parabolic quadrilateral
LG2D03	10	960	3137	Thin shell parabolic quadrilateral

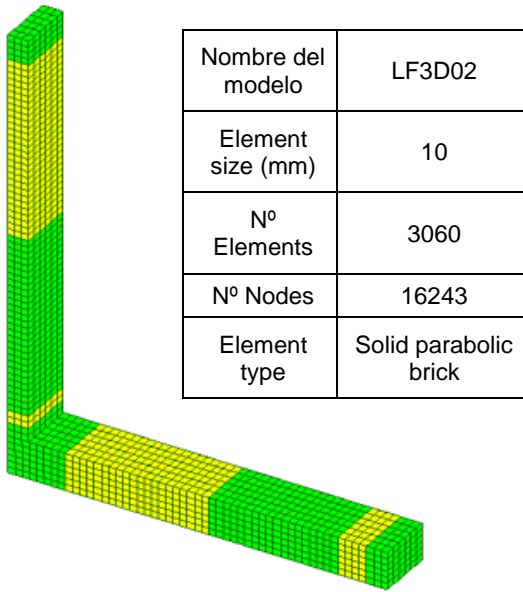


Figura 22: Malla del modelo LF3D02.

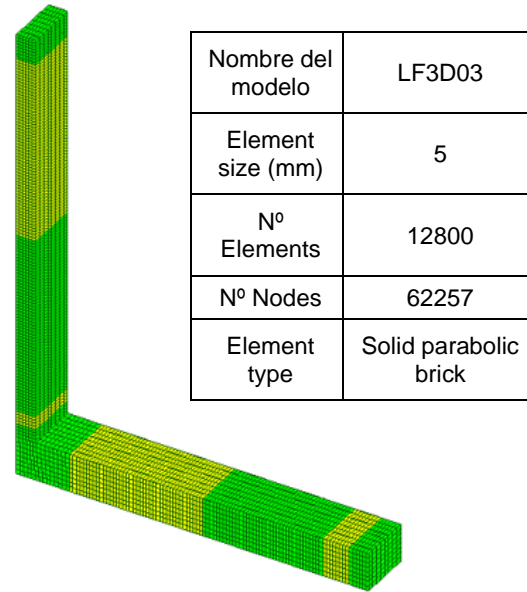


Figura 23: Malla del modelo LF3D03.

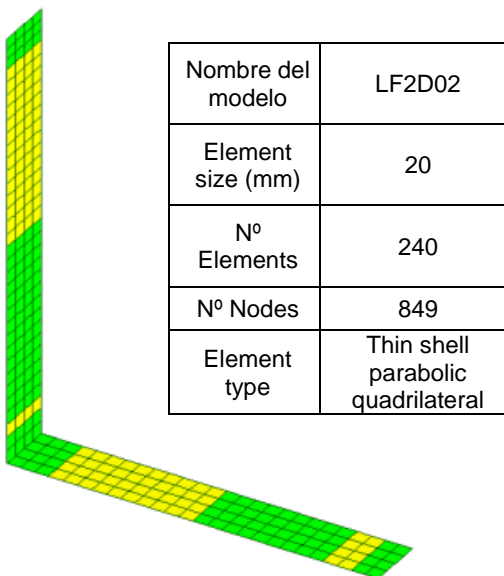


Figura 24: Malla del modelo LF2D02.

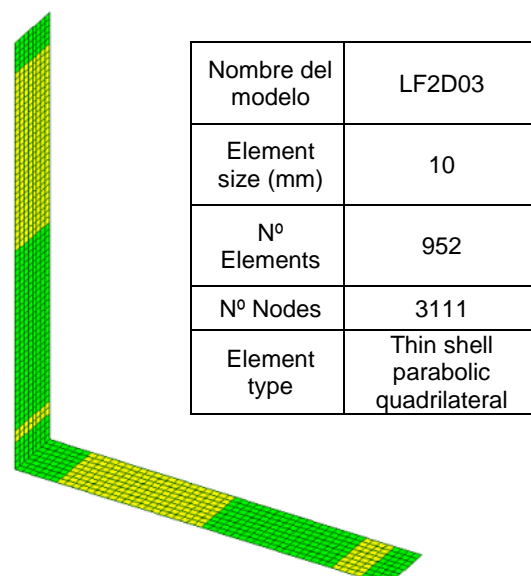


Figura 25: Malla del modelo LF2D03.

Tabla 10: Resumen de las mallas utilizadas en las uniones LF.

Nombre del modelo	Element size (mm)	Nº Elements	Nº Nodes	Element type
LF3D02	10	3060	16243	Solid parabolic brick
LF3D03	5	12800	62257	Solid parabolic brick
LF2D02	20	240	849	Thin shell parabolic quadrilateral
LF2D03	10	952	3111	Thin shell parabolic quadrilateral

Los puntos de medida de las velocidades se indican en las siguientes figuras.

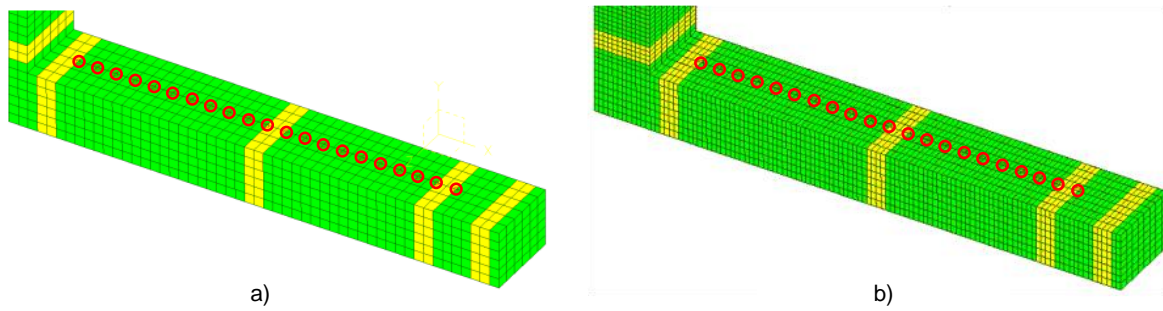


Figura 26: Puntos de medida de velocidades en la barra excitada (u) en los modelos a) LG3D02 y b) LG3D03.

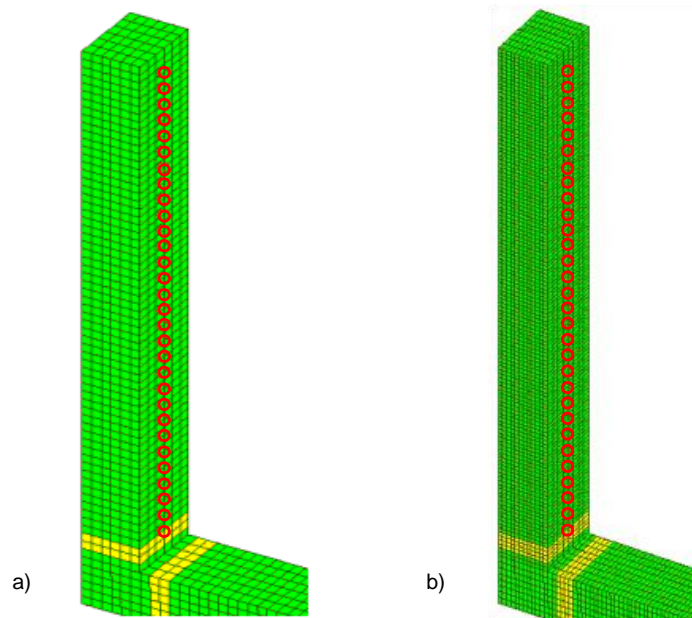


Figura 27: Puntos de medida de velocidades en la barra no excitada (d) en los modelos a) LG3D02 y b) LG3D03.

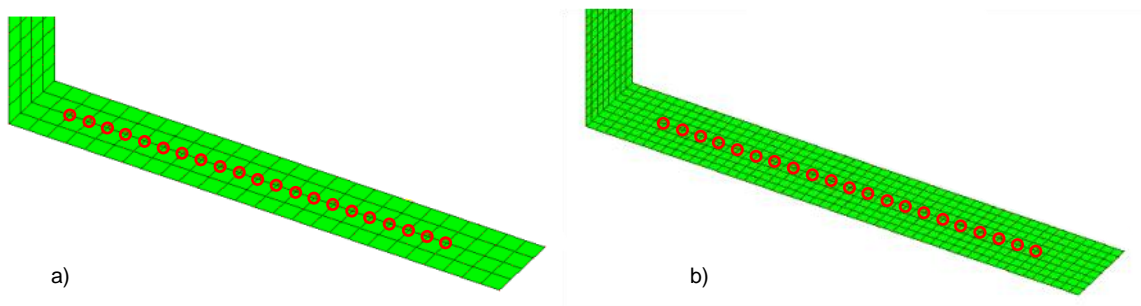


Figura 28: Puntos de medida de velocidades en la barra excitada (u) en los modelos a) LG2D02 y b) LG2D03.

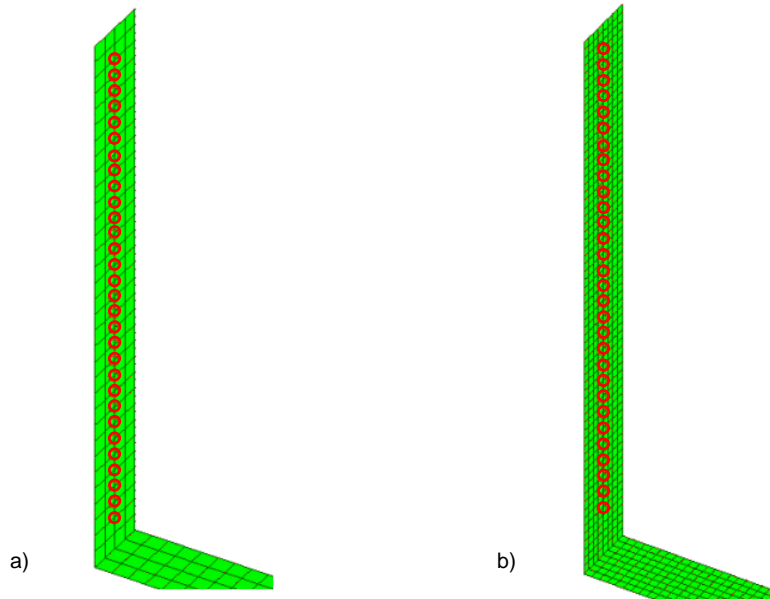


Figura 29: Puntos de medida de velocidades en la barra no excitada (d) en los modelos a) LG2D02 y b) LG2D03.

3.1.5. Cargas y condiciones de contorno

Las medidas experimentales se han realizado situando la muestra sobre un material que permite los movimientos de la superficie de apoyo, por lo que se ha estimado como más apropiado suponer en los cálculos un sólido libre, sin ninguna restricción de movimiento.

En cuanto a la excitación, en los modelos FEM se utiliza una carga de impacto. Se simula un impacto perpendicular a la superficie con un objeto externo con las características citadas en la Tabla 11, registrando la respuesta durante 5 s. Estas características se han determinado para que la respuesta tenga una amplitud semejante a la obtenida en los experimentos. Los puntos de impacto se indican en las fotografías de la Figura 30 para la unión LG y de la Figura 31 para la unión LF.

Tabla 11: Características del impacto para los modelos FEM de las uniones LG y LF.

Object mass (kg)	1000
Object speed (m/s)	0.1
Coefficient of restitution	1
Impact duration (s)	0,001
Pulse shape	Triangle
Initial conditions	Zero

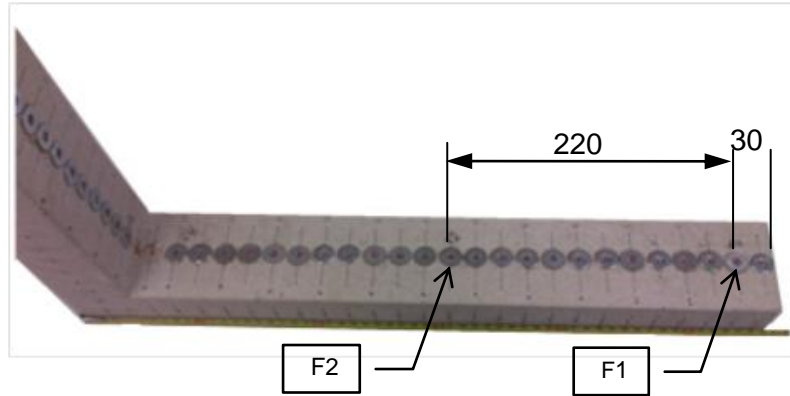


Figura 30: Puntos de impacto en LG.

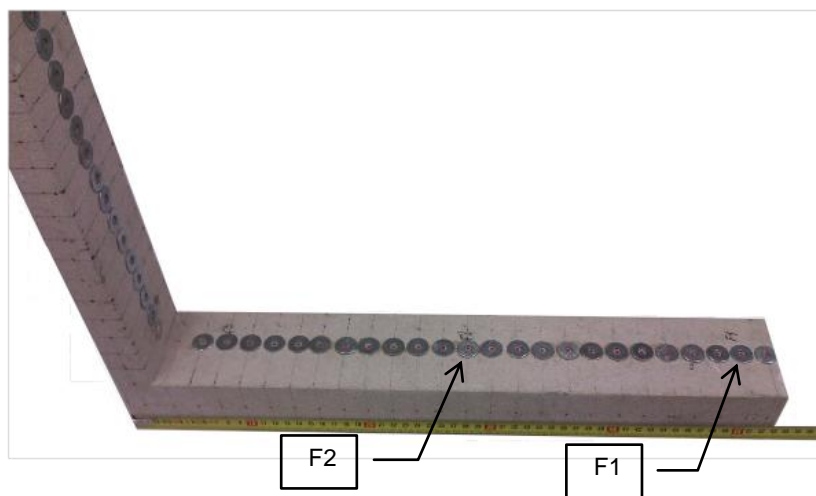


Figura 31: Puntos de impacto en LF.

3.1.6. Medidas experimentales

En las medidas experimentales se ha utilizado la excitación producida por un actuador de tipo electrodinámico, como los que se utilizan en Altavoces de Modos Distribuidos (DML). La señal de entrada es una secuencia de máxima longitud (*Maximun Length Sequence*, MLS) (Molina et al. 2014).

Se ha utilizado una tarjeta de adquisición de datos NI PCI-6120, con 4 entradas analógicas muestreadas simultáneamente, con hasta 1 MS/s por canal con el modo de máxima velocidad habilitado, además de 2 salidas analógicas y 8 líneas de E/S digitales.

La toma de medidas se ha realizado simultáneamente en tres puntos, con otros tantos acelerómetros, como se observa en la Figura 32. Las señales se han procesado con la plataforma LabVIEW, utilizando una frecuencia de muestreo de 96 kS/s, y se han almacenado los datos en

archivos de texto para su posterior procesado con MATLAB. En la unión LF sólo se utilizan medidas experimentales de la excitación F1.

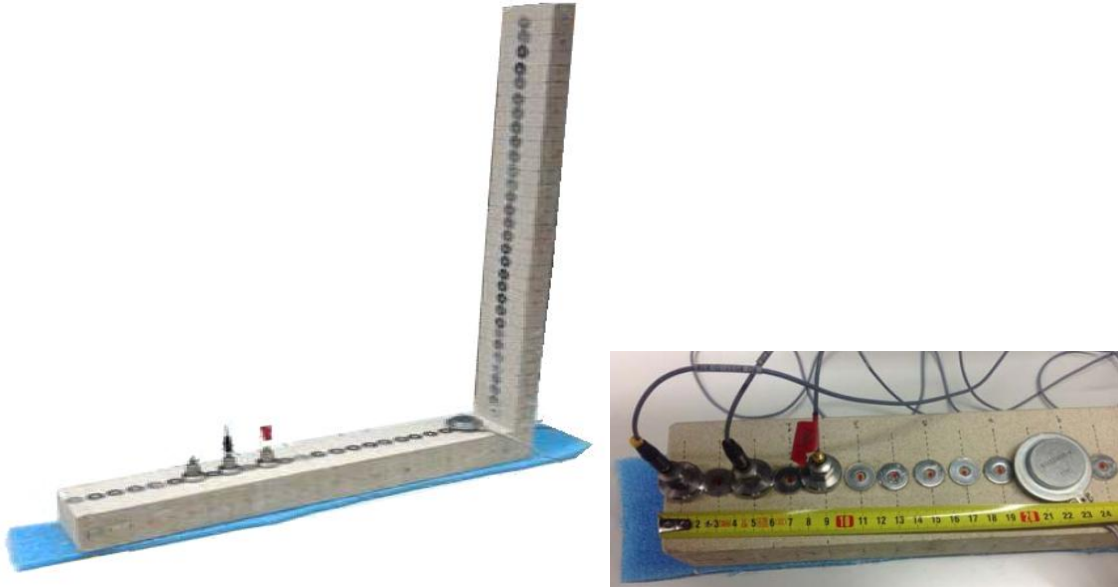


Figura 32: Disposición para el ensayo.



Figura 33: Actuador utilizado para generara la excitación.

3.1.7. Validación y calibración de los modelos de LG

Los diferentes casos se identificarán según se indica en la Figura 34. Para facilitar la lectura y no duplicar la información, con denominaciones largas, se podrá omitir alguna de las partes. Por ejemplo, cuando no sea necesaria la identificación de la excitación, el material y la barra en la que se toman las medidas, o estén identificados por el contexto, la denominación puede ser LG2D02.

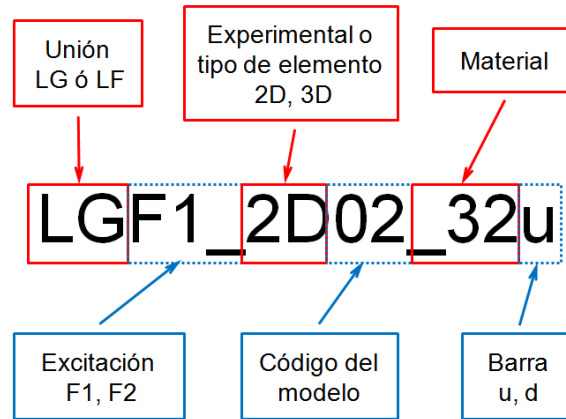


Figura 34: Denominación de los casos de las barras unidas en L.

Los resultados de las simulaciones realizadas con modelos LG2D y LG3D, utilizando los datos originales de las propiedades del material (Bateig32), muestran cierto desplazamiento en las frecuencias propias respecto a los valores medidos en los ensayos, siendo similar tanto en la barra excitada (u) (Figura 35), como en la barra no excitada (d) (Figura 36). También influye en la diferencia de resultados el hecho de que el modelo FEM considere un material continuo y el modelo experimental tenga las barras unidas por adhesivo.

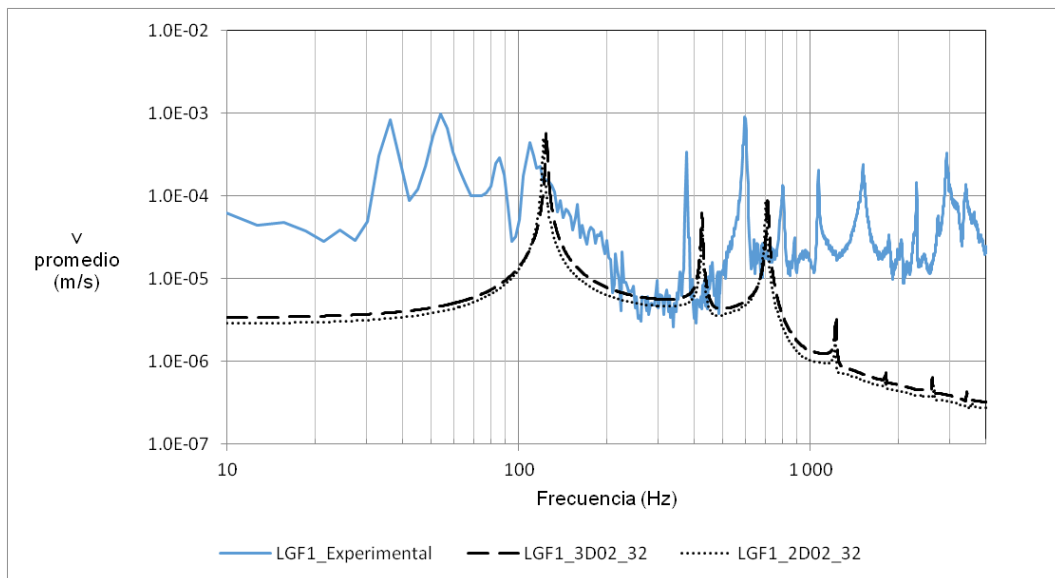


Figura 35: Comparación de la respuesta para F1 en la barra excitada (u) entre los valores experimentales y los modelos LGF1_3D02_32 y LGF1_2D02_32 (Bateig32).

En las mismas figuras se puede apreciar que los modelos LG2D y LG3D proporcionan una respuesta bastante similar, por lo que se utilizará la barra excitada del modelo LG2D como referencia para analizar posibles modificaciones para el ajuste del modelo.

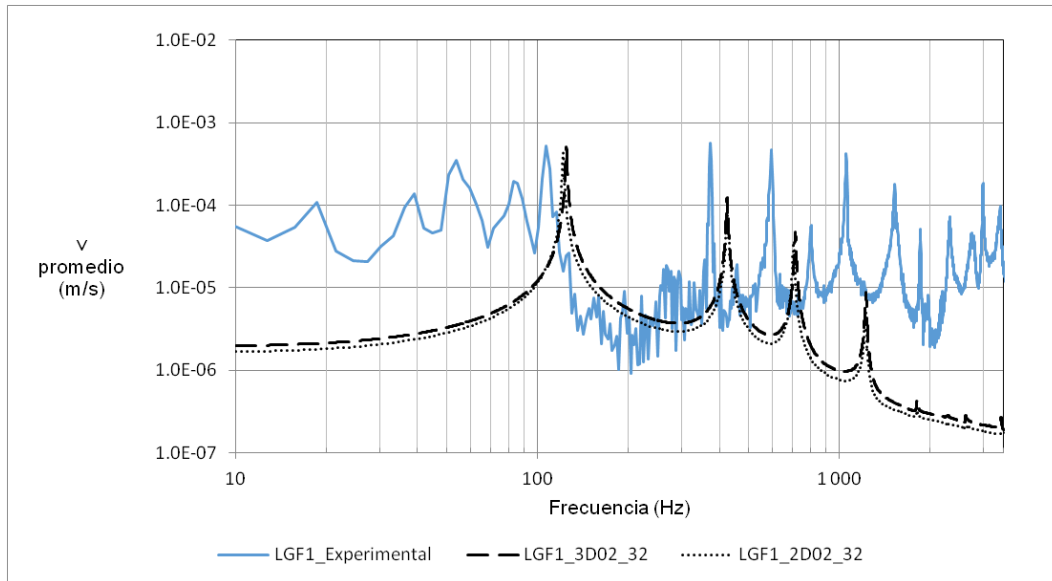


Figura 36: Comparación de la respuesta para F1 en la barra no excitada (d) entre los valores experimentales y los modelos LG3D02_32 y LG2D02_32 (Bateig32).

Como parámetros de ajuste se utilizarán el módulo de Young y la densidad. En base a los resultados mostrados en la Figura 37, se tomarán como datos de referencia los del material Bateig25, que figuran en la Tabla 7.

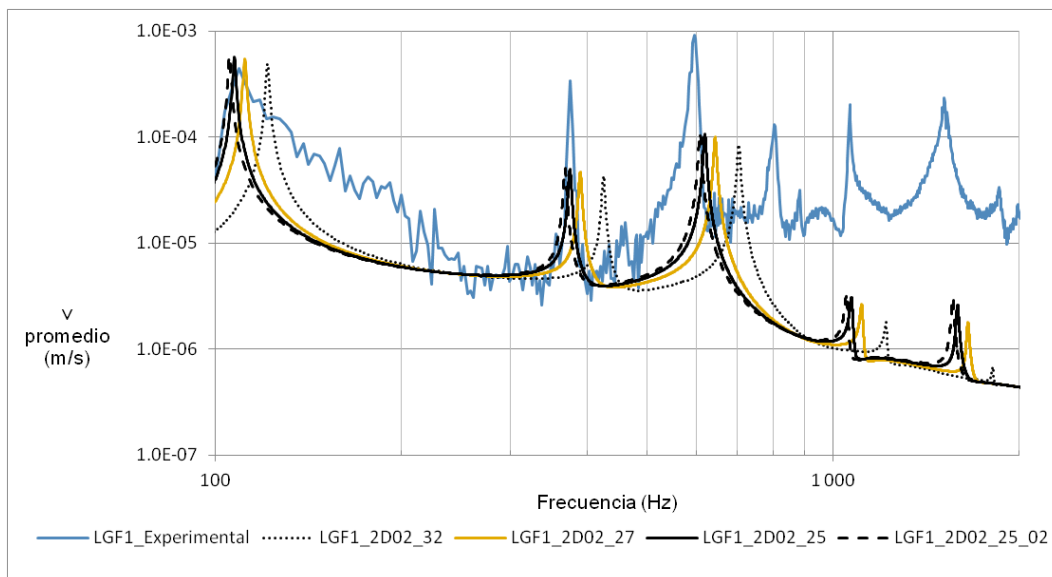


Figura 37: Comparación de la respuesta para F1 en la barra excitada (u) entre los valores experimentales y diferentes modelos LGF1_2D02 (módulos de Young y densidades).

La calidad de la malla se ha analizado con los resultados de las frecuencias propias para los primeros 24 modos (Figura 38). Se observan unos resultados similares, pero para analizar mejor esa similitud se valoran los porcentajes de variación en modelos LG3D (Figura 39) y LG2D (Figura 40), respecto a los modelos con mayor número de nodos, tomados como referencia. Estos porcentajes son similares en todos los modos para los diferentes modelos.

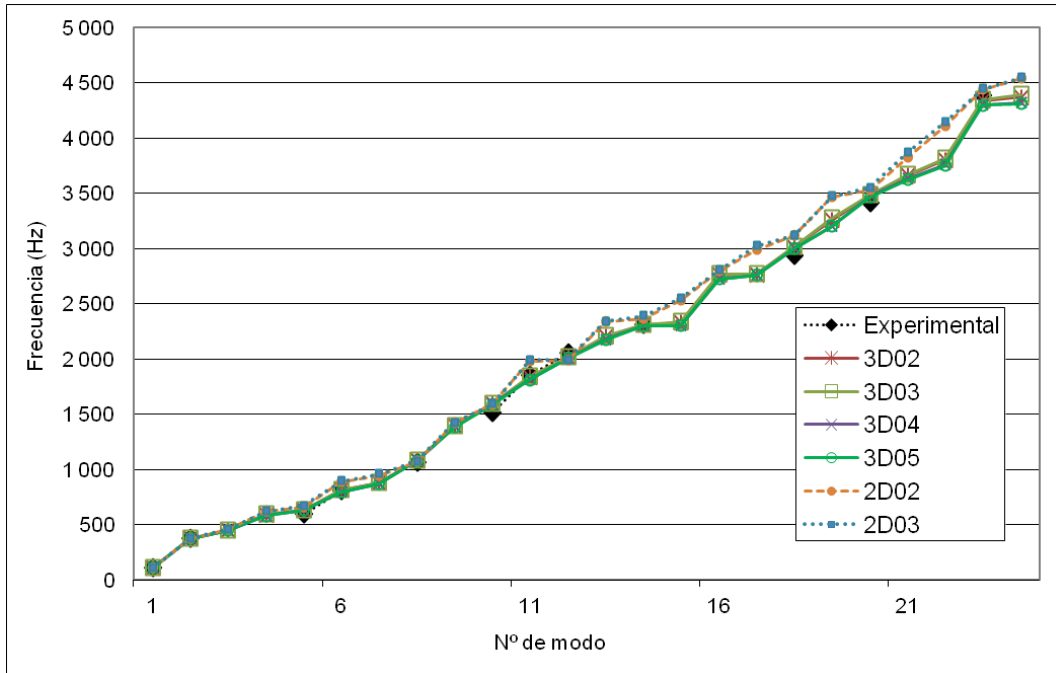


Figura 38: Frecuencias propias experimentales y calculadas con modelos LG2D y LG3D.

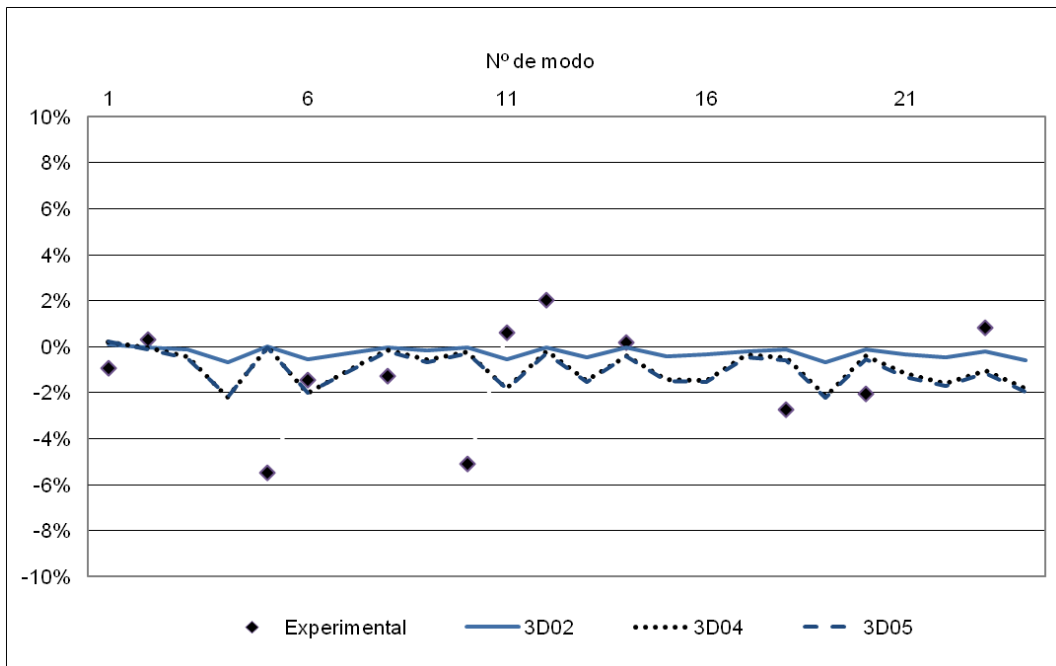


Figura 39: Diferencias en las frecuencias de los primeros 24 modos para las medidas experimentales y los modelos de LG3D respecto a la referencia LG3D03 de 91585 nodos.

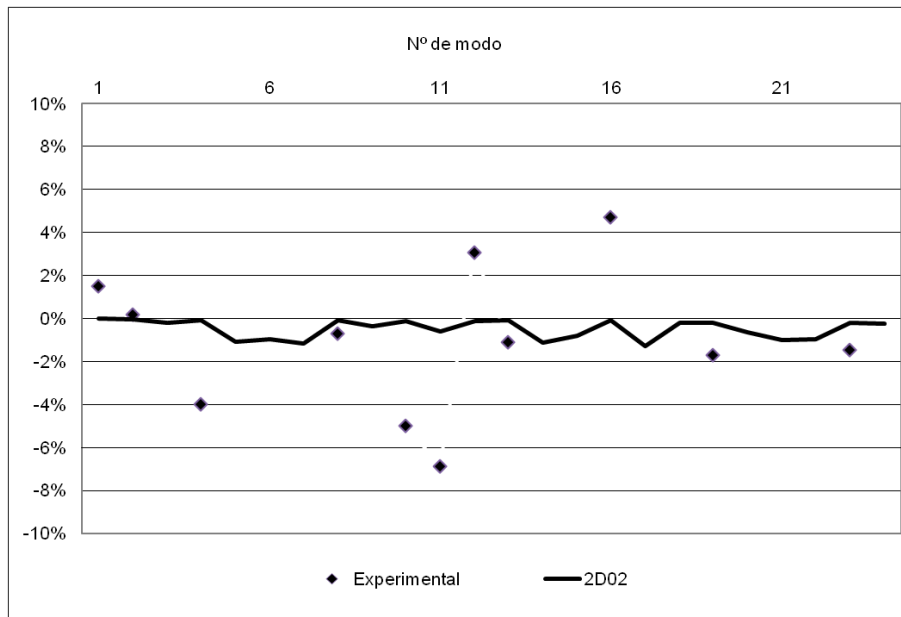


Figura 40: Diferencias en las frecuencias de los primeros 24 modos para las medidas experimentales y el modelo LG2D02 respecto a la referencia LG2D03 de 3137 nodos.

Para valorar cuantitativamente las diferencias, se muestra el porcentaje de variación en función de la inversa del número de nodos, para modelos LG3D (Figura 41) y la frecuencia del modo 23, en función de la inversa del número de nodos, para modelos LG3D y LG2D (Figura 42). Se utiliza la inversa del número de nodos para observar la convergencia hacia un número de nodos infinito (valor de la inversa igual a cero).

Respecto a las variaciones, se observa una convergencia hacia valores menores el 1% para diferencias máximas y menores al 0,5% para diferencias promedio. Esta convergencia se confirma al observar los valores reales representados, en el caso del modo 23, en la Figura 42.

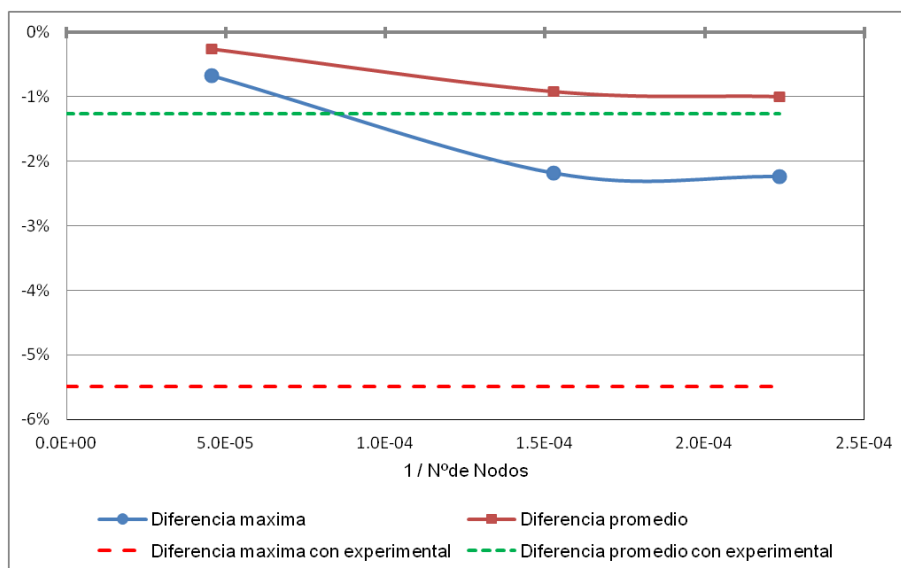


Figura 41: Diferencia máxima y diferencia promedio, en porcentaje, respecto a la referencia de mayor número de nodos (LG3D03), para los modelos LG3D.

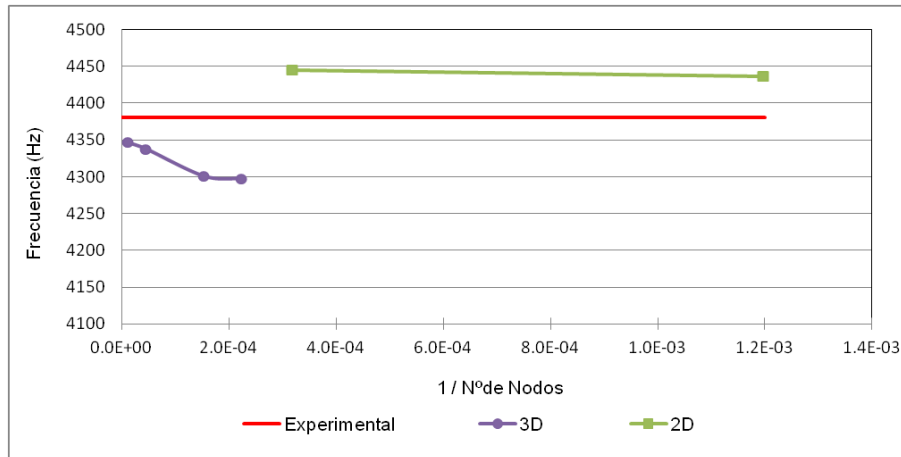


Figura 42: Frecuencia del modo 23: valor experimental y para modelos LG3D y LG2D.

Como resultado de los análisis anteriores, respecto a las mallas 3D se puede considerar que el modelo LG3D02 consigue una precisión adecuada, en torno al 1% respecto a modelos 3D con más nodos, y una diferencia máxima en torno al 6% con los valores medidos experimentalmente.

En cuando a las mallas 2D, el modelo LG2D02 consigue una precisión en torno al 1,5 % respecto al otro modelo 2D con más nodos, y una diferencia máxima en torno al 7% con los valores medidos experimentalmente. El número de nodos y elementos es mucho menor que en las mallas 3D, con resultados ligeramente más alejados de los valores experimentales. Para un tamaño de 10 elementos por longitud de onda de flexión, la frecuencia máxima analizable sería 18590 Hz, muy superior a la estudiada. Para una frecuencia máxima de 3548 Hz (límite superior de la banda de 3150 Hz), la malla tendría 52 elementos por longitud de onda, muy superior a los 10 elementos por longitud de onda recomendados como valor mínimo del tamaño.

Por lo tanto, el modelo LG, con la malla 2D02 y el material Bateig25, se tomará como referencia para modelizar las barras gruesas unidas en L.

3.1.8. Validación y calibración de los modelos de LF

Los valores de la velocidad promedio, utilizando el material Bateig25 para diferentes mallas se comparan con los valores experimentales, en la Figura 43 para la barra excitada y en la Figura 44 para la barra no excitada. Se observa una respuesta similar.

La calidad de la malla se ha analizado con los resultados de las frecuencias propias para los primeros 24 modos (Figura 45). Se observan unos resultados similares, pero para analizar mejor esa similitud se calculan los porcentajes de variación en modelos LF2D02 y LF3D02, respecto al modelo LF2D03, tomado como referencia (Figura 46). Estos porcentajes son similares en todos los modos para los diferentes modelos.

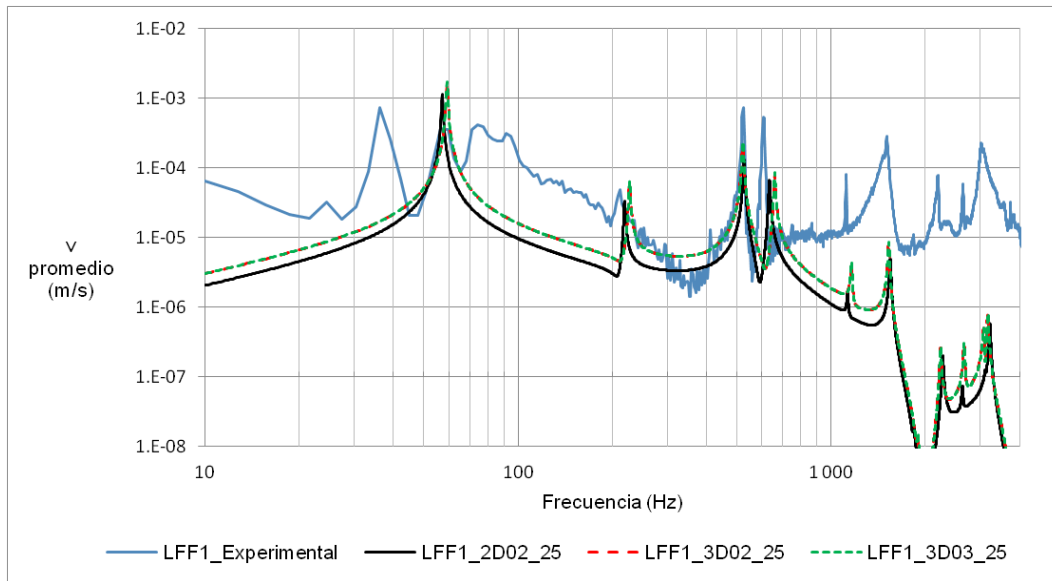


Figura 43: Comparación de la respuesta para F1 en la barra excitada (u) entre los valores medidos y los modelos LFF1_2D02, LFF1_3D02 y LFF1_3D03 con Bateig25.

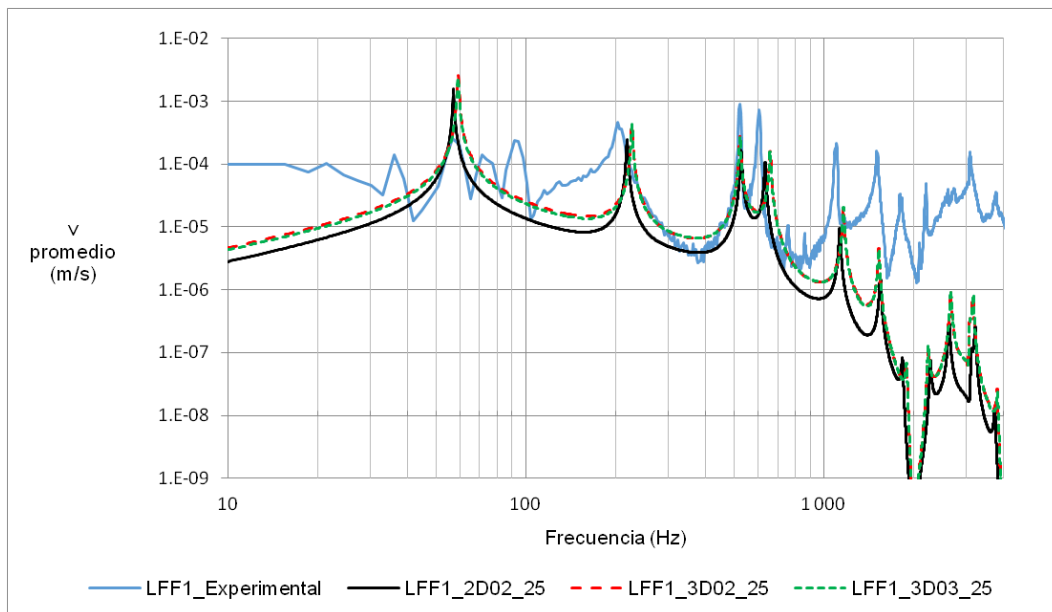


Figura 44: Comparación de la respuesta para F1 en la barra no excitada (d) entre los valores medidos y los modelos LFF1_2D02, LFF1_3D02 y LFF1_3D03 con Bateig25.

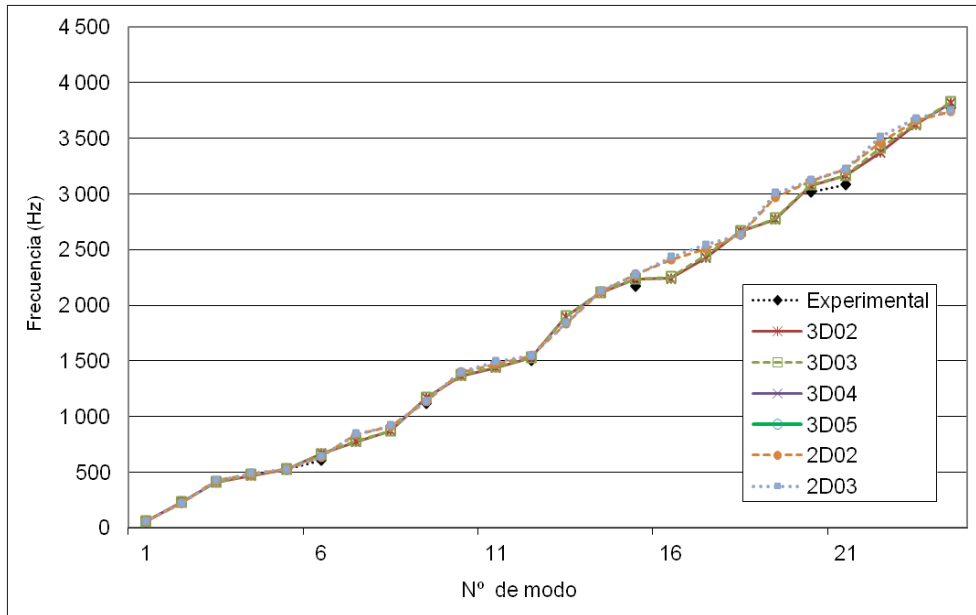


Figura 45: Frecuencias propias medidas y calculadas con modelos LF2D y LF3D

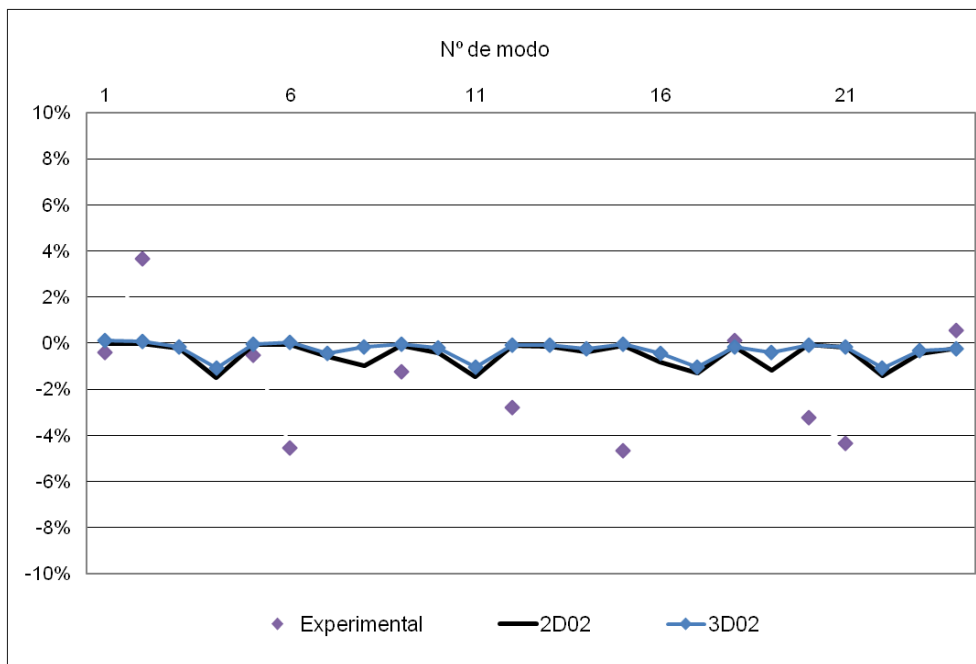


Figura 46: Diferencias en las frecuencias de los primeros 24 modos para las medidas experimentales y los modelos de LF respecto a la referencia de mayor número de nodos (LF2D03).

Como resultado de los análisis anteriores, se puede considerar que el modelo LF, con la malla 2D02 y el material Bateig25, consigue una precisión adecuada en las frecuencias propias, en torno al 1% respecto a modelos 3D con más nodos, y una diferencia máxima en torno al 5% con los valores medidos experimentalmente.

3.1.9. Resultados y conclusiones para las barras unidas en L

En este apartado se analizarán el nivel de velocidad (L_v) y la diferencia de nivel de velocidad entre la barra excitada y la barra no excitada ($D_{v,ud}$), en bandas de un tercio de octava. En el caso de $D_{v,ud}$, también se calculará un valor único, promediado en frecuencias, como comparación global, de forma semejante a lo que se puede hacer con K_{ij} . El análisis se realizará para las uniones LG y LF.

En primer lugar se compararán los resultados experimentales del nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava, en la unión LG, con el fin de valorar la influencia del punto de excitación en la respuesta. En la Figura 47 se observa que la respuesta en la barra no excitada es bastante similar para los dos puntos de excitación, con barras de error (valores máximo y mínimo) de ± 1 dB aproximadamente, por lo que puede decirse que la respuesta en esta barra no depende significativamente de la posición de la fuente.

En la barra excitada, la respuesta para los dos puntos de excitación también es similar, salvo en las bandas de 125 Hz y 160 Hz. Esto podría indicar que la respuesta, en la barra excitada, puede ser significativamente sensible a la posición de la fuente, posiblemente al excitar de forma preferente ciertas formas modales. También podría indicar otros efectos no deseados durante la toma de medidas.

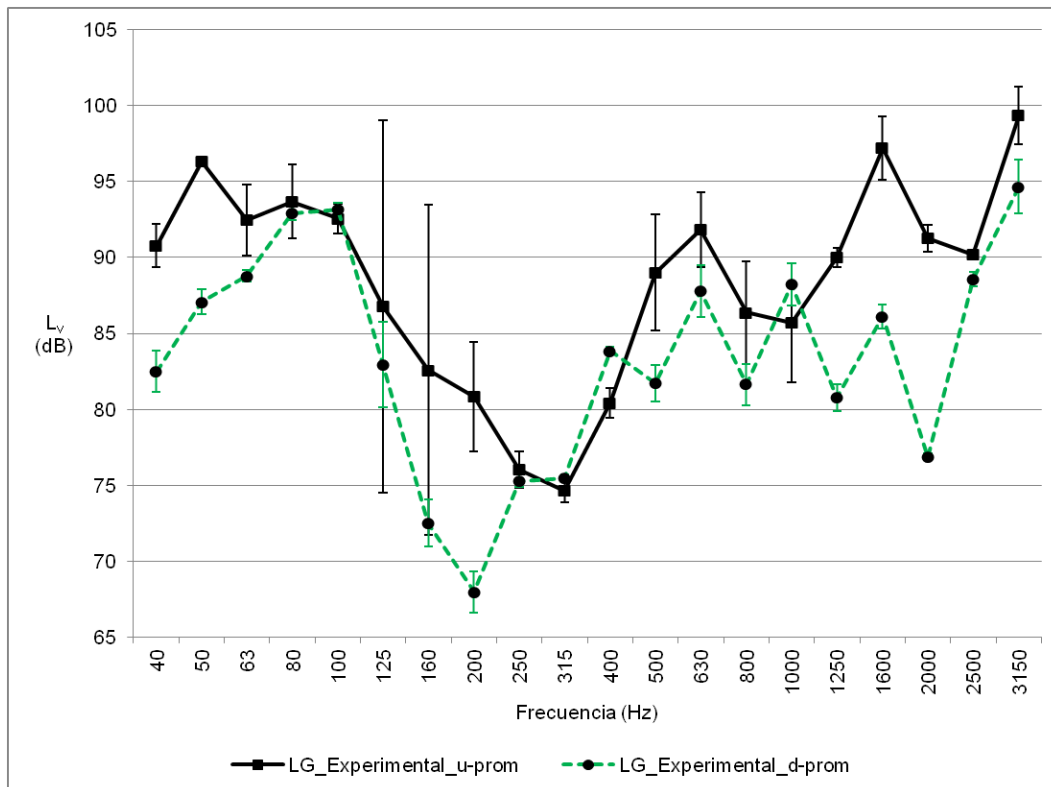


Figura 47: Nivel de velocidad promedio en las medidas experimentales de LG y valores máximos y mínimos en cada banda de un tercio de octava, en la barra excitada (u) y en la barra no excitada (d).

En los modelos FEM, los resultados del nivel de velocidad se muestran en la Figura 48, junto con los resultados promedio de las medidas experimentales. Se recuerda que se propuso el modelo 2D02, con el material Bateig25, como el modelo de referencia para el tipo de unión LG. Para facilitar la lectura, se omitirá la referencia al material en las denominaciones siguientes, entendiéndose que se está utilizando el material Bateig25.

En esta figura, se observa un comportamiento similar en todos los modelos FEM representados. El modelo de referencia, 2D02, se representa con valores medios y máximos y mínimos. El modelo 3D02 con excitación en F1 se representa para comprobar la respuesta de un modelo 3D. Para bandas de frecuencia de 500 Hz o superiores, la respuesta del modelo 2D02 es muy similar para ambos puntos de excitación, resultando una barra de error (valores máximo y mínimo) de ± 1 dB aproximadamente. El modelo 3D y el modelo 2D se comportan de forma semejante, con valores ligeramente menores para el modelo 2D. Es significativa la disminución de valores del nivel de velocidad, respecto a las medidas experimentales, para bandas de frecuencia a partir de 800 Hz. Este hecho, como se comprobará más adelante, también se produce en la unión LF, por lo que puede existir un efecto que provoque esta respuesta, como puede ser el tipo de fuente de excitación.

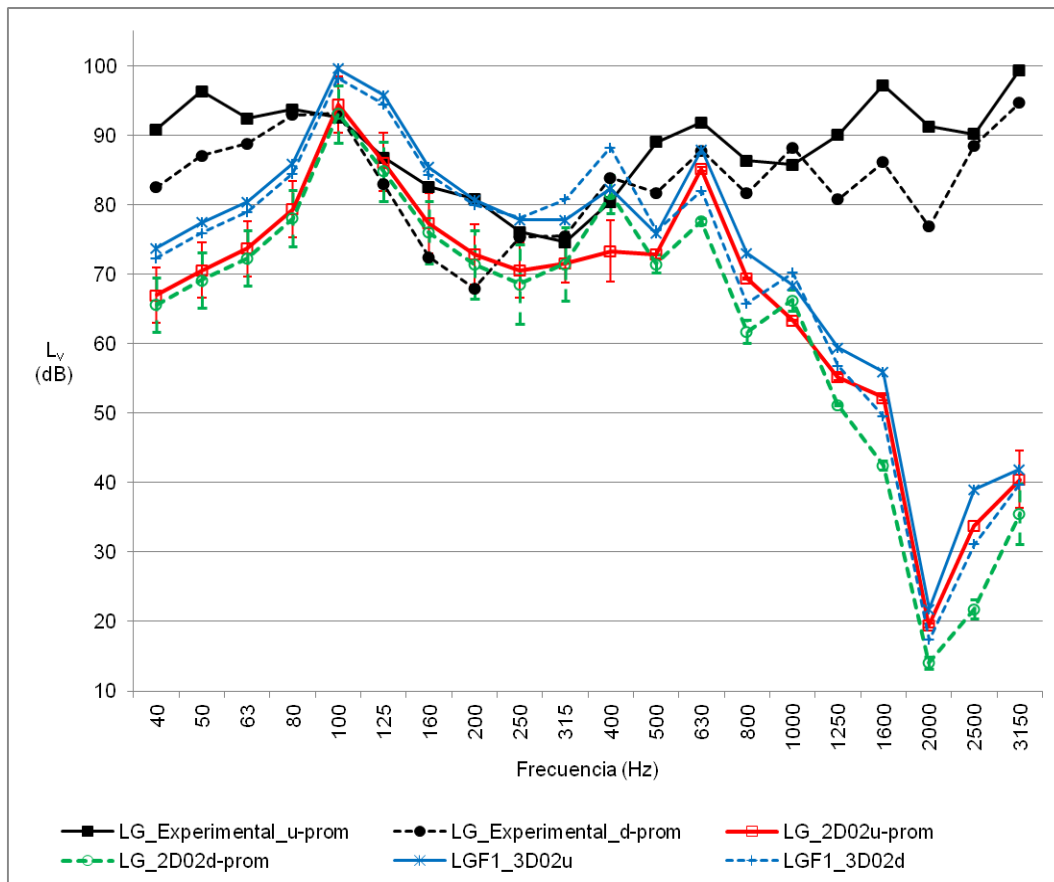


Figura 48: Nivel de velocidad en la barra excitada (u) y en la barra no excitada (d), en los resultados experimentales promedio y en los modelos FEM LG.

En los modelos FEM de LF (Figura 49) se observan hechos similares. El punto de excitación influye menos en bandas de frecuencia de 500 Hz o superiores. También es significativa la disminución de valores, respecto a las medidas experimentales, para bandas de frecuencia a partir de 800 Hz, como en la unión LG. Utilizando un material con un coeficiente de amortiguamiento estructural nulo (Bateig25_03, modelos LFF1_2D02u03 y LFF1_2D02d03), los resultados disminuyen menos a frecuencias altas, pero se mantiene una diferencia significativa, por lo que puede existir un efecto, en las medidas experimentales, que provoque esta respuesta, como puede ser el tipo de fuente de excitación.

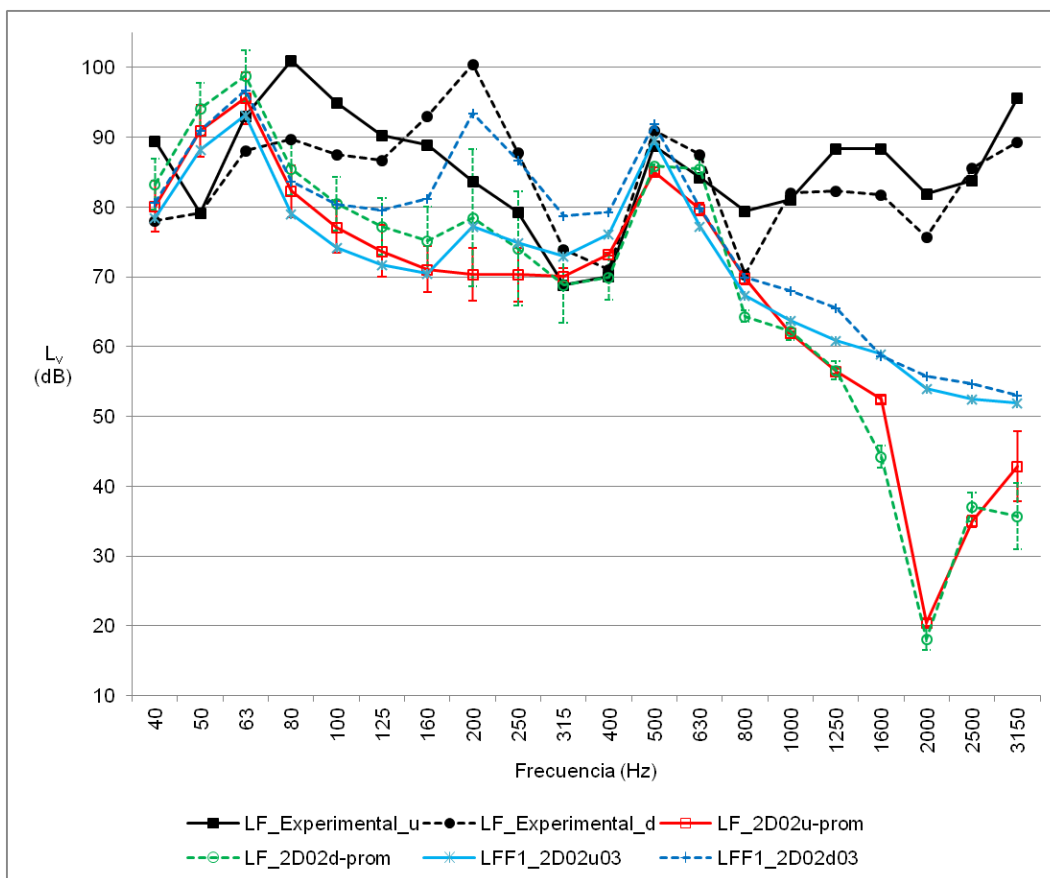


Figura 49: Nivel de velocidad en la barra excitada (u) y en la barra no excitada (d), en los resultados experimentales y en los modelos FEM LF. Modelo LFF1_2D02_03: material con coeficiente de amortiguamiento estructural nulo.

Después de analizar los valores del nivel de velocidad, pasamos a analizar los valores de la diferencia de nivel de velocidad entre la barra excitada y la barra no excitada. En cuanto a las medidas experimentales de $D_{v,ud}$ en la unión LG (Figura 50), los resultados son similares para las excitaciones F1 y F2, salvo en las bandas de 125 Hz y 160 Hz, como consecuencia de los diferentes valores del nivel de velocidad de la barra excitada, como se comentó anteriormente.

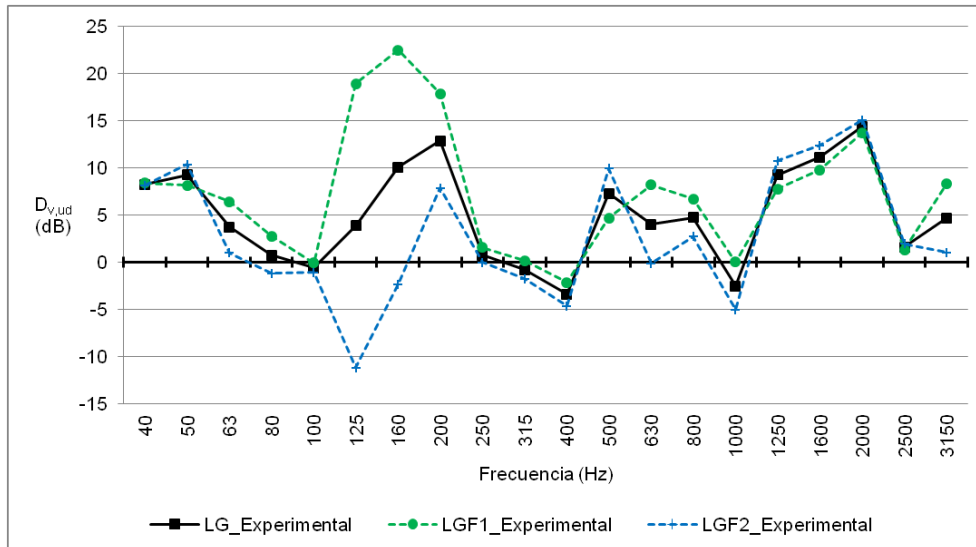


Figura 50: Diferencia de nivel de velocidad entre (u) y (d) en las medidas experimentales en LG.

En los modelos FEM LG, los resultados de la diferencia del nivel de velocidad son semejantes entre sí (Figura 51), sobre todo en frecuencias bajas, lo que confirma que la elección del modelo 2D parece adecuada. Las barras de error (valores máximo y mínimo) de los resultados del modelo de referencia, 2D02, muestran que los valores son bastante estables, sobre todo a frecuencias bajas.

Respecto a los resultados experimentales, los valores también son similares, salvo en algunas bandas de frecuencias bajas. El efecto de la disminución del nivel de velocidad, en los modelos FEM, a frecuencias altas, no parece tener efecto en el cálculo de la diferencia de niveles de velocidad. Este hecho es relevante, pues permite cierta flexibilidad en los valores del nivel de velocidad, lo que permitiría mayor variedad en la elección de la fuente de excitación.

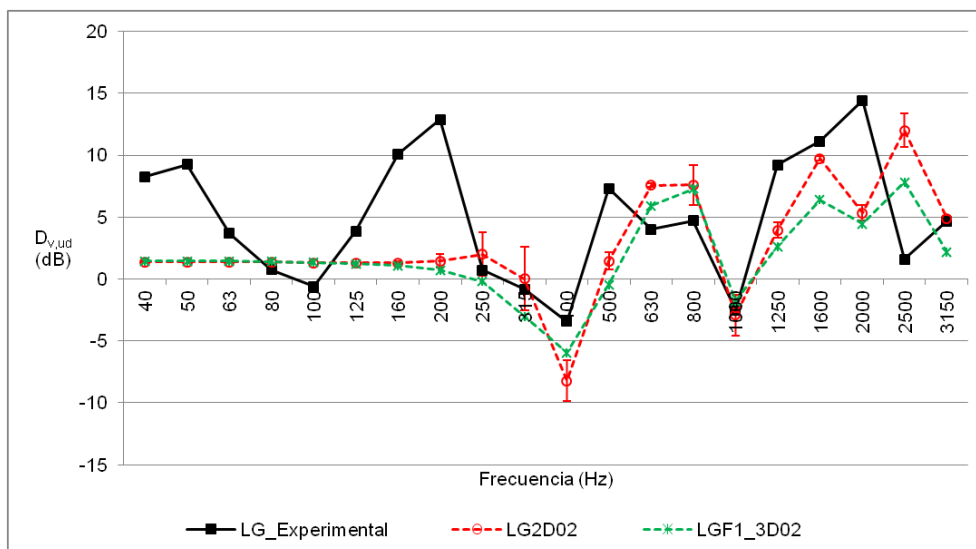


Figura 51: Diferencia de nivel de velocidad promedio en los resultados experimentales y en los modelos LG2D02 (promedio y valores máximo y mínimo) y LGF1_3D02.

Para seguir con la comparación de los resultados, se realizará un promediado en frecuencias de la diferencia de nivel de velocidad, para obtener un valor único. Se utilizarán dos rangos de promediado, uno será el rango de frecuencias estudiado (40-3150 Hz) y el otro excluirá las bandas de frecuencias bajas, que no suelen ser consideradas en la normativa, resultando 100-3150 Hz. Los resultados para ambos casos (Figura 52) muestran diferencias menores de 0,6 dB entre los dos rangos. Se tomarán como referencia los resultados del rango de bandas entre 100 Hz y 3150 Hz, por ser los incluidos en la normativa.

Los resultados experimentales con la excitación F2 y los resultados de los modelos FEM, con excitación en F1 y F2, son similares, con diferencias menores a 0,9 dB. Los resultados experimentales con excitación F1 se diferencian del resto en más de 5 dB, por lo que es probable que se hayan producido efectos no deseados durante la toma de medidas. En este sentido, el disponer de resultados previos de modelos FEM habría posibilitado una revisión del procedimiento experimental.

El resultado final de $D_{v,ud}$, para las medidas experimentales promediadas en excitaciones y en frecuencias, sería de 4,8 dB. Si se considerase anómalo el resultado experimental con la excitación F1, el resultado sería de 2,2 dB. Para el modelo 2D02, el resultado final, promediado en excitaciones y en frecuencias, sería de 3,1 dB.

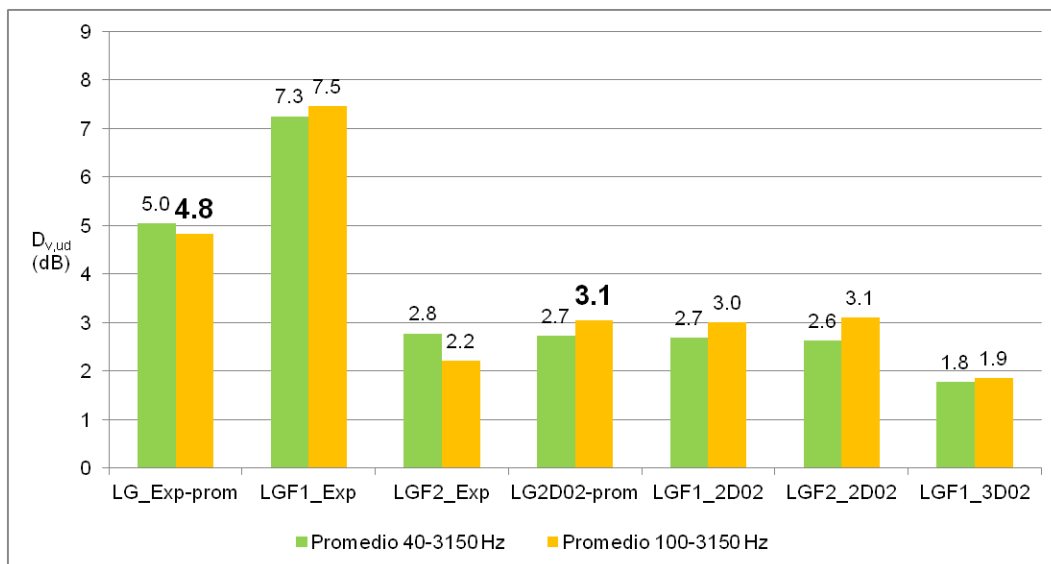


Figura 52: Diferencia de nivel de velocidad promediada en frecuencias en la unión LG. Valores experimentales y de modelos FEM, para diferentes excitaciones y promediados.

En la unión LF, los resultados de la diferencia del nivel de velocidad entre las barras (u) y (d), en bandas de un tercio de octava, pueden verse en la Figura 53. Los valores experimentales y los del modelo de referencia (LF_2D02) son similares, salvo para bandas de frecuencias bajas. Las barras de error del modelo LF_2D02 (valores máximos y mínimos) son mayores en frecuencias medias. El modelo LFF1_2D02_03, con un material con un coeficiente de amortiguamiento estructural nulo (Bateig25_03), no aporta diferencias destacables.

Al igual que en la unión LG, el efecto de la disminución del nivel de velocidad, en los modelos FEM, a frecuencias altas, no parece tener efecto en el cálculo de la diferencia de niveles de velocidad. Este hecho es relevante, pues permite cierta flexibilidad en los valores del nivel de velocidad, lo que permitiría mayor variedad en la elección de la fuente de excitación.

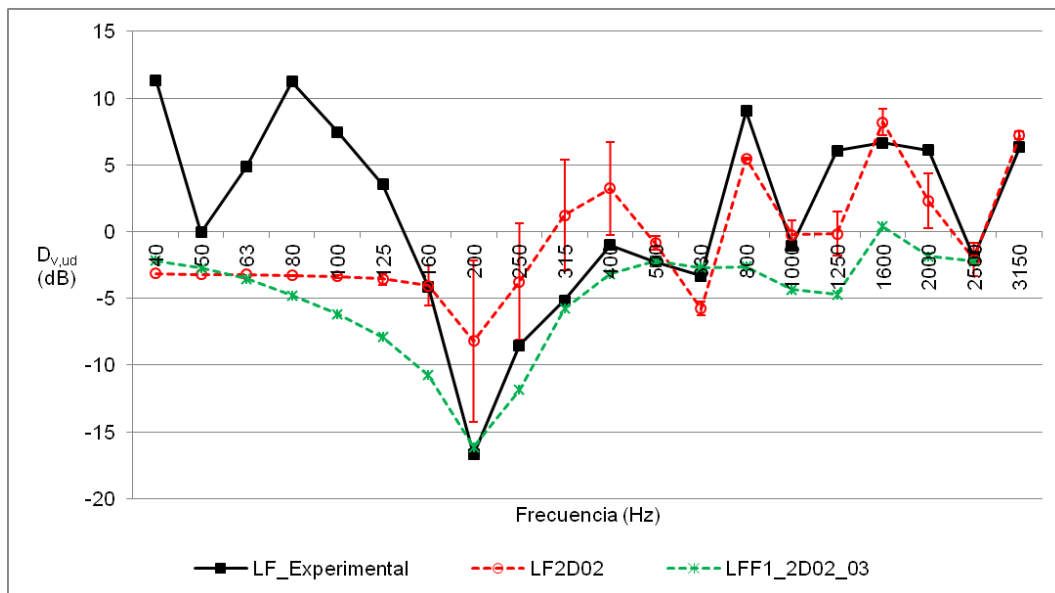


Figura 53: Diferencia de nivel de velocidad promedio en los resultados experimentales y en los modelos LF2D02 (promedio y valores máximo y mínimo) y LFF1_2D02_03.

Los resultados promediados en frecuencias de la diferencia de nivel de velocidad, considerando las mismas bandas de tercio de octava que para la unión LG, se muestran en la Figura 54. Los resultados entre ambos rangos muestran diferencias que, en el caso de las medidas experimentales, es superior a 1 dB. Se tomarán como referencia los resultados del rango de bandas entre 100 Hz y 3150 Hz, por ser los incluidos en la normativa.

Los valores de $D_{v,ud}$ experimentales y los resultados del modelo LF_2D02, difieren algo menos de 0,5 dB. El modelo FEM con material sin amortiguamiento interno (LFF1_2D02_03) proporciona resultados que difieren en más de 5 dB de los experimentales, por lo que este modelo de material es descartable.

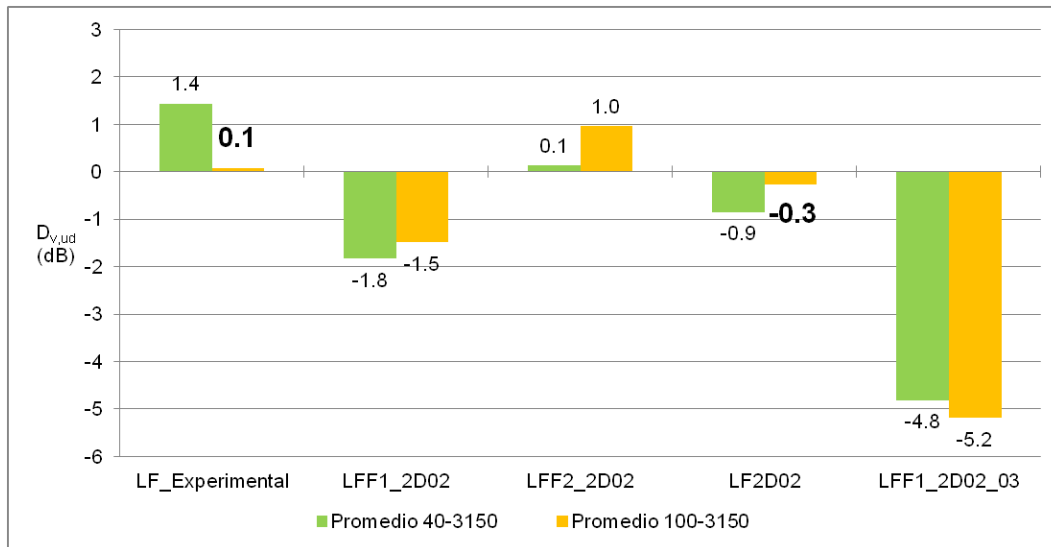


Figura 54: Diferencia de nivel de velocidad promediada en frecuencias en la unión LF. Valores experimentales y de modelos FEM, para diferentes excitaciones y promediados.

Como conclusión, puede decirse que los modelos LG2D02 y LF2D02, con material Bateig25, proporcionan resultados de la diferencia de nivel de velocidad, promedia en frecuencias, similares a los obtenidos experimentalmente. La diferencia es inferior a 1,7 dB, y podría ser menor ajustando los modelos en relación con este parámetro, aunque habría que comprobar su capacidad predictiva.

En cuanto a la evolución de la diferencia de nivel de velocidad con la frecuencia, aunque los resultados experimentales y FEM son semejantes, se detectan algunas diferencias significativas en las bandas de frecuencias bajas, tanto en LG como en LF. Algunas de las diferencias detectadas pueden estar ocasionadas por efectos no deseados durante la toma de medidas, como la respuesta del modelo LGF1, sobre todo en las bandas de 125 Hz y 160 Hz. El tipo de excitación y la condición de contorno experimental podrían explicar las diferencias con los modelos FEM en frecuencias bajas.

El nivel de velocidad para bandas de frecuencia a partir de 800 Hz parece afectado por la diferente naturaleza de la excitación utilizada, en las medidas experimentales y en los modelos FEM. Esto no parece haber afectado significativamente en los resultados de la diferencia de nivel de velocidad. Por lo tanto, a la vista de los resultados, la aproximación obtenida con los modelos FEM se considera buena, y se podrían utilizar estos modelos para evaluar la influencia, en la diferencia de nivel de velocidad, de otros parámetros, como el material y dimensiones de las barras.

3.2. Evaluación de la transmisión de vibraciones en placas unidas en L

3.2.1. Objetivos y tipo de análisis

En este apartado se pretende analizar la respuesta vibroacústica obtenida mediante modelos FEM en el caso de placas unidas en L. Se utilizará, como indicador de la energía transmitida, la diferencia de nivel de velocidades entre el elemento excitado y el elemento no excitado, permitiendo valorar la transmisión acústica a través de los elementos.

Se estudiará la influencia de diferentes tipos de geometría, características del material, mallas y la incorporación de dos muestras de capas elásticas. Los resultados se verificarán y validarán utilizando medidas experimentales y comparando diferentes modelos de cálculo.

Dado que nuestro objetivo es determinar las velocidades en diferentes puntos, provocadas por una excitación determinada, realizaremos un análisis modal para determinar las frecuencias propias y los modos propios. Utilizando el método de superposición modal, evaluaremos la respuesta ante una excitación tipo impacto. Posteriormente procesaremos las velocidades obtenidas para calcular los niveles de velocidad y las diferencias de nivel velocidad.

El rango de frecuencias a analizar será de 40 Hz a 2250 Hz (límite superior de la banda de 2000 Hz). El límite inferior se elige para estudiar el rango de frecuencias bajas, no incluido en la normativa pero con posible interés en el futuro. El límite superior se elige para poder analizar una variedad suficiente de modelos FEM, sin superar una cantidad de modos que podría dificultar el análisis, dado el volumen de datos a procesar. Este límite superior es suficientemente significativo para los objetivos de este trabajo.

3.2.2. Condiciones geométricas de las placas unidas en L

Se estudiarán dos casos de uniones perpendiculares de placas. La primera unión está formada por dos placas con un espesor nominal de 60 mm y unas dimensiones nominales de 560x530 mm y 640x530 mm. Resulta la geometría indicada en la Figura 55. Se denominará LPG (L placa gruesa) en el texto.

La segunda unión está formada por una placa con un espesor nominal de 60 mm y unas dimensiones nominales de 545 x530 mm y otra placa con un espesor nominal de 30 mm y unas dimensiones de 640x530 mm. Resulta la geometría indicada en la Figura 56. Se denominará LPF (L placa fina) en el texto. Todas las medidas tienen un intervalo de tolerancia de ± 1 mm.

Para facilitar la toma de datos en los modelos físicos, se han adherido arandelas cada 5 cm, siguiendo un patrón matricial (Figura 55). La placa horizontal se denominará “u” y la placa vertical se denominará “f” ó “d”, de acuerdo con la Figura 55, según la cara por la que se realicen las medidas. Cuando se utilice una capa elástica, la placa situada sobre ella se denominará “up”.

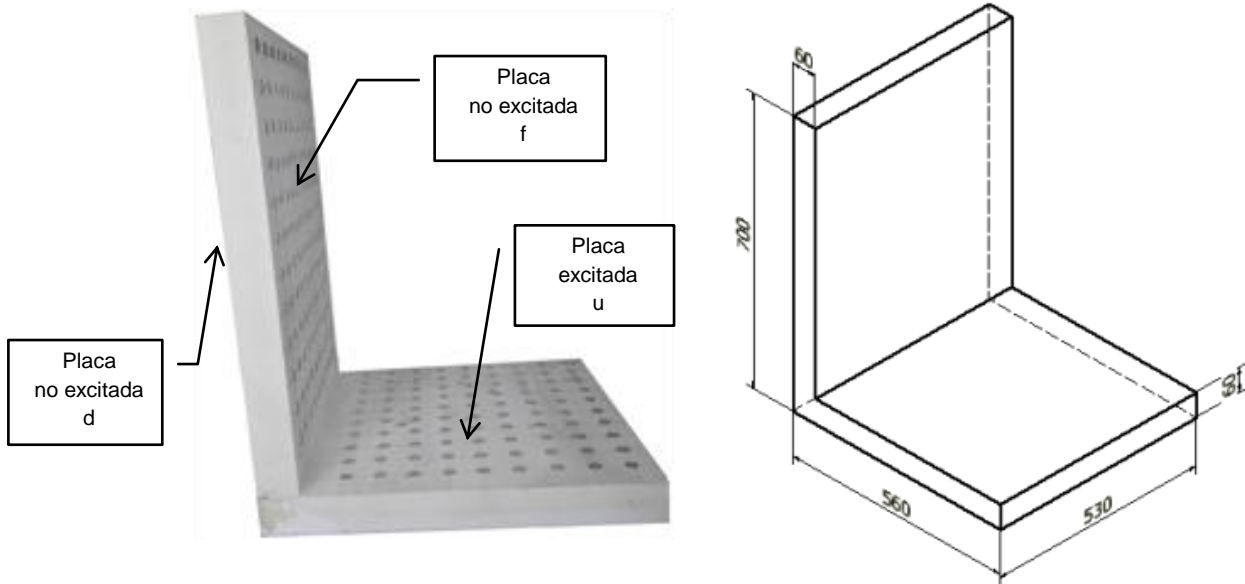


Figura 55: Geometría de la unión LPG. Cotas en mm

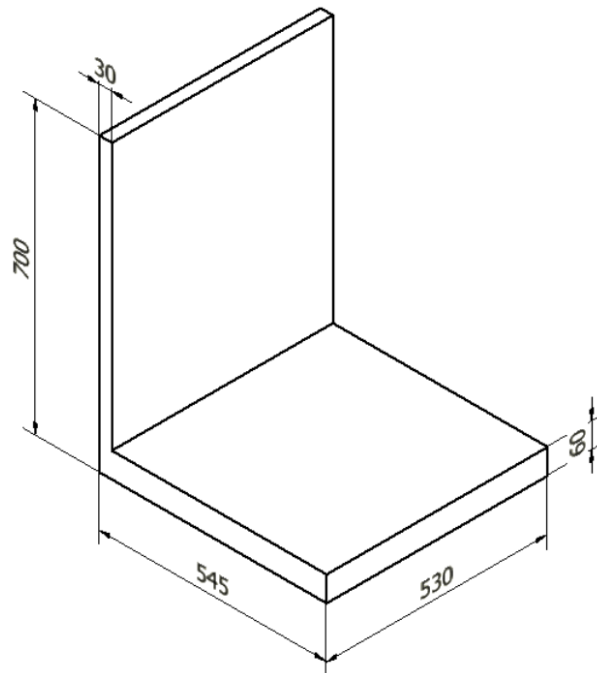


Figura 56: Geometría de la unión LPF. Cotas en mm

3.2.3. Materiales de las placas unidas en L

El material utilizado es la piedra Bateig, descrita en el apartado 3.1.3, Tabla 7. Para ajustar los resultados, se valora el uso de las propiedades incluidas en la Tabla 8, resultando el material Bateig25 para los modelos LPG y el material Bateig32 para los modelos LPF. La elección se justificará en los puntos sobre validación y calibración de los modelos.

Para el análisis con una capa elástica, se ha utilizado una placa de mármol como suelo flotante, con un espesor de 20 mm, una densidad de 2656 kg/m³, un módulo de Young de 80 GPa y un coeficiente de Poisson de 0,3. Las propiedades de las capas elásticas se detallan en la Tabla 12.

Tabla 12: Propiedades de las capas elásticas

	Espesor mm	Densidad (ρ) Kg/m ³	Rigidez dinámica (s') MN/m ³	Coficiente de amortiguamiento estructural
Muestra 2 (M2)	12,5	697,63	5,34	0,17
Muestra 6 (M6)	30	94,83	13,93	0,077

3.2.4. Mallas de las placas unidas en L

Las denominaciones para identificar las diferentes mallas se formarán con el tipo de unión (LPG o LPF), el tipo de capa elástica (SM: sin muestra. M2: muestra 2. M6: muestra 6), la dimensión de los elementos (2D) y un código de identificación de cada modelo (01, 02...). La denominación de los casos de las placas unidas en L, incluyendo otros parámetros, se indica en la Figura 62 (p.127).

Las especificaciones de las mallas utilizadas se detallan en las siguientes figuras. Para facilitar la lectura, se podrá omitir de la denominación la parte que no sea relevante o quede identificada por el contexto. También para facilitar la lectura, los distintos elementos que forman parte de la denominación pueden estar separados por un guión bajo.

En los modelos 2D se ha utilizado como referencia la superficie media, resultando una anchura de 530 mm en todas las placas, una longitud horizontal de 530 mm para la placa horizontal excitada (u) y una longitud de 670 mm para la placa vertical no excitada (d y f).

Para el máximo tamaño de elemento utilizado (50 mm), y con el criterio citado en el punto 2.11.4, considerando 10 elementos por longitud de onda de flexión, la frecuencia máxima sería 7436 Hz.

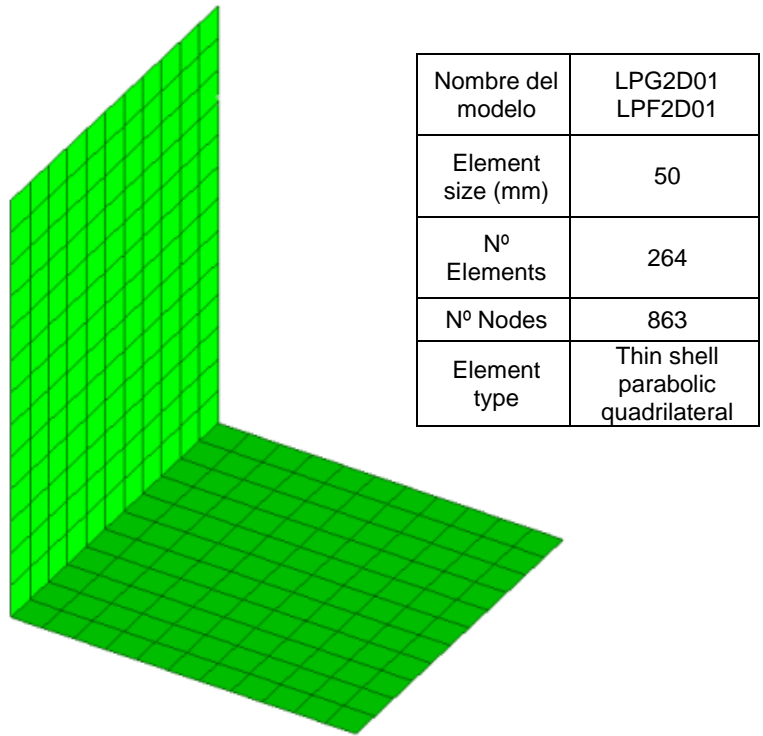


Figura 57: Malla del modelo LPG2D01 y LPF2D01

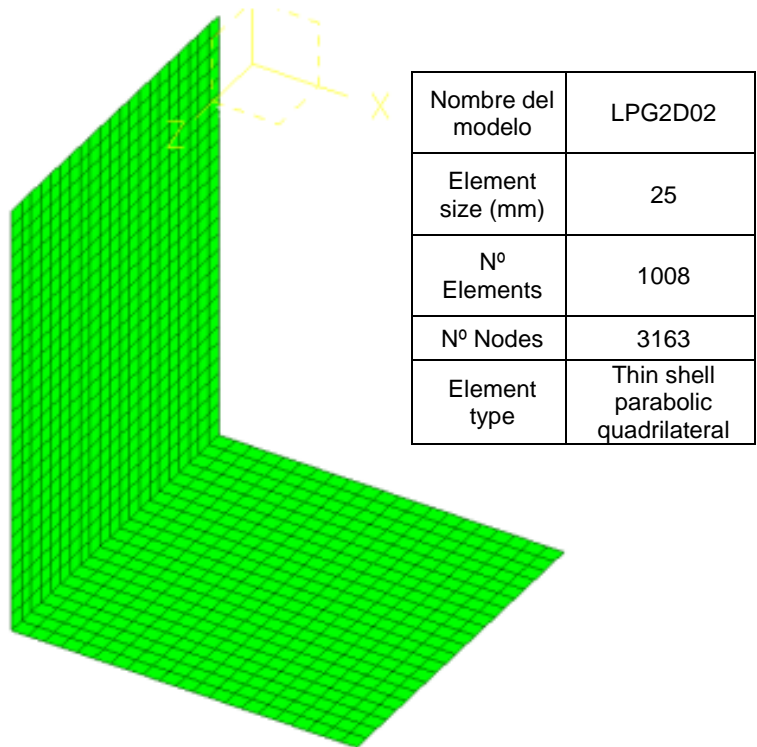


Figura 58: Malla del modelo LPG2D02

Para modelizar las capas elásticas se utilizan elementos tipo muelle, nodo a nodo traslacional (Figura 59). La rigidez es calculada a partir de la rigidez dinámica, multiplicando por la superficie

de la capa elástica y dividiendo entre el número de muelles (Cho 2013a). Resultan 408 muelles, con una rigidez de 9590 N/m para la muestra 2 (M2) y una rigidez de 3675 N/m para la muestra 6 (M6).

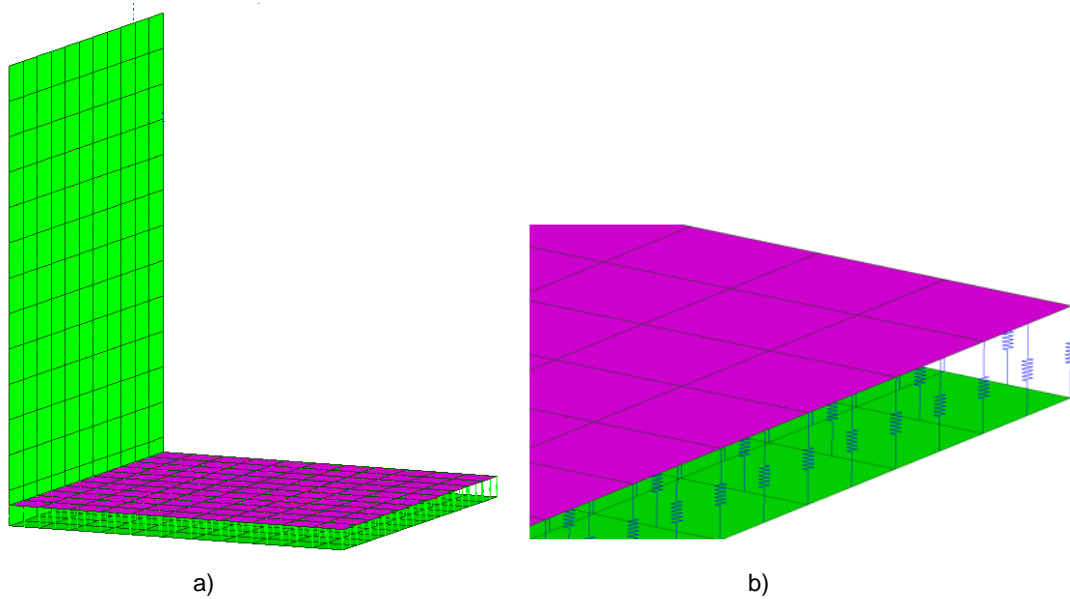


Figura 59: Modelo con capa elástica. a) Mallas de las placas y de la capa elástica. b) Detalle las mallas

Cuando se utilizan 10 puntos de medida de las velocidades, los puntos son los que se indican en la Figura 60.

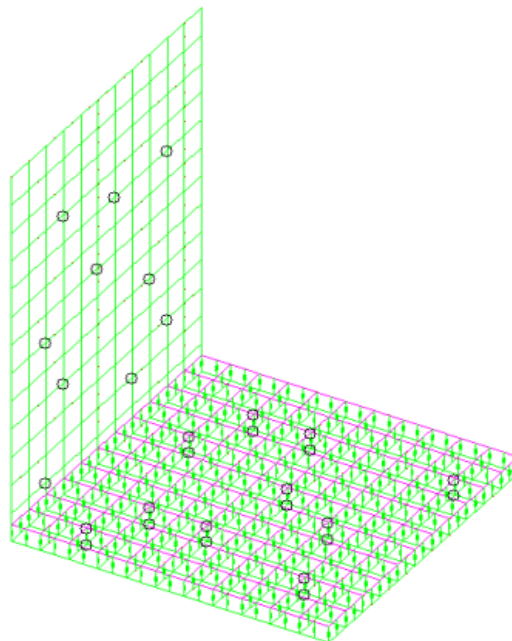


Figura 60: Puntos de medida de 10 velocidades

3.2.5. Cargas y condiciones de contorno

Las condiciones de contorno intentan reproducir las utilizadas en las medidas experimentales. Estas medidas experimentales se han realizado situando la muestra sobre un material que permite los movimientos de la superficie de apoyo, por lo que se ha estimado como más apropiado suponer, en los cálculos de las frecuencias propias, un modelo de sólido libre, sin ninguna restricción de movimiento.

En cuanto a la excitación, en los modelos FEM se utiliza una carga de impacto. Se simula un impacto perpendicular a la superficie con un objeto externo con las características citadas en la Tabla 13, registrando la respuesta durante 5 s en los modelos sin capa elástica. En los modelos con capa elástica, la respuesta se registra durante 10 s, dada la mayor duración de la respuesta del sistema. Las características del impacto se han determinado para que la respuesta tenga una amplitud semejante a la obtenida en los experimentos. Los puntos de aplicación de las excitaciones se indican en la Figura 61.

Tabla 13: Características del impacto para los modelos FEM de uniones LPG y LPF.

Object mass (kg)	1000
Object speed (m/s)	0.1
Coefficient of restitution	1
Impact duration (s)	0,001
Pulse shape	Triangle
Initial conditions	Zero

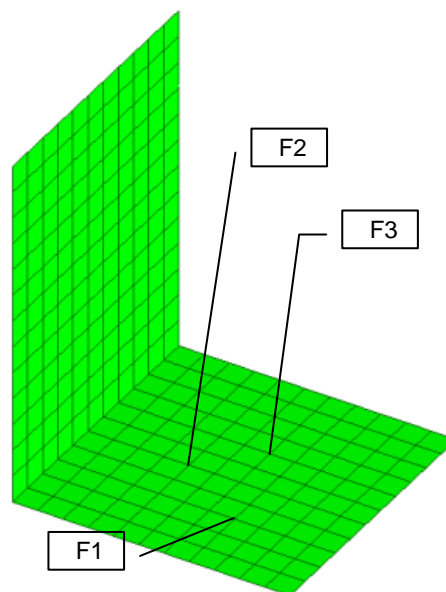


Figura 61: Puntos de aplicación de las excitaciones

3.2.6. Medidas experimentales

En las medidas experimentales de las placas unidas en L se han utilizado los mismos equipos y metodología que los utilizados en las medidas de las barras unidas en L (punto 3.1.6). La excitación es producida por un actuador de tipo electrodinámico, como los que se utilizan en Altavoces de Modos Distribuidos (*Distributed Mode Loudspeaker*, DML). La señal de entrada es una secuencia de máxima longitud (*Maximum Length Sequence*, MLS) (Molina et al. 2014).

Se ha utilizado una tarjeta de adquisición de datos NI PCI-6120, con 4 entradas analógicas muestreadas simultáneamente, con hasta 1 MS/s por canal con el modo de máxima velocidad habilitado, además de 2 salidas analógicas y 8 líneas de E/S digitales.

La toma de medidas se ha realizado simultáneamente en tres puntos, con otros tantos acelerómetros. Los puntos de medida se corresponden con las arandelas adheridas a la superficie, cada 5 cm, siguiendo el patrón matricial indicado en la Figura 55. Resultan 81 puntos en la placa excitada (u) y 108 puntos en la placa no excitada (d y f).

Las señales se han procesado con la plataforma LabVIEW, utilizando una frecuencia de muestreo de 96 kS/s, y se han almacenado los datos en archivos de texto para su posterior procesado con MATLAB. En la placa vertical se han tomado medidas en las dos caras, que se denominarán “f” y “d”, de acuerdo con la Figura 55.

3.2.7. Validación y calibración de los modelos LPG_SM

Los diferentes casos se identificarán según se indica en la Figura 62. Para facilitar la lectura y no duplicar la información, con denominaciones largas, se podrá omitir alguna de las partes. Por ejemplo, cuando no sea necesaria la identificación de la excitación, el material y la barra en la que se toman las medidas, o estén identificados por el contexto, la denominación puede ser LPG_SM_2D02.

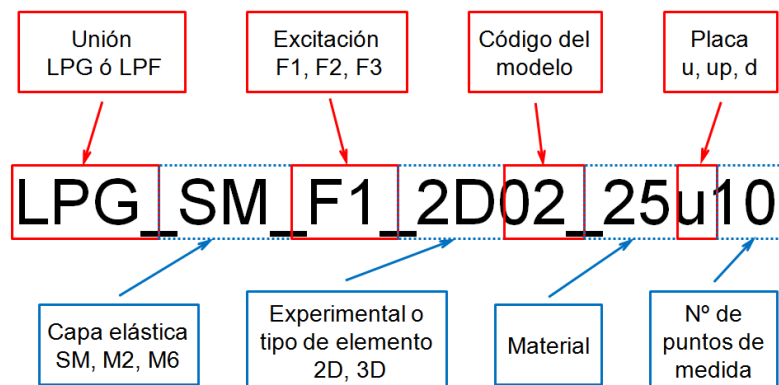


Figura 62: Denominación de los casos de las placas unidas en L.

En primer lugar se validarán y calibrarán los modelos de placas sin muestra de capa elástica, es decir, sin suelo flotante. Para ello se utilizarán los resultados de frecuencias propias obtenidas con la excitación F1. Las excitaciones F2 y F3 se utilizarán para valorar la capacidad predictiva del modelo. También se evaluará el uso de 10 puntos de medida de la velocidad, en lugar de los 81 que se utilizaron en las medidas experimentales en la placa excitada (u) y los 108 que se utilizaron en las medidas experimentales en la placa no excitada (d y f).

Los resultados de los análisis realizados con modelos 2D01 y 2D02, utilizando los datos del material Bateig25, como en las uniones de barras en L, muestran resultados similares a los experimentales. Se muestran los resultados de la velocidad cuadrática media, para la placa excitada en la Figura 63, y para la placa no excitada en la Figura 64.

En la Figura 63 se incluyen los resultados en la placa excitada, tomando 81 puntos de medida de velocidad (LPG_SM_F1_2D01_u81) y tomando 10 puntos de medida de velocidad (LPG_SM_F1_2D01_u10). En la Figura 64 se incluyen los resultados en la placa no excitada, tomando 108 puntos de medida de velocidad (LPG_SM_F1_2D01_d108) y tomando 10 puntos de medida de velocidad (LPG_SM_F1_2D01_d10). Dichos resultados son casi coincidentes, por lo que en los análisis siguientes se utilizarán 10 puntos de medida de la velocidad.

Las medidas experimentales en las caras “d” y “f” de la placa no excitada son muy similares, por lo que se utilizarán como referencia las medidas en “d”. También se observa una disminución de la amplitud de la respuesta, tanto en la placa excitada como en la placa no excitada, a partir de 1000 Hz, aproximadamente. Un fenómeno similar ya ha sido observado en los modelos de barras unidas en L, por lo que puede existir un efecto, en las medidas experimentales, que provoque esta respuesta, como puede ser el tipo de fuente de excitación. También influye, en la diferencia entre los resultados experimentales y numéricos, el hecho de que el modelo FEM considere un material continuo y el modelo experimental tenga las placas unidas por adhesivo.

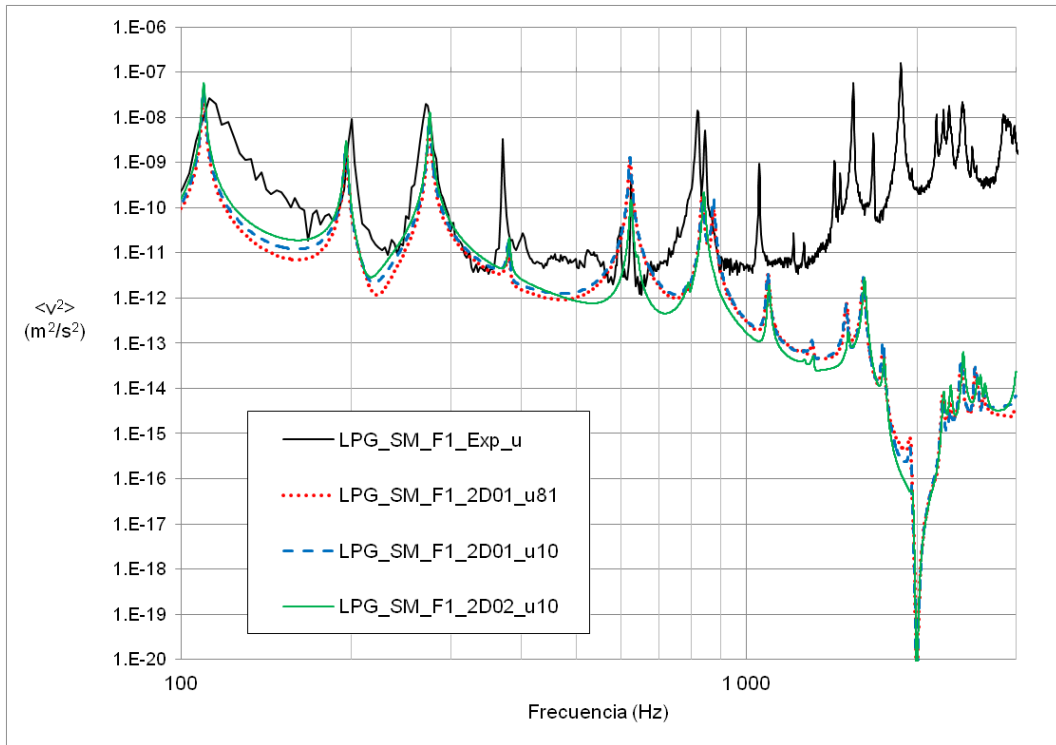


Figura 63: Comparación de respuesta en el caso LPG_SM_F1_25, en la placa excitada (u), entre los valores experimentales y los modelos 2D01_81, 2D01_10 y 2D02_10.

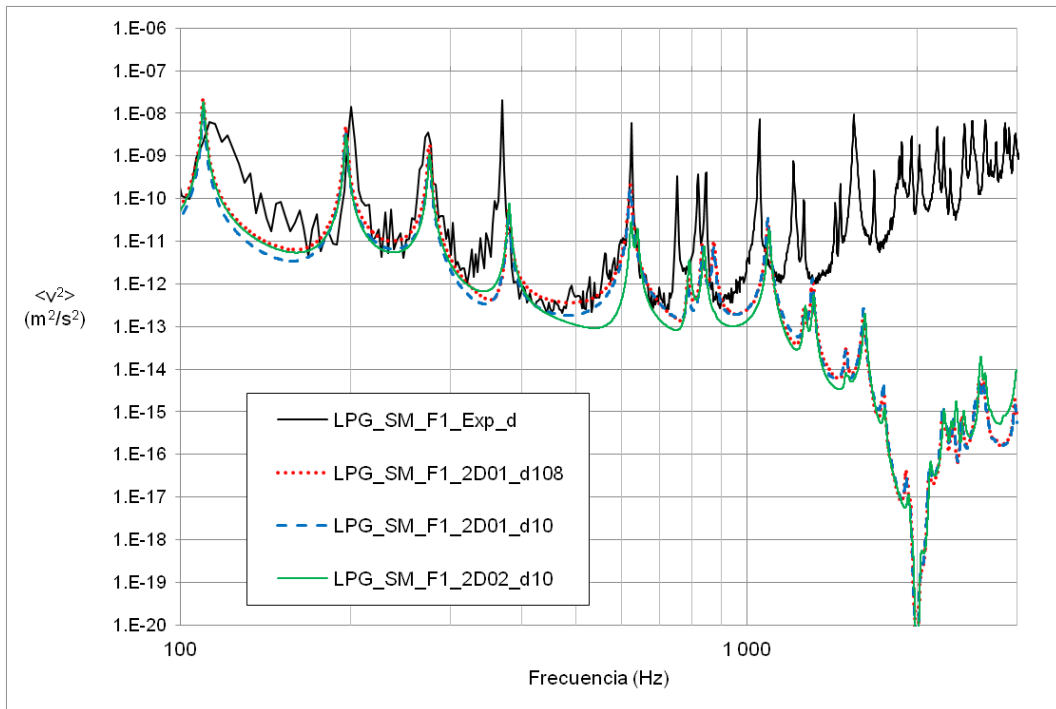


Figura 64: Comparación de respuesta en el caso LPG_SM_F1_25, en la placa no excitada (d), entre los valores experimentales y los modelos 2D01_108, 2D01_10 y 2D02_10.

La calidad de la malla se ha analizado con los resultados de frecuencias propias para los primeros 24 modos (Figura 65). Se observan unos resultados similares, pero para analizar mejor

esa similitud se analizan las diferencias, en porcentaje, respecto al modelo con mayor número de nodos (Figura 66). Estos porcentajes son similares en todos los modos para los diferentes modelos.

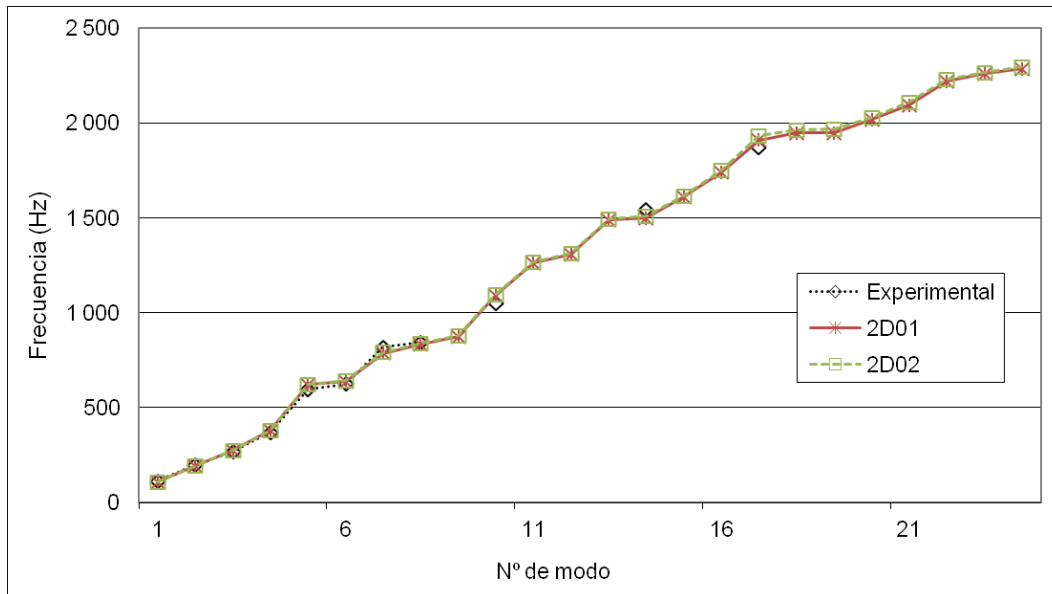


Figura 65: Frecuencias propias medidas y calculadas con modelos LPG2D01 y LPG2D02

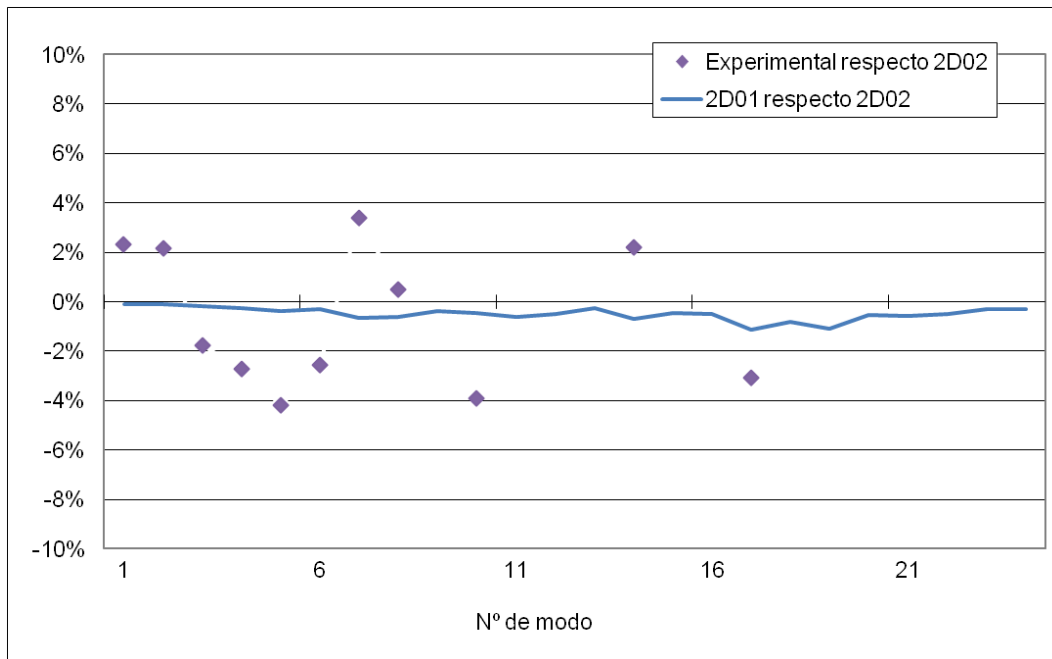


Figura 66: Diferencias en las frecuencias de los primeros 24 modos para las medidas experimentales y el modelo LPG2D01, respecto a la referencia LPG2D02.

La diferencia máxima entre las frecuencias propias de los dos modelos FEM es del 1,65%, para 3479 Hz (modo 42). Por debajo de 1753 Hz (modo 16), la diferencia es menor del 0,8%. A la

vista de estos resultados no se considera necesario un análisis de convergencia más detallado. Respecto al modelo experimental, la diferencia máxima es del 4,2%.

Para valorar la capacidad predictiva del modelo, se analizaron las respuestas, en la placa excitada y en la no excitada, para las excitaciones F2 y F3, observándose una respuesta similar. La valoración cuantitativa se realizará cuando se expongan los resultados.

Como resultado de los análisis anteriores, se puede considerar que el modelo LPG2D01, con el material Bateig25, consigue una precisión adecuada en el comportamiento modal de los modelos de placas sin muestra de capa elástica, con una diferencia menor al 5% respecto a los valores medidos experimentalmente. La validación para el cálculo de la diferencia de nivel de velocidad se realizará cuando se analicen los resultados.

3.2.8. Validación y calibración de los modelos LPF_SM

A continuación se validarán los modelos LPF de placas sin muestra de capa elástica, es decir, sin suelo flotante. Para ello se utilizarán los resultados obtenidos con la excitación F1. Las excitaciones F2 y F3 se utilizarán para valorar la capacidad predictiva del modelo.

En los modelos LPF, no se produce un buen ajuste de las frecuencias propias con los resultados experimentales (Figura 67 y Figura 68). En base a los resultados mostrados, se adoptará el modelo con el material Bateig32, por ajustarse mejor en frecuencias bajas.

Las medidas experimentales en las caras “d” y “f” de la placa no excitada son muy similares, por lo que se utilizarán como referencia las medidas en “d”. Al igual que en el resto de modelos de placas, también se observa una disminución de la amplitud de la respuesta, tanto en la placa excitada como en la placa no excitada, a partir de 1000 Hz, aproximadamente.

La calidad de la malla se da por analizada con lo descrito para los modelos LPG_SM, en el punto 3.2.7.

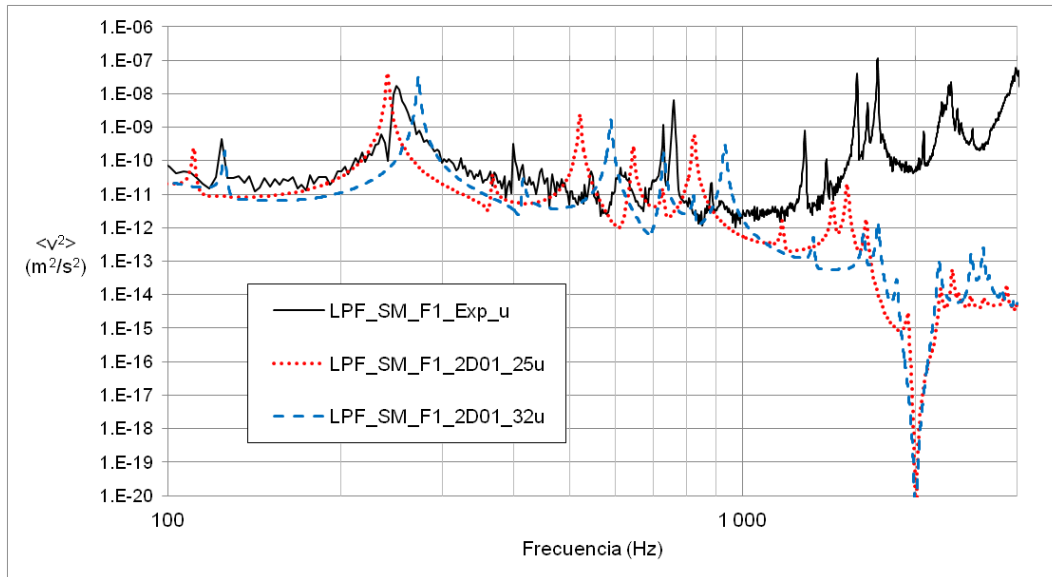


Figura 67: Comparación de respuesta en la unión LPF_SM_F1, en la placa excitada (u), entre los valores experimentales y modelos 2D_01 con diferente material.

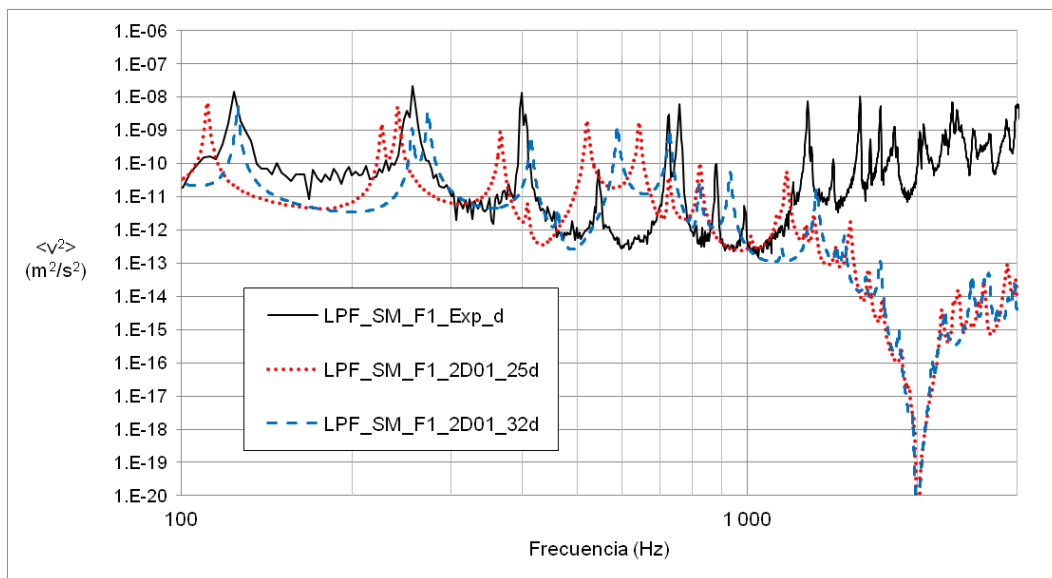


Figura 68: Comparación de respuesta en la unión LPF_SM_F1, en la placa no excitada (d), entre los valores experimentales y modelos 2D_01 con diferente material.

Para valorar la capacidad predictiva del modelo, se analizaron las respuestas, en la placa excitada y en la no excitada, para las excitaciones F2 y F3. La respuesta tiende a coincidir en frecuencias bajas, pero no hay la misma similitud que en los modelos LPG. La valoración cuantitativa se realizará cuando se expongan los resultados.

Como resultado de los análisis anteriores, se utilizará el modelo LPF2D01, con el material Bateig32. De esta forma se valorará si las diferencias encontradas influyen en los resultados finales de la diferencia de nivel de velocidad.

3.2.9. Validación de los modelos con capa elástica

En los modelos con capa elástica, el comportamiento modal es más complejo. Las diferencias entre las frecuencia propias de los modelos de cálculo y las obtenidas experimentalmente también han sido observadas por (Cho 2013a), con variaciones apreciables que atribuye a la diferencia del comportamiento de la masa reducida en relación con los muelles que simulan el suelo flotante.

Para la validación inicial de los modelos, se comparará solamente la velocidad cuadrática media en la placa no excitada, para simplificar el proceso y porque esta placa puede estar menos influida por el tipo de excitación. Los resultados para las uniones LPG y LPF, con las dos muestras de capa elástica utilizadas, M2 y M6, se representan en la Figura 69 y en la Figura 70, respectivamente. En todos los casos se aprecia una disminución similar de los valores de la velocidad cuadrática media entre los valores experimentales y los modelos FEM hasta los 1000 Hz. Para valores de frecuencia más altos, el valor obtenido numéricamente cae rápidamente. En cuanto a la distribución de las frecuencias, el comportamiento es similar en frecuencias bajas, pero en frecuencias medias y altas existen mayores discrepancias, aunque la comparación es difícil dada la complejidad.

Dado que el objetivo es determinar la diferencia de nivel de velocidad entre la placa excitada y la no excitada, como estimación de la transmisión de energía, se quiere comprobar que los modelos pueden proporcionar valores representativos de este parámetro, por lo que inicialmente se dan por validados, a falta de la comprobación de los resultados finales del nivel de velocidad y de la diferencia de nivel de velocidad.

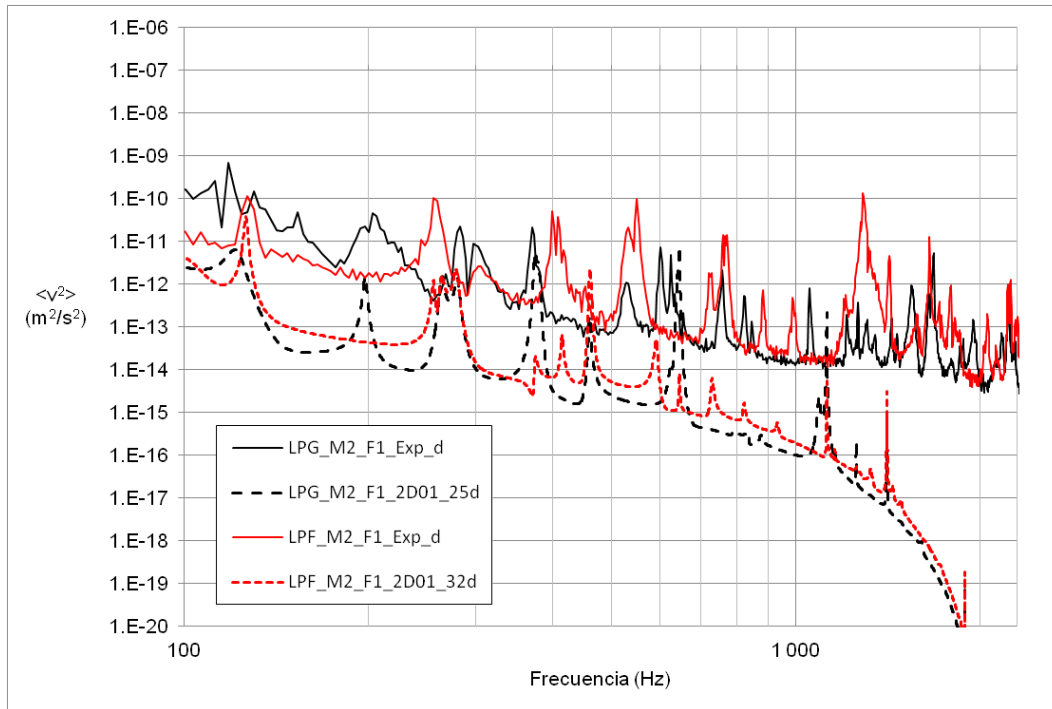


Figura 69: Comparación de la respuesta en la placa no excitada (d), para la capa elástica M2 y la excitación F1, entre los valores experimentales y los modelos FEM de LPG y LPF.

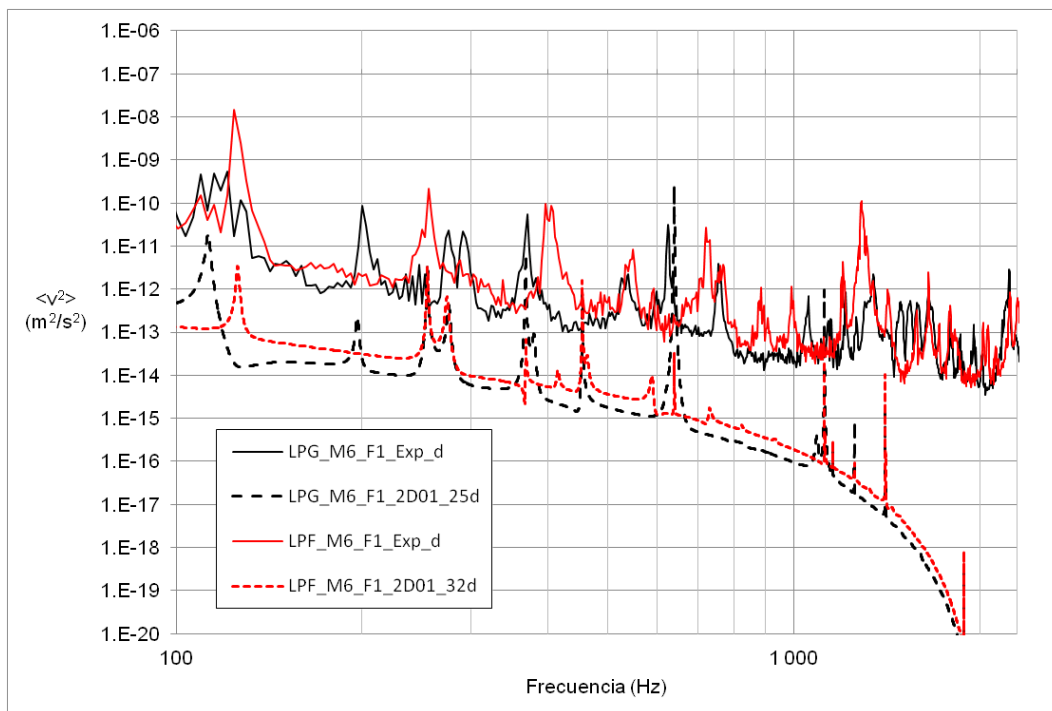


Figura 70: Comparación de la respuesta en la placa no excitada (d), para la capa elástica M6 y la excitación F1, entre los valores experimentales y los modelos FEM de LPG y LPF.

3.2.10. Resultados de los modelos LPG_SM

Para analizar la transmisión de vibraciones a través de las uniones de placas, y evaluar la calidad de la respuesta obtenida mediante modelos FEM, se utilizará como indicador de la energía transmitida la diferencia de nivel de velocidad entre el elemento excitado y el elemento no excitado ($D_{v,ud}$).

Como resultado previo se analizará el nivel de velocidad (L_v), ya que puede proporcionar información sobre el comportamiento de los modelos y sobre algunos de los parámetros utilizados.

En el caso de $D_{v,ud}$, también se calculará un valor único, promediado en frecuencias, como comparación global, de forma semejante a lo que se puede hacer con K_{ij} .

En primer lugar se muestra la variabilidad de los resultados de las medidas experimentales, mostrando el valor medio del nivel de velocidad en cada placa en bandas de un tercio de octava, junto con los valores máximos y mínimos representados en las barras de error (Figura 71).

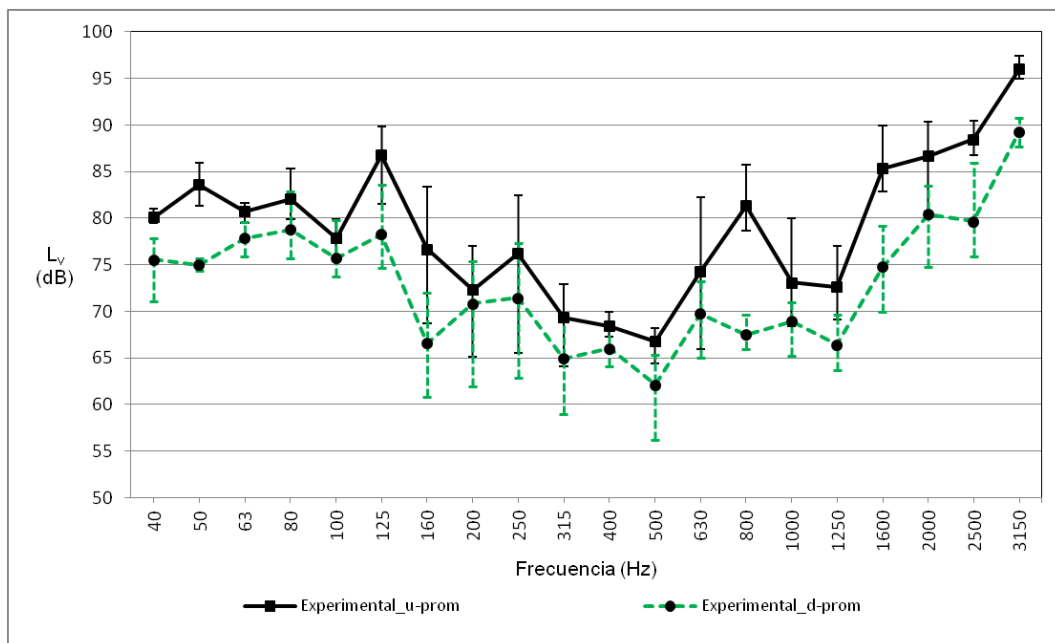


Figura 71: Nivel de velocidad promedio en las medidas experimentales de LPG_SM y valores máximos y mínimos en cada banda de un tercio de octava, en la placa excitada (u) y en la placa no excitada (d).

Con el fin de tener una visión global de los resultado de los modelos FEM, los valores de los niveles de velocidad obtenidos en los modelos sin capa elástica se muestran en la Figura 72. Están identificados, de acuerdo con el indicado en la Figura 62, por la excitación (F1, F2 y F3), el modelo (2D01 y 2D02) y la placa en la que se cuantifica el nivel de velocidad (u: placa excitada,

d: placa no excitada). En los casos F1_2D01 se distinguen, además, los resultados cuando se utilizan 10 puntos de medida y los resultados cuando se utilizan los mismos puntos de medida que los utilizados experimentalmente, 81 en la placa excitada (u) y 108 en la placa no excitada (d).

En esta Figura 72 puede apreciarse que el comportamiento, en función de la frecuencia, es muy similar entre los modelo FEM, y parecido al comportamiento experimental en frecuencias medias. En cuanto a los valores del nivel de velocidad, los obtenidos experimentalmente son mayores en frecuencias bajas y altas.

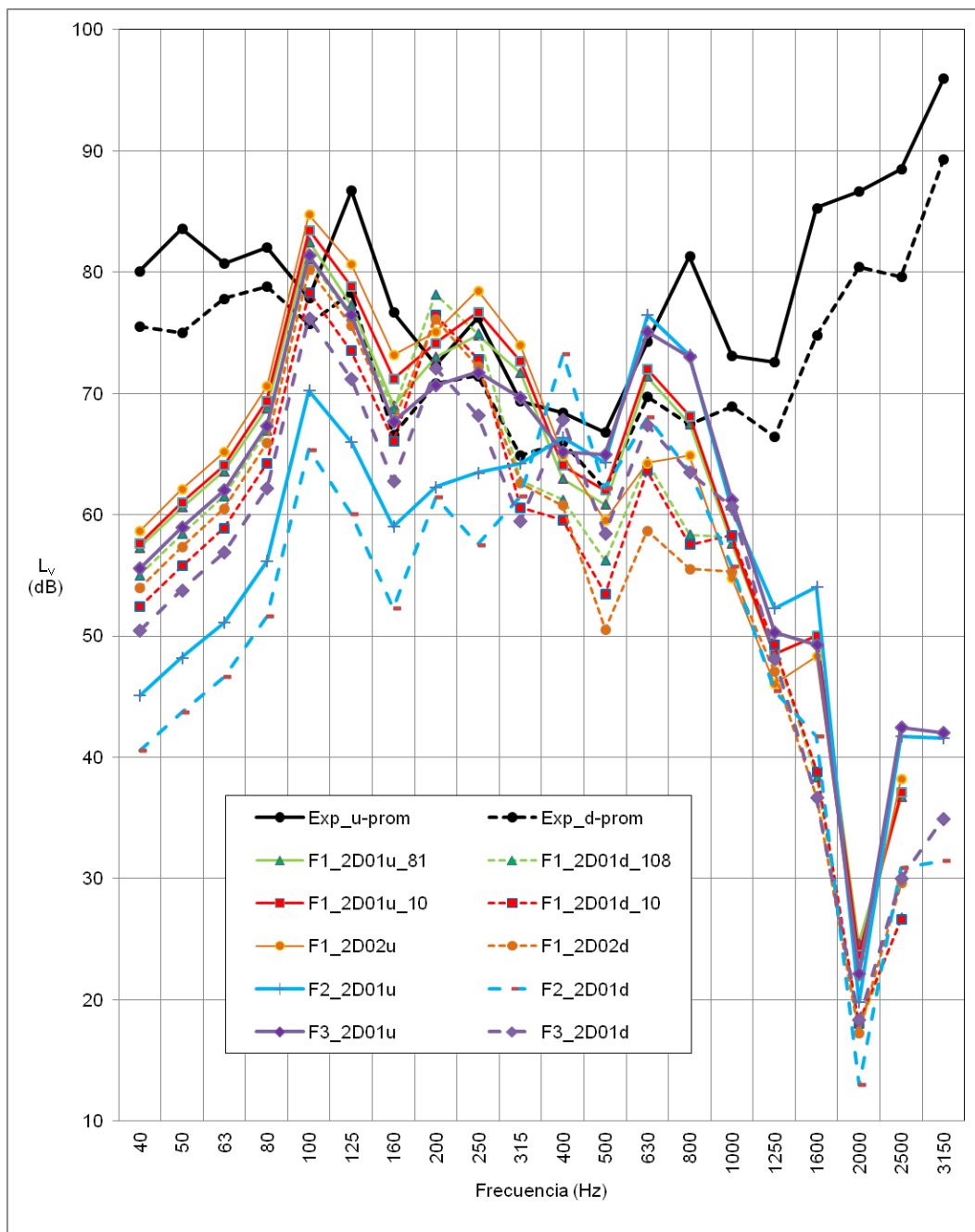


Figura 72: Nivel de velocidad promedio en las medidas experimentales y nivel de velocidad para cada modelo FEM de LPG_SM.

Para valorar la adecuación de la malla y la validez de la utilización de 10 puntos de medida de velocidad, en la Figura 73 se comparan los resultados de los modelos FEM de LPG_SM, con excitación F1. Las diferencias se valoran a continuación.

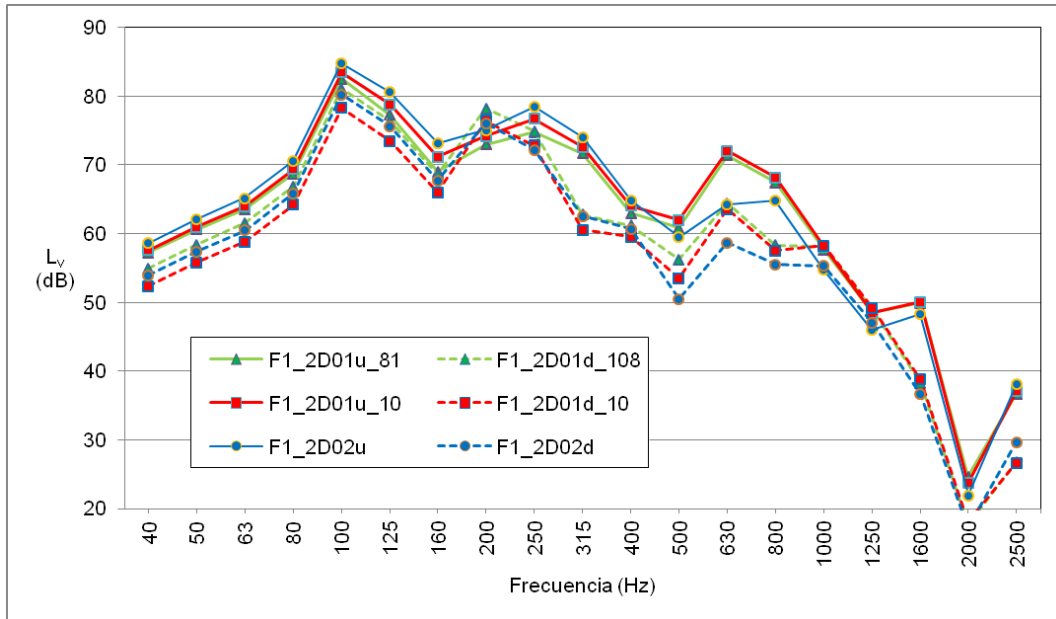


Figura 73: Nivel de velocidad en los modelos FEM de LPG_SM, con excitación F1.

En cuanto al tamaño del elemento, la diferencia entre los resultados de los dos modelos (2D02 y 2D01), en la placa excitada (u) y en la placa no excitada (d), se muestran en la Figura 74. La diferencia está por debajo de 3 dB en la mayoría de los casos, teniendo una evolución parecida en ambas placas, por lo que es esperable una diferencia menor cuando se evalúe la diferencia de nivel de velocidad.

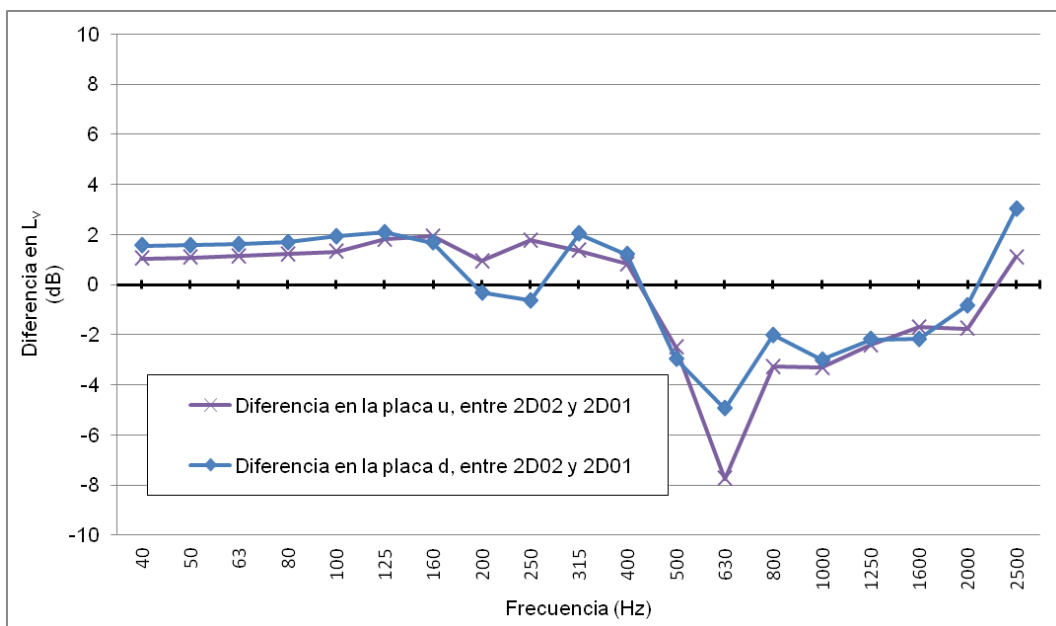


Figura 74: Diferencia entre los niveles de velocidad de los modelos 2D02 y 2D01 de LPG_SM. Excitación F1.

En cuanto a la utilización de 10 puntos de medida de velocidad, las diferencias entre los resultados se muestran en la Figura 75. En frecuencias bajas y medias, la diferencia puede ser significativa, estando en torno a los 4 dB, por lo que debería analizarse el uso de más puntos de medida si se requiere mayor precisión en frecuencias bajas y medias. A partir de la banda de 630 Hz, la diferencia es menor de 2 dB. Se utilizarán 10 puntos de medida de la velocidad en cada placa en el resto de los casos, si no hay indicación en otro sentido.

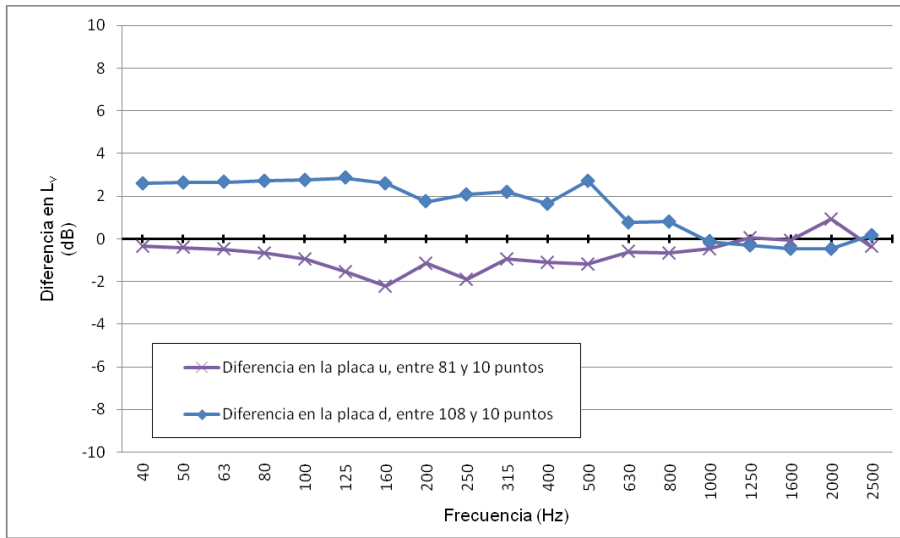


Figura 75: Diferencia en el nivel de velocidad de los modelos FEM de LPG_SM con medida en 81/108 puntos y con medida en 10 puntos. Excitación F1.

Después de analizar la densidad de malla y el número de puntos de medida, se comparan los resultados de las medidas experimentales y del modelo 2D01. En la Figura 76 se muestran los valores promedio para las tres excitaciones. Se observan diferencias notables en bandas de frecuencia menores de 80 Hz o y en bandas de frecuencia mayores de 1000 Hz.

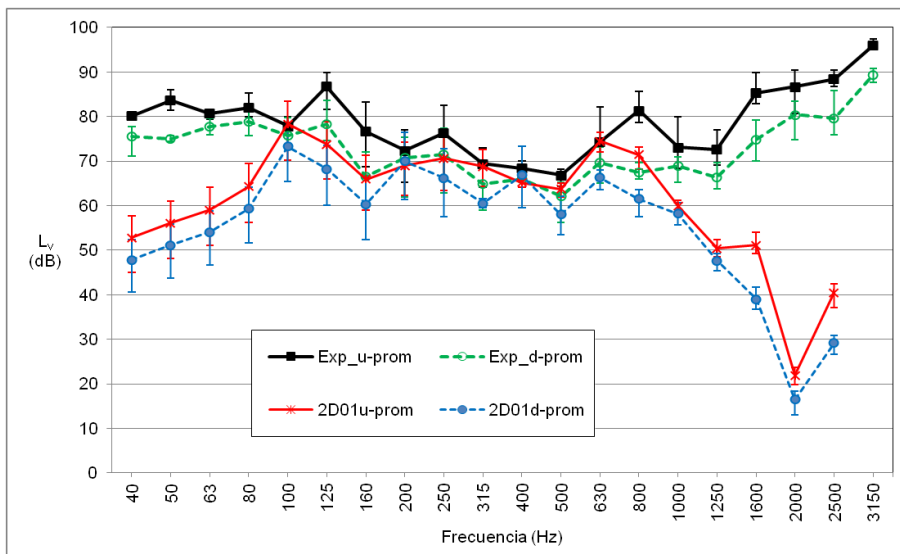


Figura 76: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPG_SM: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales, y para el modelo 2D01.

Después de analizar los valores del nivel de velocidad, pasamos a analizar los valores de la diferencia de nivel de velocidad entre la placa excitada y la placa no excitada ($D_{v,ud}$). La diferencia de nivel de velocidad, para la excitación F1, tiene una relación con la frecuencia semejante en el resultado experimental y en los modelos FEM (Figura 77), tanto para los modelos con diferente tamaño de elemento como para los modelos con diferente número de puntos de medida. Los valores del modelo con 81 puntos de medida son unos 3 dB más bajos, en general. Los valores de los modelos 2D01 y 2D02 están bastante próximos, en torno a 1 dB.

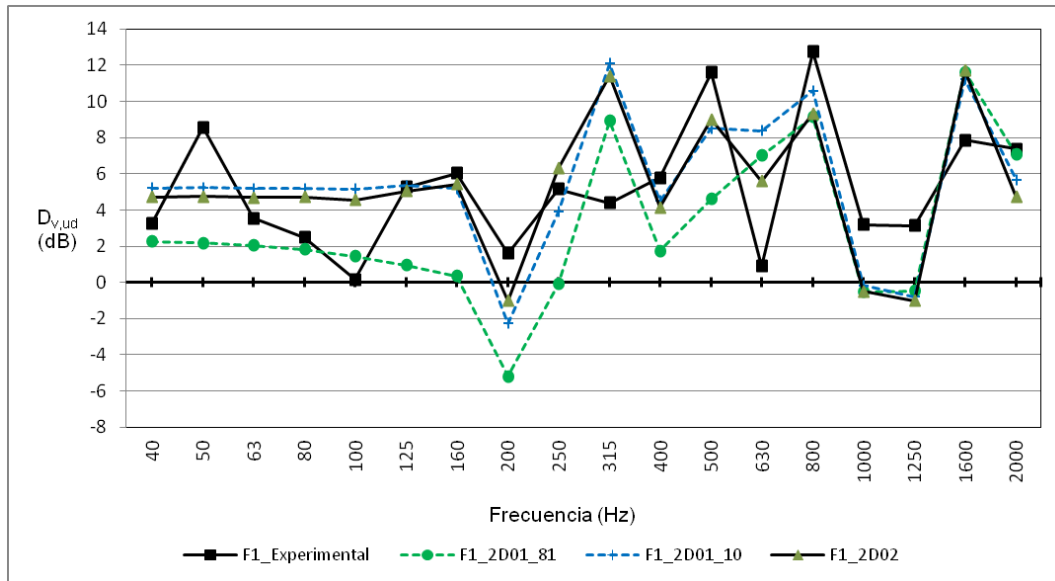


Figura 77: Diferencia de nivel de velocidad entre la placa excitada y la no excitada, en LPG_SM_F1, en bandas de un tercio de octava: experimental y en los modelos FEM.

Los valores promediados en frecuencia se muestran en la Figura 78, para el rango de frecuencias estudiado (40-2000 Hz) y para el rango indicado en (EN ISO 10848-1 2007) para el promedio de K_{ij} (200-1250 Hz). Los resultados experimentales y en los modelos FEM con medida en 10 puntos son bastante similares, con una diferencia menor a 0,5 dB, en la mayoría de los casos. El modelo 2D01_81 tiene unos valores significativamente menores, por lo que parece que la toma de medidas en muchos puntos no mejora los resultados en la diferencia de nivel de velocidad. Respecto al tamaño del elemento, los modelos 2D01 y 2D02 se diferencian en 0,2 dB. Lo anterior confirma que el modelo 2D01, con 10 puntos de medida de la velocidad, proporciona resultados adecuados.

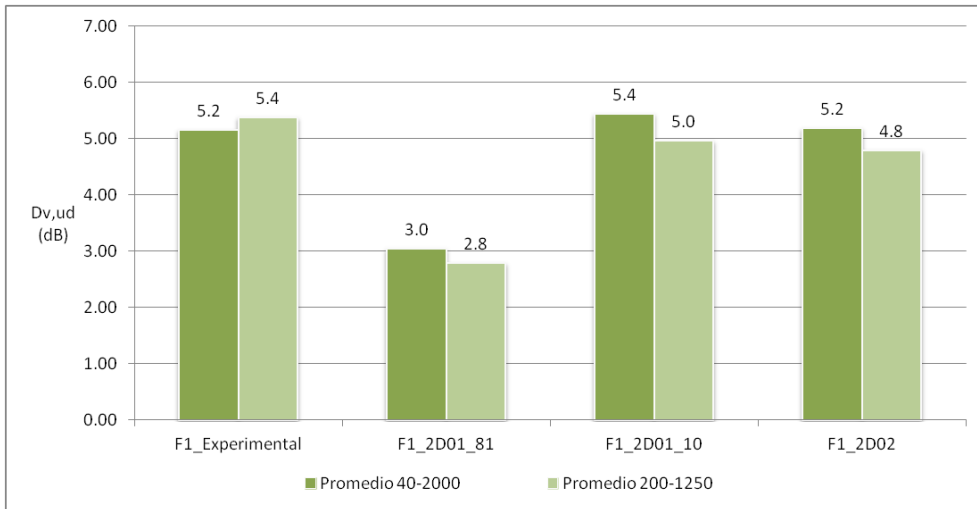


Figura 78: Diferencia de nivel de velocidad promediados en frecuencia en LPG_SM: experimental y en los modelos FEM. Excitación F1.

Los resultados de la diferencia de nivel de velocidad para el caso LPG_SM, promediando las tres excitaciones y con valores máximos y mínimos, se muestran en la Figura 79. Se observa una relación con la frecuencia semejante en los resultados experimentales y en los modelos FEM. Los valores máximos y mínimos suelen tener diferencias grandes con el valor promedio, sobre todo en algunas bandas de frecuencia, tanto en las medidas experimentales como en los cálculos numéricos.

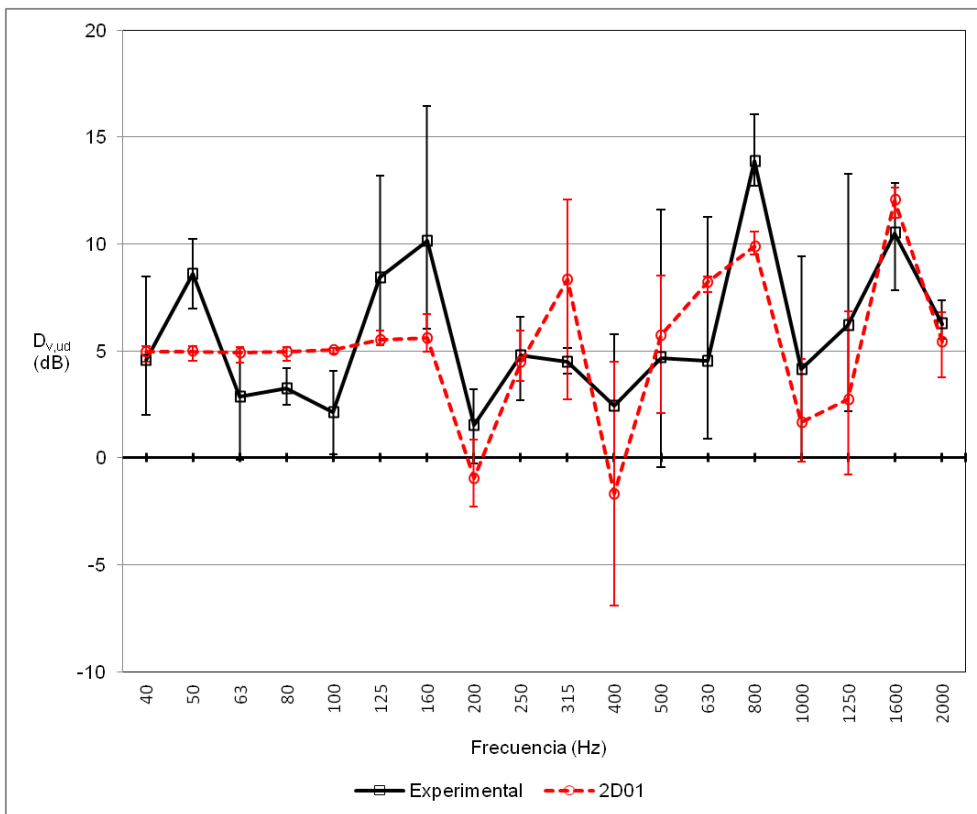


Figura 79: Diferencia de nivel de velocidad en LPG_SM, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.

Los valores promediados en frecuencia se muestran en la Figura 80. Casi todos los resultados coinciden en torno a unos 5 ± 1 dB. Para el rango de estudio (40-2000 Hz), el resultado experimental es de 5.7 dB y el resultado con el modelo 2D01 es de 5.1 dB.

En algunos casos existe una apreciable diferencia, cuando se calcula el promedio, entre los dos rangos de frecuencia mostrados, llegando casi a los 2 dB. También se observa una diferencia en los resultados experimentales para la excitación F2, unos 2 dB superiores al resto.

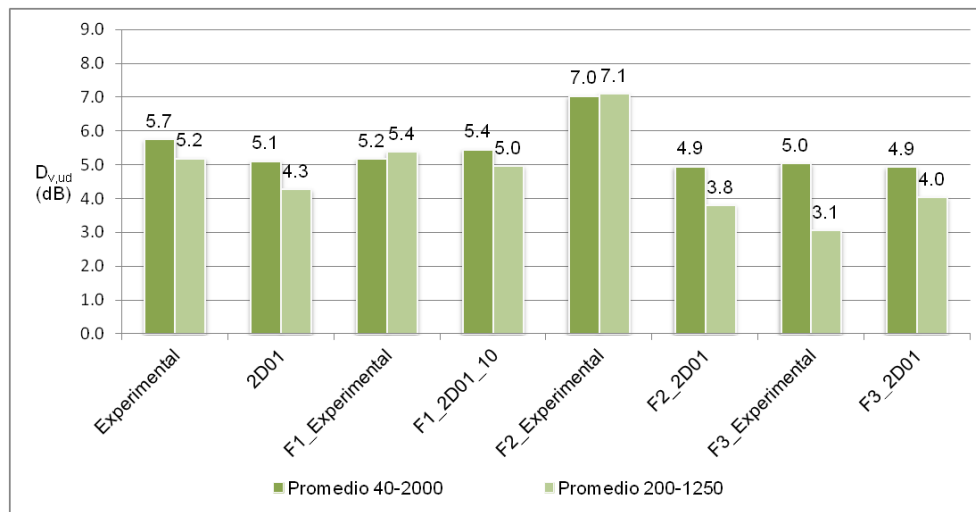


Figura 80: Diferencia de nivel de velocidad promediado en frecuencias en LPG_SM. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.

3.2.11. Resultados de los modelos LPF_SM

Los resultados se mostrarán siguiendo un esquema semejante al utilizado en los modelos LPG_SM, pero sin tratar la influencia del tamaño del elemento ni del número de puntos de medida. Como resultado previo se mostrará el nivel de velocidad (L_v), ya que puede proporcionar información sobre el comportamiento de los modelos. Finalmente se mostrará la diferencia de nivel de velocidad, $D_{v,ud}$, tanto en bandas de un tercio de octava como en un valor único, promediado en frecuencias.

En la Figura 81 se muestran los resultados del nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava para la unión LPF_SM, tanto de las medidas experimentales como del modelo 2D01. Se representan los valores promedio de las tres excitaciones junto con los valores máximos y mínimos representados en las barras de error. La respuesta en función de la frecuencia es muy similar, con mayor diferencia en frecuencias bajas y, sobre todo, con una diferencia significativa

en bandas de frecuencia a partir de 1250 Hz, de forma similar a lo observado en los modelos LPG_SM.

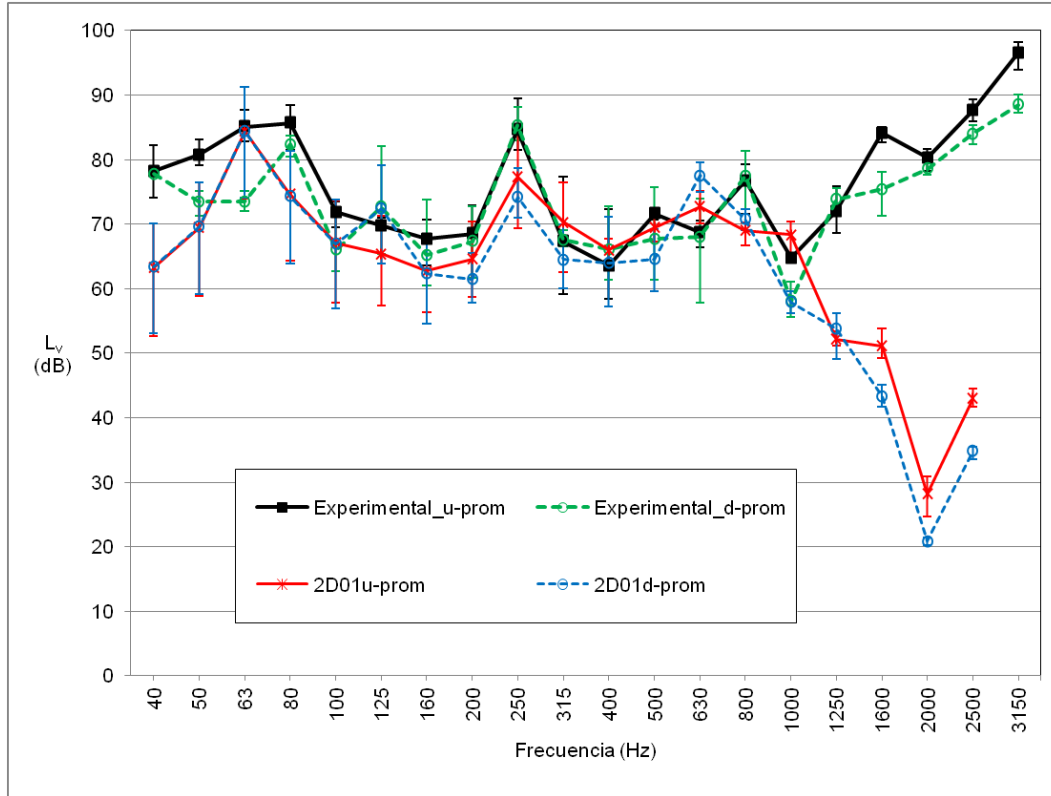


Figura 81: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPF_SM: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales, y para el modelo 2D01, con valores máximos y mínimos.

Después de analizar los valores del nivel de velocidad, pasamos a analizar los valores de la diferencia de nivel de velocidad entre la placa excitada y la placa no excitada ($D_{v,ud}$). Los resultados de la diferencia de nivel de velocidad, para el caso LPF_SM, promediados y con valores máximos y mínimos de las tres excitaciones, se muestran en la Figura 82. Se observa una relación con la frecuencia semejante en los resultados experimentales y en los modelos FEM, con mayores diferencias en frecuencias bajas.

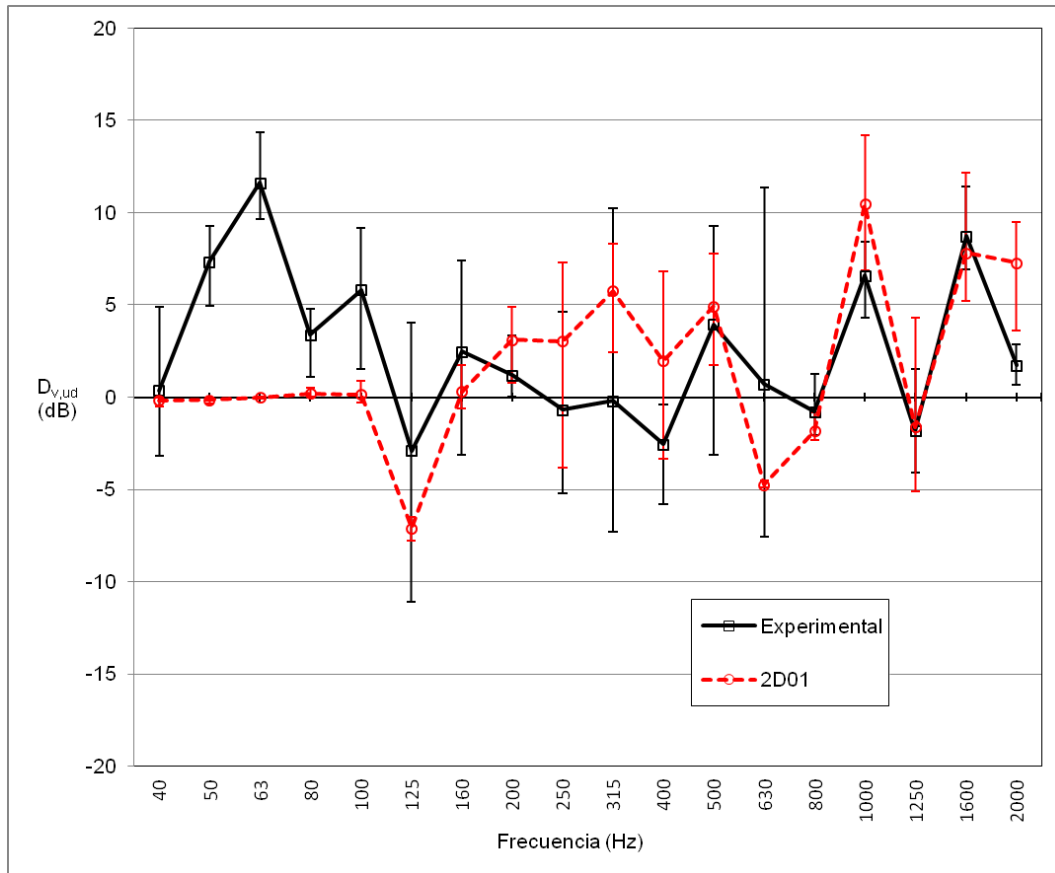


Figura 82: Diferencia de nivel de velocidad en LPF_SM, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.

Los valores de la diferencia de nivel de velocidad, promediados en frecuencia, se muestran en la Figura 83, para el rango de frecuencias estudiado (40-2000 Hz) y para el rango indicado en (ISO 10848-1) para el promedio de K_{ij} (200-1250 Hz).

Cuando el promediado en frecuencias se realiza en todo el rango (40-2000 Hz), el resultado promediado para las tres excitaciones, en las medidas experimentales y en el del modelo 2D01, no se distancian en más de 1 dB, siendo el valor del promedio de 2,5 dB para las medidas experimentales y 1,6 dB para el modelo 2D01. El resto de valores están entre 1,2 dB y 3,2 dB.

Cuando el promediado se realiza en el rango de 200-1250 Hz, las valores difieren más. El resultado promediado para las tres excitaciones, en las medidas experimentales, es de 0,7 dB; en el del modelo 2D01 es de 2,3 dB, por lo que se distancian casi en 2 dB. El resto de valores están entre -1,5 dB y 4,7 dB. Es destacable que estos dos valores extremos se dan en medidas experimentales, siendo los valores obtenidos con FEM más estables (entre 1,8 dB y 2,9 dB).

Esta apreciable diferencia, cuando se calcula el promedio, entre los dos rangos de frecuencia mostrados, ya ha sido observada en las placas LPG.

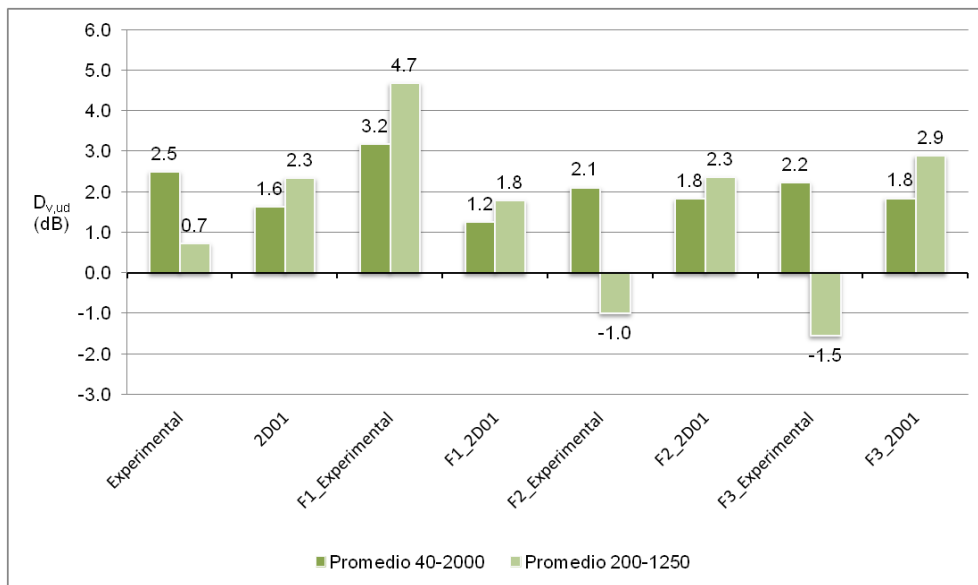


Figura 83: Diferencia de nivel de velocidad promediado en frecuencias en LPF_SM. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.

3.2.12. Resultados de los modelos LPG_M2 y LPG_M6

Los resultados del nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava para la unión LPG_M2, tanto de las medidas experimentales como del modelo 2D01, se muestran en la Figura 84. Se representan los valores promedio de las tres excitaciones junto con los valores máximos y mínimos, representados en las barras de error. En lugar de la placa “u”, se utiliza la placa “up”, haciendo referencia a la placa de mármol situada sobre la capa elástica.

Se observa una diferencia significativa entre los valores experimentales y numéricos, sobre todo en la respuesta en la placa no excitada, “d”, y en frecuencias bajas y altas de la placa excitada, “up”. La mayor diferencia entre los valores máximos y mínimos se da en la placa no excitada, “d”, del modelo 2D01.

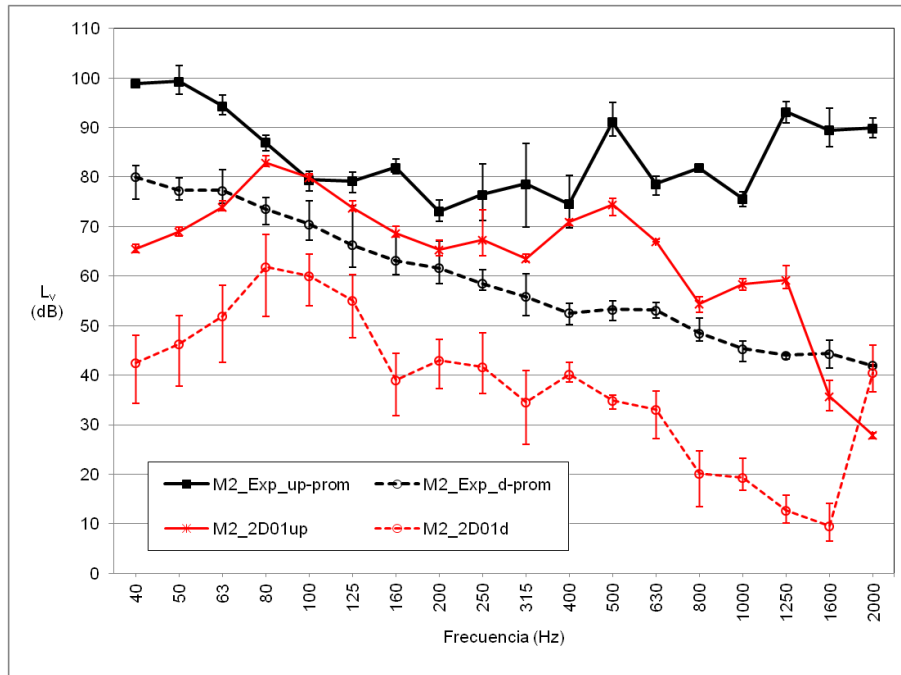


Figura 84: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPG_M2: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales y para el modelo 2D01, con valores máximos y mínimos.

Los resultados del nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava para la unión LPG_M6, tanto de las medidas experimentales como del modelo 2D01, se muestran en la Figura 85. Al igual que en el caso anterior, aparecen diferencias significativas entre los valores experimentales y numéricos, sobre todo en la respuesta en la placa no excitada, “d”. También hay diferencias grandes en frecuencias altas de la placa excitada, “up”. La mayor dispersión de resultados se da en la placa no excitada, “d”, del modelo 2D01.

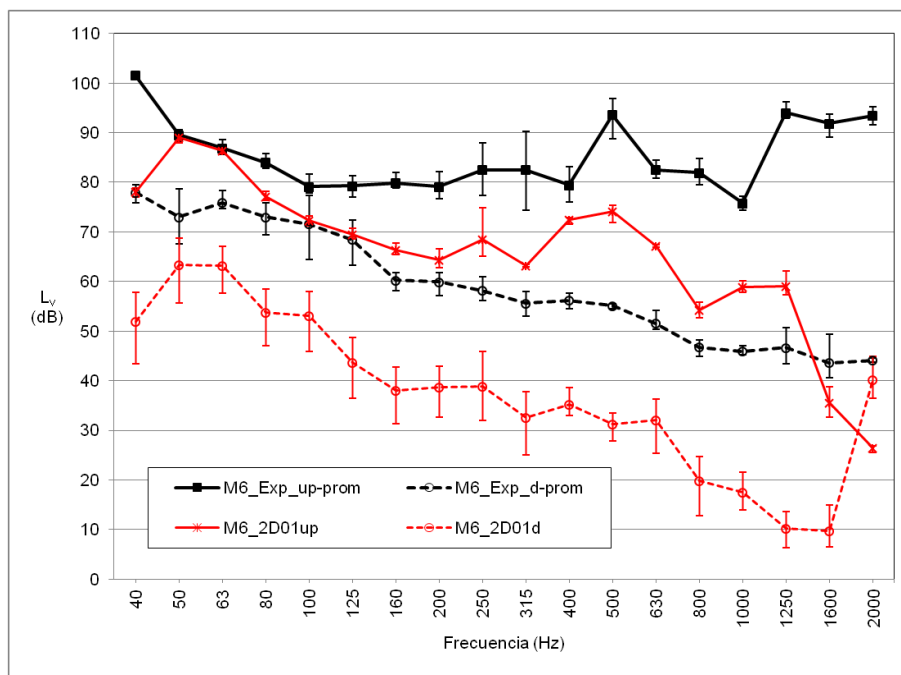


Figura 85: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPG_M6: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales y para el modelo 2D01, con valores máximos y mínimos.

Después de analizar los valores del nivel de velocidad, pasamos a analizar los valores de la diferencia de nivel de velocidad entre la placa excitada y la placa no excitada ($D_{v,up-d}$). Los resultados de la diferencia de nivel de velocidad, para los casos LPG_M2 y LPG_M6, promediados y con valores máximos y mínimos, se muestran en la Figura 86 y en la Figura 87, respectivamente. Se observa una relación con la frecuencia semejante en los resultados experimentales y en los modelos FEM, con valores, en general, algo mayores en estos últimos. En bandas de frecuencia a partir de 1600 Hz, los modelos FEM muestran una disminución brusca que se analizará a la vista de los resultados en el resto de modelos LPF.

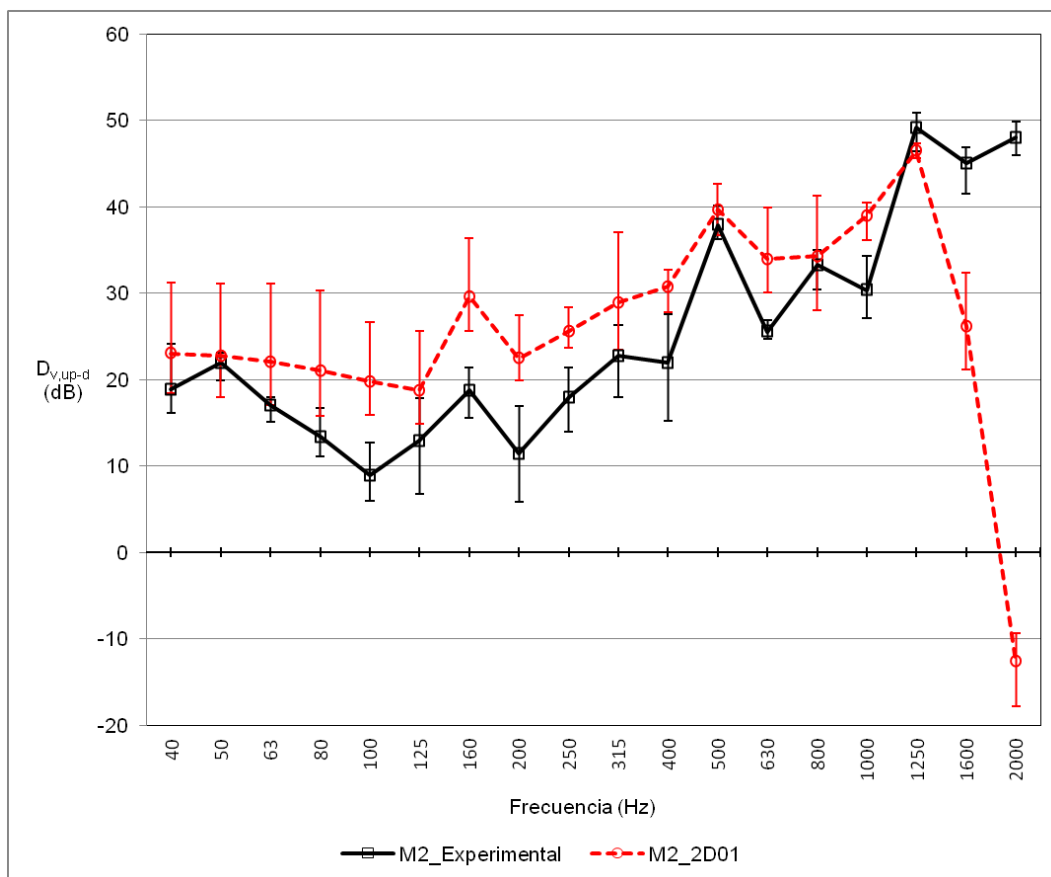


Figura 86: Diferencia de nivel de velocidad en LPG_M2, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.

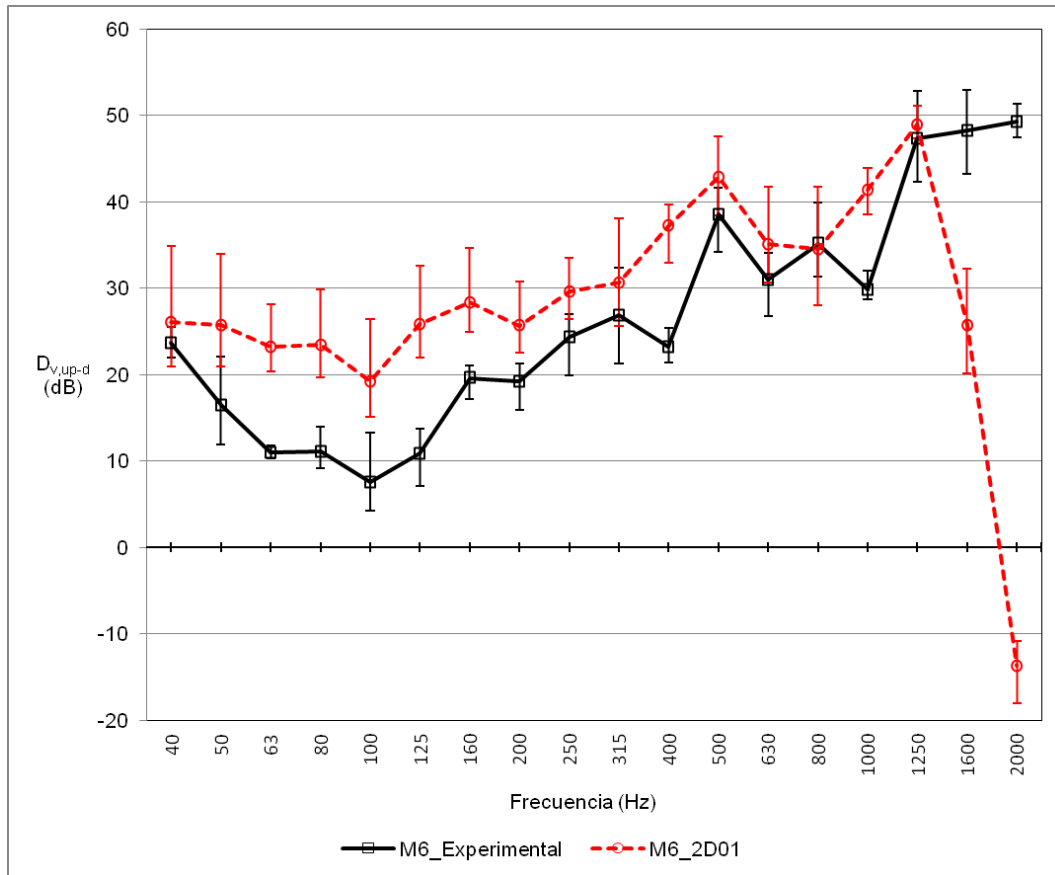


Figura 87: Diferencia de nivel de velocidad en LPG_M6, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.

Los valores de la diferencia de nivel de velocidad, promediados en frecuencia, se muestran en la Figura 88 y en la Figura 89, para el rango de frecuencias estudiado (40-2000 Hz) y para el rango indicado en (EN ISO 10848-1 2007) para el promedio de K_{ij} (200-1250 Hz).

Cuando el promediado en frecuencias se realiza en todo el rango (40-2000 Hz), el resultado promediado para las tres excitaciones, en las medidas experimentales y en el del modelo 2D01 del caso LPG_M2 difieren en 0,9 dB, siendo del promedio de 25,3 dB para las medidas experimentales y 26,2 dB para el modelo FEM. El resto de valores están comprendidos entre 23,5 dB y 30,7 dB, ambos correspondientes a modelos FEM. Para el caso LPG_M6, los valores promediados de las tres excitaciones difieren en 2 dB, siendo el valor del promedio de 26,3 dB para las medidas experimentales y 28,3 dB para el modelo FEM. El resto de valores están comprendidos entre 24,9 dB y 32,8 dB.

Cuando el promediado se realiza en el rango de 200-1250 Hz, en todos los casos los valores son superiores a los obtenidos en el otro rango de promediado en frecuencias. Los valores difieren más y los modelos FEM proporcionan valores superiores a los experimentales. El resultado promediado para las tres excitaciones, en las medidas experimentales del caso

LPG_M2, es de 27,8 dB, y en el modelo 2D01 es de 33,5 dB, con casi 6 dB de diferencia. Los valores van desde 27,4 dB hasta 37,3 dB. Para el caso LPG_M6, el valor experimental promediado de las tres excitaciones de 30,6 dB; en el del modelo 2D01 es de 36,2 dB, por lo que se distancian casi en 6 dB. El resto de valores están entre 29,4 dB y 40,9 dB.

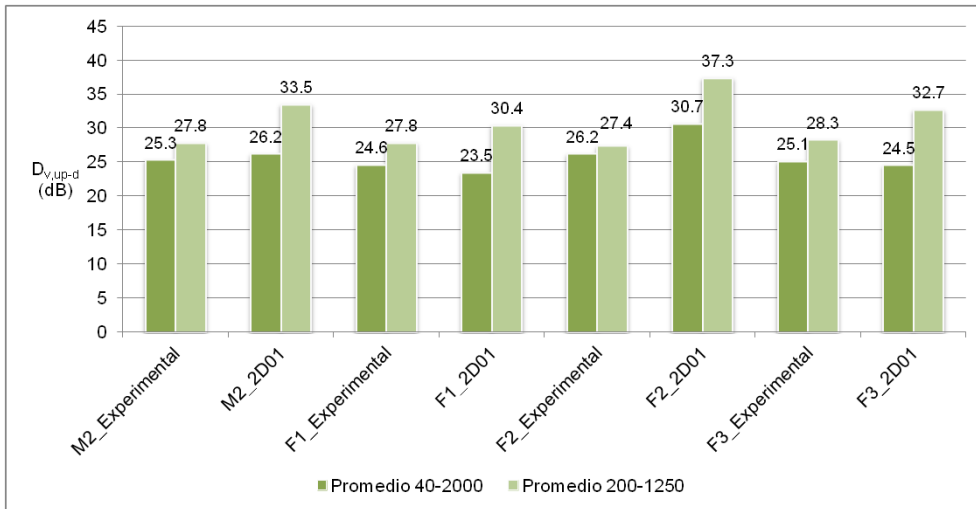


Figura 88: Diferencia de nivel de velocidad promediado en frecuencias en LPG_M2. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.

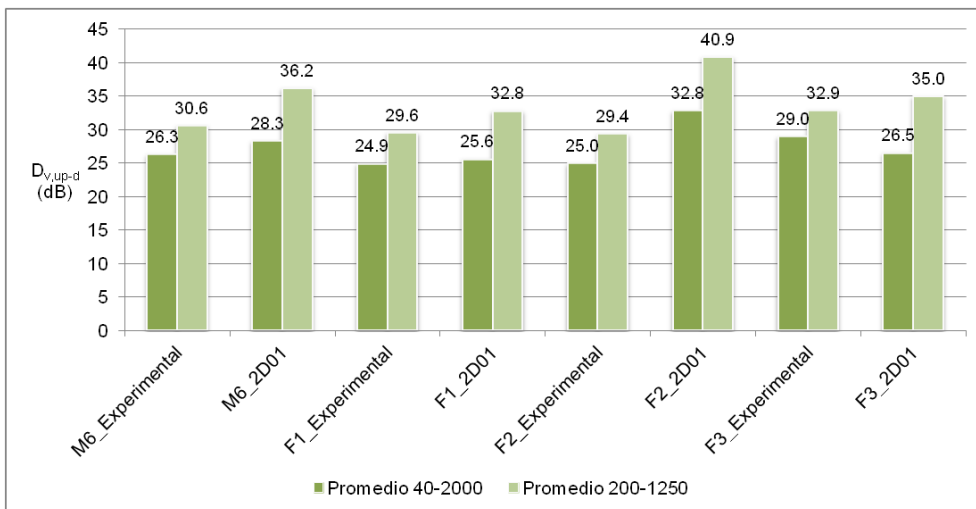


Figura 89: Diferencia de nivel de velocidad promediado en frecuencias en LPG_M6. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.

3.2.13. Resultados de los modelos LPF_M2 y LPF_M6

Los resultados del nivel de velocidad para cada excitación, en bandas de frecuencia de un tercio de octava, en las medidas experimentales de LPF_M2 y LPF_M6, junto con el valor promedio en cada placa, se muestran en la Figura 90 y en la Figura 91. En este caso se muestran los resultados de todas las excitaciones, como alternativa a los valores máximos y mínimos de los

casos anteriores y como ejemplo de las respuestas obtenidas. Los valores para las distintas frecuencias siguen una evolución semejante.

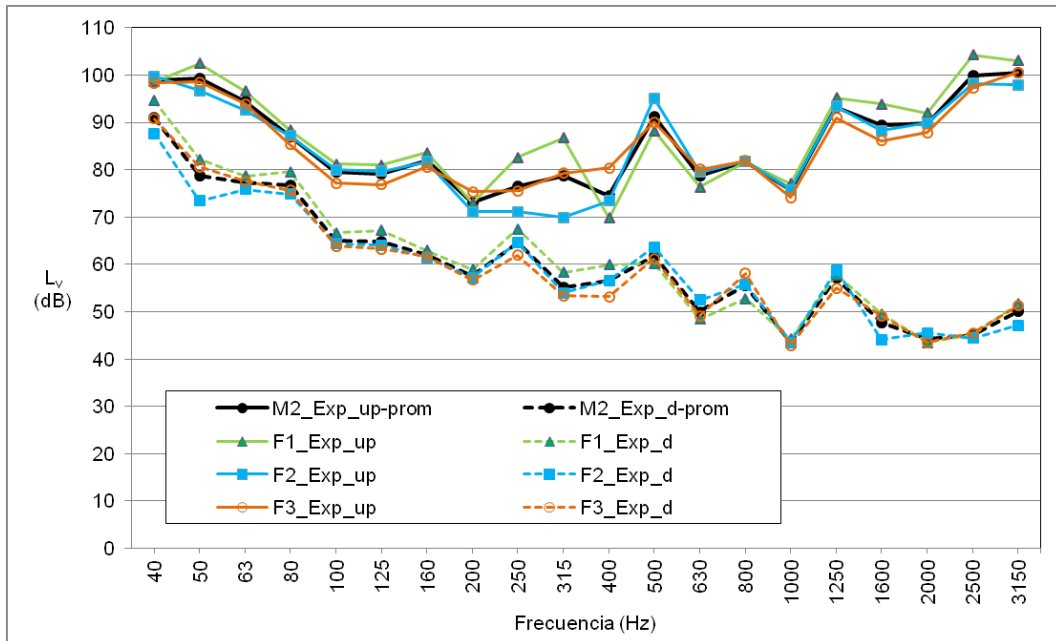


Figura 90: Nivel de velocidad en las medidas experimentales de LPF_M2.

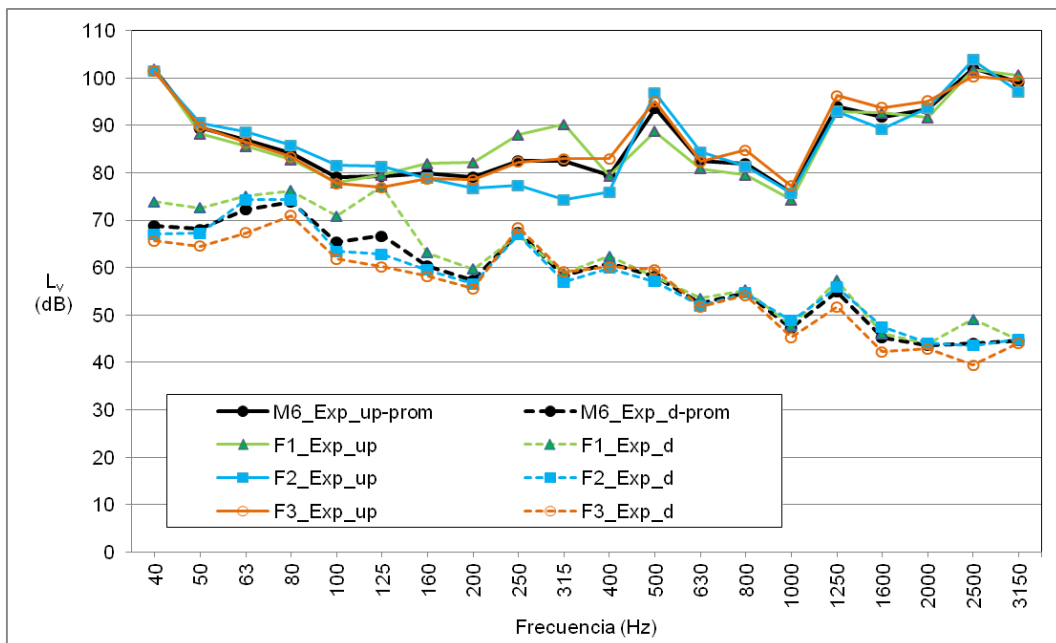


Figura 91: Nivel de velocidad en las medidas experimentales de LPF_M6.

Los mismos resultados, para el modelo 2D01 de LPF_M2 y LPF_M6, se representan en la Figura 92 y en la Figura 93. La respuesta en función de la frecuencia es muy similar, con mayor diferencia entre los valores de la respuesta en la placa no excitada, al igual que en los modelos FEM de LPG con capa elástica.

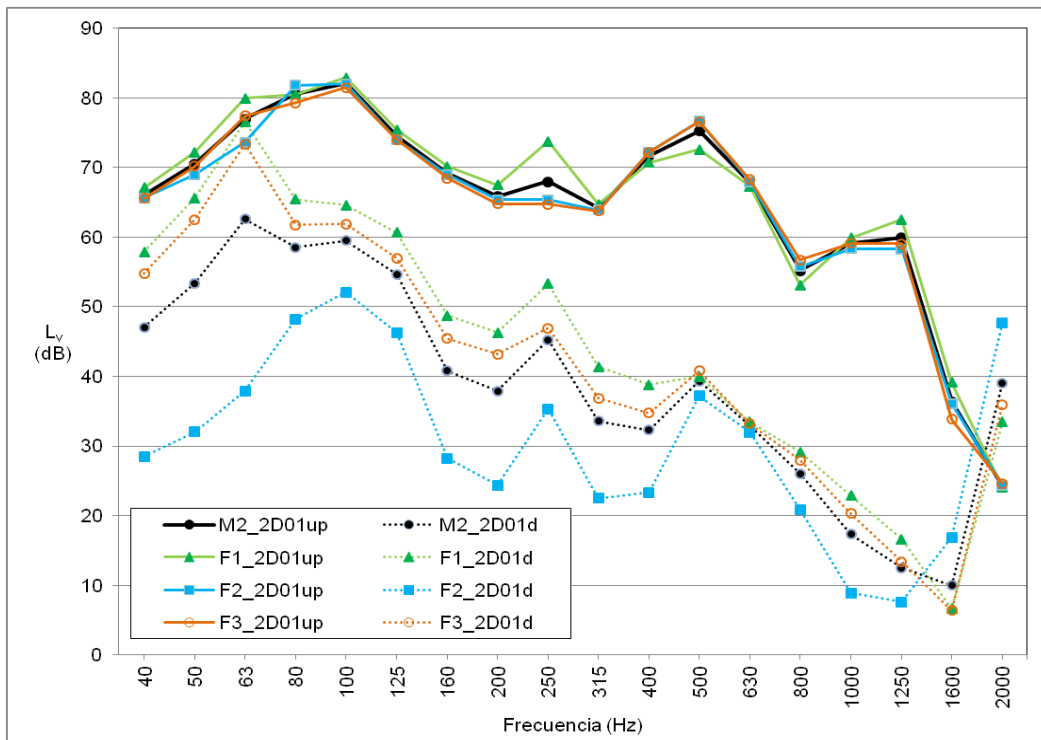


Figura 92: Nivel de velocidad en los modelos 2D01 de LPF_M2.

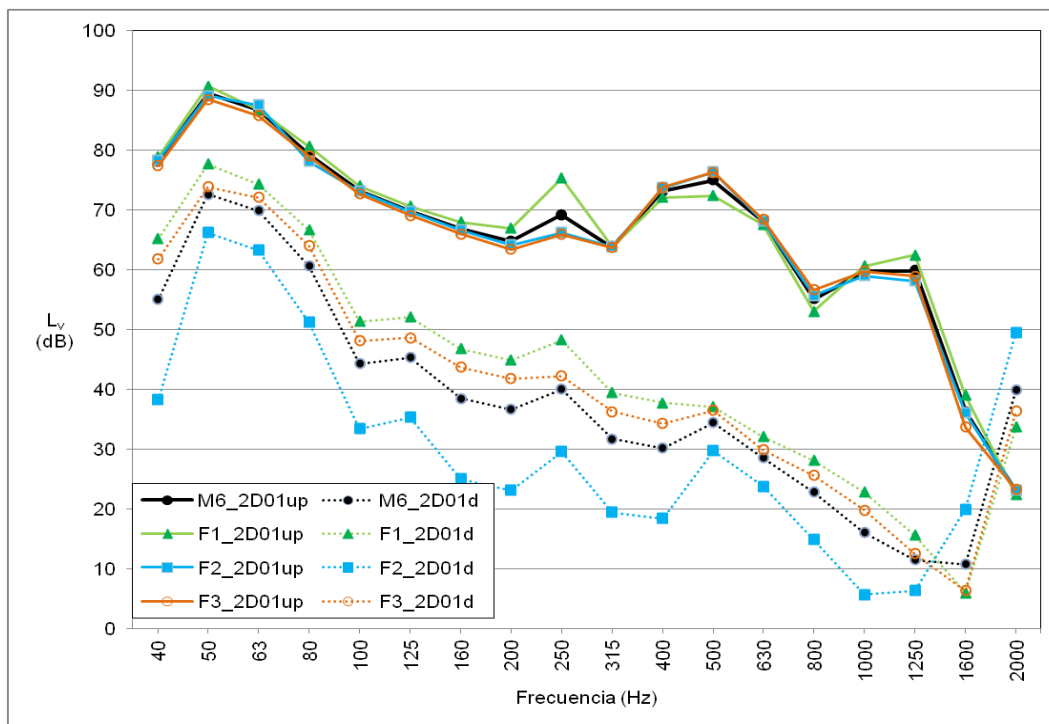


Figura 93: Nivel de velocidad en los modelos 2D01 de LPF_M6.

Los valores promedio de las tres excitaciones, para las medidas experimentales y para el modelo 2D01, se muestran en la Figura 94 y en la Figura 95, para las capas elásticas M2 y M6 respectivamente. Se observa una diferencia significativa en los valores obtenidos, aunque la evolución para las distintas frecuencias es similar.

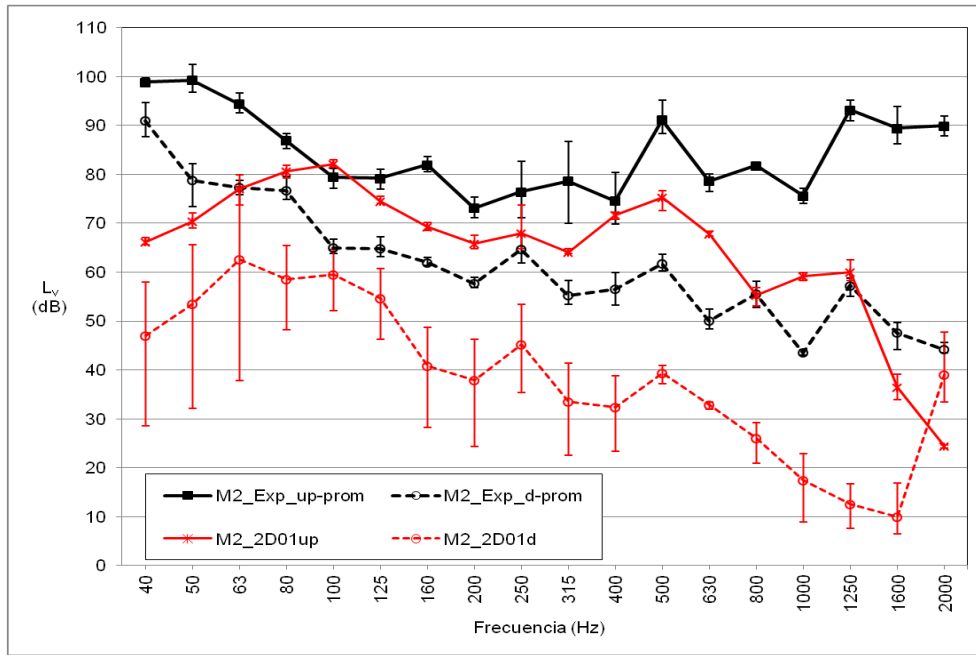


Figura 94: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPF_M2: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales y para el modelo 2D01, con valores máximos y mínimos.



Figura 95: Nivel de velocidad en bandas de un tercio de octava en LPF_M6: promedio de las tres excitaciones para las medidas experimentales y para el modelo 2D01, con valores máximos y mínimos.

Después de analizar los valores del nivel de velocidad, pasamos a analizar los valores de la diferencia de nivel de velocidad entre la placa excitada y la placa no excitada ($D_{v,up-d}$). Los resultados de la diferencia de nivel de velocidad, para los casos LPF_M2 y LPF_M6, promediados y con valores máximos y mínimos, se muestran en la Figura 96 y en la Figura 97. Se observa una relación con la frecuencia semejante en los resultados experimentales y en los modelos FEM, con valores, en general, algo mayores en estos últimos. En bandas de frecuencia a partir de 1600 Hz,

los modelos FEM muestran una disminución brusca, al igual que en los otros modelos con capa elástica, este efecto debería ser estudiado con más profundidad.

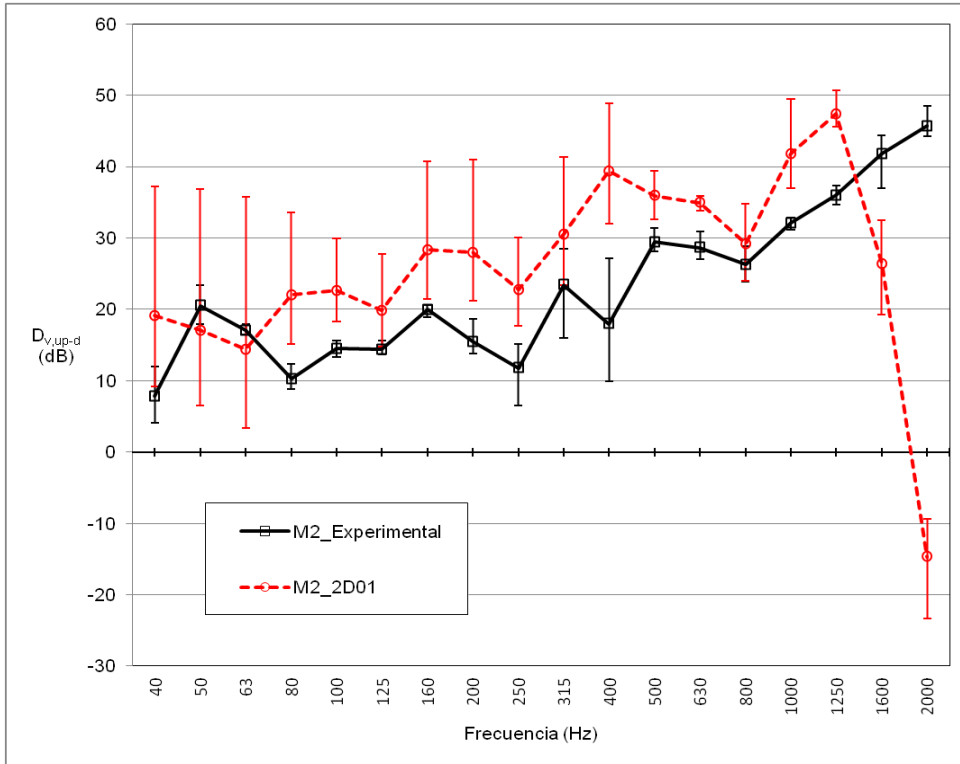


Figura 96: Diferencia de nivel de velocidad en LPF_M2, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.

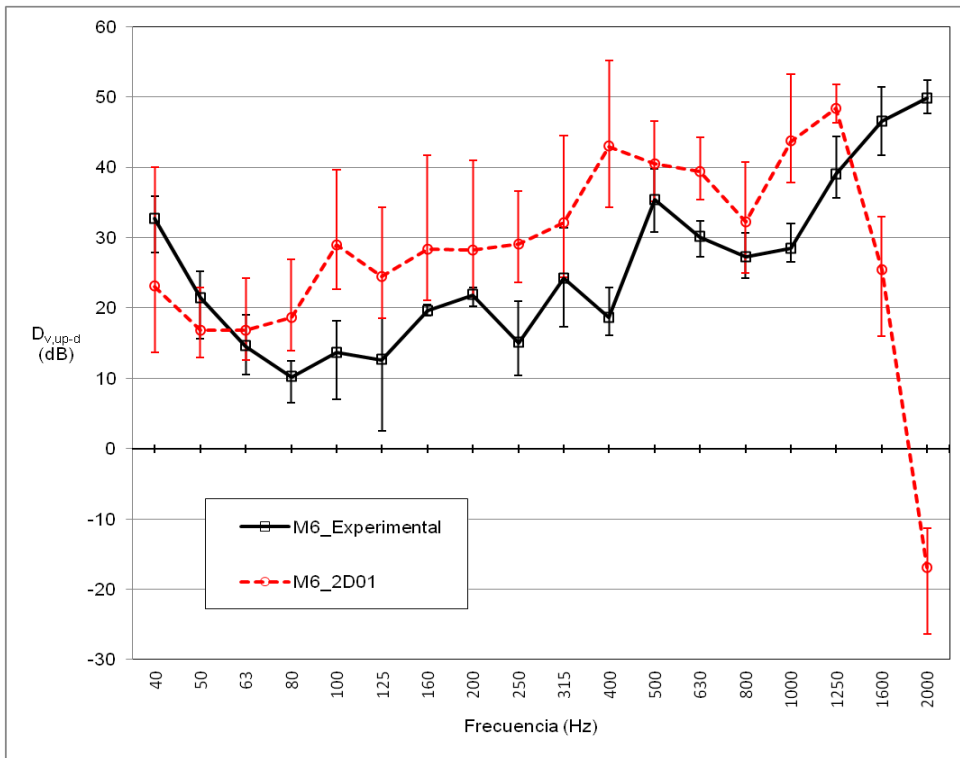


Figura 97: Diferencia de nivel de velocidad en LPF_M6, en bandas de un tercio de octava. Promediado de las tres excitaciones y valores máximos y mínimos.

Los valores de la diferencia de nivel de velocidad, promediados en frecuencia, se muestran en la Figura 98 y en la Figura 99, para el rango de frecuencias estudiado (40-2000 Hz) y para el rango indicado en (EN ISO 10848-1 2007) para el promedio de K_{ij} (200-1250 Hz).

Cuando el promediado en frecuencias se realiza en todo el rango (40-2000 Hz), el resultado promediado para las tres excitaciones en el caso LPF_M2 en las medidas experimentales es de 22,9 dB, y en el del modelo 2D01 es de 25,8 dB, por lo que difieren en 2,9 dB. En el caso LPF_M6 difieren en 2,3 dB, siendo el valor del promedio de 25,6 dB para las medidas experimentales y 27,9 dB para el modelo 2D01. El resto de valores están entre 21,2 dB y 33,9 dB para el caso LPF_M2 y entre 23,3 dB y 35,2 dB para el caso LPF_M6.

Cuando el promediado se realiza en el rango de 200-1250 Hz, las valores difieren más. El resultado promediado para las tres excitaciones del caso LPF_M2, en las medidas experimentales, es de 24,6 dB, y en el del modelo 2D01 es de 34,4 dB, por lo que se distancian en 9,8 dB. En el caso LPF_M6, en las medidas experimentales es de 26,7 dB y en el del modelo 2D01 es de 37,4 dB, por lo que se distancian casi en 11 dB. El resto de valores están entre 22,7 dB y 41,3 dB, para el caso LPF_M2 y 25,2 dB y 46,0 dB para el caso LPF_M6. Los resultados de los modelos FEM son mayores que los de sus correspondientes resultados experimentales. En casi todos los casos, los valores son superiores a los obtenidos en el otro rango de promediado en frecuencias.

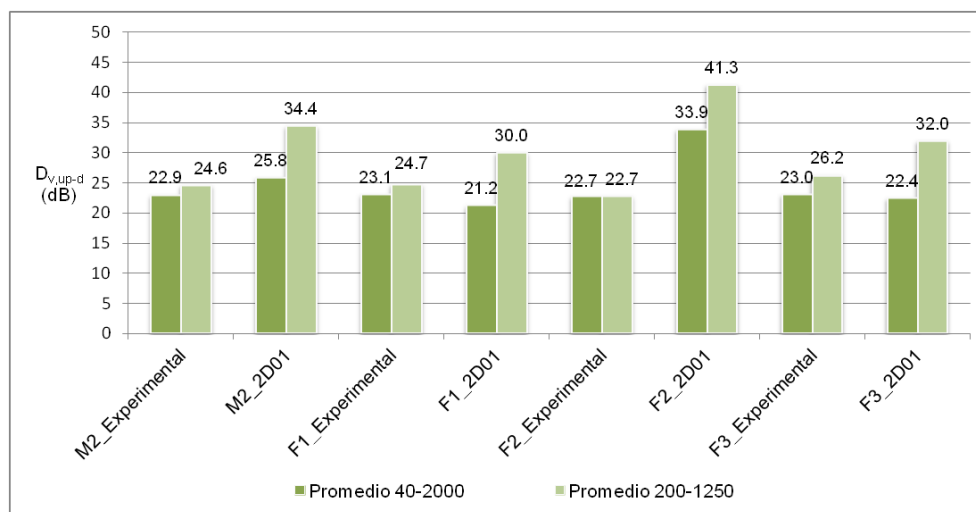


Figura 98: Diferencia de nivel de velocidad promediado en frecuencias en LPF_M2. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.

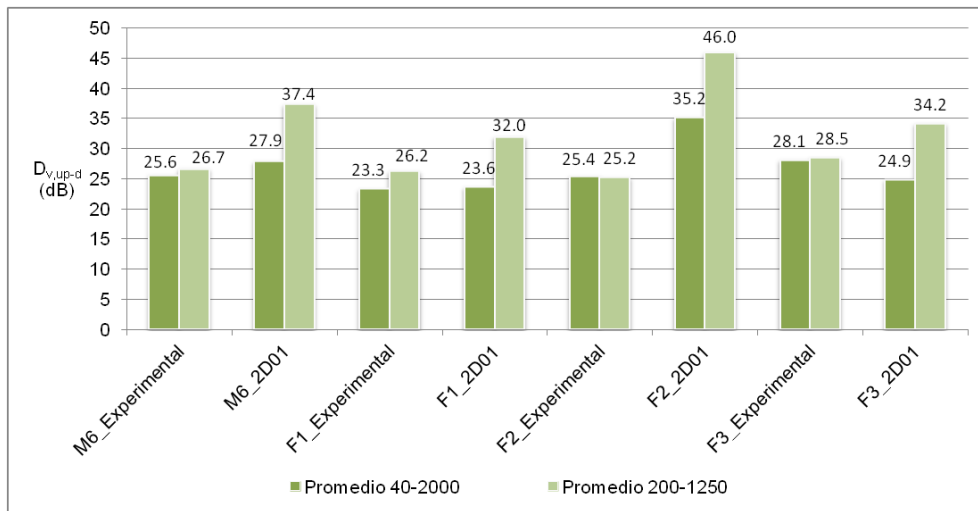


Figura 99: Diferencia de nivel de velocidad promediados en frecuencia en LPF_M6. Valores promediados y para cada una de las tres excitaciones.

3.2.14. Conclusiones sobre la evaluación de la transmisión de vibraciones en placas unidas en L

El proceso de validación y calibración ha permitido dar fiabilidad al modelo FEM adoptado, valorando su diferencia con las medidas experimentales y con otros modelos FEM. Se ha elegido la malla que consigue una precisión adecuada con un esfuerzo de procesamiento admisible. Para el máximo tamaño de elemento utilizado (50 mm), y con el criterio citado en el punto 2.11.4, considerando 10 elementos por longitud de onda de flexión, la frecuencia máxima sería 7436 Hz. Para la máxima frecuencia de interés en este estudio (2250 Hz) resulta que se han utilizado 33 elementos por longitud de onda.

Para calibrar los modelos FEM y conseguir resultados modales más cercanos a los experimentales, se han probado diferentes propiedades del material. En los modelos LPG las propiedades más adecuadas han sido las de Bateig25. En los modelos LPF, las propiedades más adecuadas han sido las de Bateig32.

En cuanto a la elección del modelo FEM adecuado, el estudio de convergencia, entre los modelos FEM del modelo LPG sin capa elástica, encuentra diferencias que no superan el 1,65% en las frecuencias propias. Las diferencias con las medidas experimentales son menores del 5% en los primeros modos. Una posible explicación sobre esta diferencia de resultados modales es que el modelo FEM considera un material continuo, mientras que el modelo experimental está construido con las placas unidas por adhesivo. La diferencia entre los valores de L_v de los modelos 2D02 y 2D01 están por debajo de 3 dB, en la mayoría de los casos. En los resultados de D_v , los modelos FEM con diferente tamaño de elemento tienen diferencias en torno a 1 dB en los resultados en bandas de un tercio de octava y de 0,2 dB en los resultados promediados en

frecuencias, lo que confirma que la elección del modelo FEM 2D01 ha sido adecuada, ya que este último parámetro es el de mayor interés.

En cuanto a la utilización de 10 puntos para la medida de la velocidad, elegidos de forma aleatoria, se ha comprobado que se pueden obtener resultados satisfactorios. En los modelos LPG_SM las diferencias de valores de L_v en frecuencias bajas y medias pueden ser significativas, estando en torno a los 4 dB. A partir de la banda de 630 Hz, la diferencia es menor de 2 dB. Los resultados del modelo 2D01_81 tiene unos valores apreciablemente menores de D_v , por lo que parece que la toma de medidas en muchos puntos no mejora los resultados de este parámetro.

Los resultados de L_v , en los modelos LPG_SM, muestran una disminución de la amplitud de la respuesta en bandas de frecuencia menores de 80 Hz y en bandas de frecuencia a partir de 1000 Hz. En los modelos LPF_SM, la disminución de la amplitud de la respuesta se observa en bandas de frecuencia a partir de 1250 Hz. Una posible causa es la diferente fuente de excitación utilizada en las medidas experimentales y en los modelos FEM. Sin embargo, esto no afecta significativamente a los resultados de D_v .

Los resultados de D_v para los modelos sin capa elástica, para las tres excitaciones y promediados, muestran una relación con la frecuencia que, en general, es semejante en los resultados experimentales y en los modelos FEM.

Los valores promediados de D_v muestran resultados diferentes según el rango de frecuencias que se utilice. Para el rango de frecuencias estudiado (40-2000 Hz), los resultados experimentales y los resultados de los modelos FEM son bastante similares. Los resultados promediados para las tres excitaciones, en las medidas experimentales y en el del modelo 2D01, no se distancian en más de 1 dB, con una diferencia de 0,6 dB en los modelos LPG y de 0,9 dB en los modelos LPF. Los valores promediados de D_v para el rango 200-1250 Hz, difieren algo más entre sí; por ejemplo los valores promedio experimental y FEM difieren en 1,6 dB.

La precisión obtenida parece aceptable, comparada con otros trabajos. Por ejemplo, Hopkins (2007) encuentra desviaciones estándar en D_v , en muros de mampostería, de entre 2 dB y 10 dB, con una media en torno a los 4 dB, siendo mayor a frecuencias bajas.

En los modelos con capa elástica, M2 y M6, los valores promedio de L_v de las tres excitaciones, para las medidas experimentales y para el modelo 2D01, muestran una diferencia

apreciable en los valores obtenidos, sobre todo en la respuesta en la placa no excitada, aunque la evolución para las distintas frecuencias es similar.

En cuando a los resultados de D_v en los modelos con capa elástica, se observa una relación con la frecuencia semejante en los resultados experimentales y en los modelos FEM, con valores, en general, algo mayores en estos últimos. En bandas de frecuencia a partir de 1600 Hz, los modelos FEM muestran una disminución brusca.

Para los valores promediados de D_v para todo el rango (40-2000 Hz), los resultados experimentales y los resultados de los modelos FEM tienen diferencias que van desde los 0,9 dB para el caso LPG_M2 a los 2,9 dB para el caso LPF_M2. Para el rango 200-1250 Hz, los valores difieren más y los modelos FEM proporcionan valores superiores a los experimentales. En casi todos los casos, los valores son superiores a los obtenidos en el otro rango de promediado en frecuencias.

Un aspecto destacable es que, aunque el comportamiento modal sea complejo, y no se consigan calibrar las frecuencias propias con mucha precisión, los resultados experimentales y calculados de la diferencia de nivel de velocidad parecen ser bastante próximos, por lo que se recomienda validar los modelos FEM con D_v . También podría usarse L_v en la validación.

El uso de diferente tipo de excitación, en el método experimental y en los modelos FEM, no parece haber afectado significativamente a los resultados, en general, habiéndose obtenido resultados de D_v mediante los modelos FEM, con una aproximación aceptable.

3.3. Aplicación del FEM para el cálculo de K_{ij} en una unión en cruz vertical

3.3.1. Objetivos y tipo de análisis

El objetivo de este apartado es estudiar la aplicación del FEM para el cálculo del índice de reducción de vibraciones (K_{ij}) de una unión en cruz vertical. Se definirá un modelo utilizado las referencias dimensionales y la notación de (EN ISO 10848-1 2007), con valores dimensionales y condiciones establecidas a partir de lo incluido en (EN 12354-1 2000) anexo H, (EN ISO 10848-4 2011) y (EN ISO 10140-5 2011). El procedimiento de cálculo se basará en lo descrito en el apartado 2.9 (p. 61).

Se analizarán diferentes espesores y condiciones de excitación, simulando una máquina de martillos normalizada. También se valorará la influencia de la utilización de medidas de aceleración o medidas de velocidad, tal como permite la norma, y se analizarán la reciprocidad de las diferencias de nivel de velocidad, los diferentes caminos de transmisión y la utilización de un factor de pérdidas diferente al propuesto por la norma EN 12354-1 (2000).

Dado que debemos determinar las velocidades (o aceleraciones) en diferentes puntos, provocadas por una excitación determinada, realizaremos un análisis modal para determinar las frecuencias y los modos propios. Utilizando el método de superposición modal, evaluaremos la respuesta ante la excitación. Posteriormente procesaremos las velocidades (o aceleraciones) obtenidas, para calcular los niveles de velocidad, las diferencias de nivel velocidad y los índices de reducción de vibraciones.

3.3.2. Material

El material utilizado es un hormigón con propiedades genéricas, indicadas en la Tabla 14.

Tabla 14: Propiedades del hormigón.

Módulo de Young (E)	32 GPa.
Coefficiente de Poisson (ν)	0,2
Densidad (ρ)	2400 Kg/m ³
Factor de pérdidas interno (η_{int})	0,01
Velocidad de onda longitudinal (c_L)	3500 m/s

3.3.3. Geometría y mallas

En la Figura 100 puede observarse una de las mallas utilizadas, con sus dimensiones y la identificación de cada superficie. Los diferentes colores se usan como referencia para las condiciones geométricas, dadas en (EN ISO 10848-1 2007), sobre las posiciones de la fuente de excitación y los transductores de medida. Los elementos empleados son bidimensionales (2D) parabólicos, con las características indicadas en 2.11.3 (p. 83). Los cálculos se han realizado para espesores de 100 mm, 150 mm, 200 mm y 250 mm.

Un resumen de las características de las mallas se muestra en la Tabla 15. Para el máximo tamaño de elemento utilizado (175 mm), y con el criterio citado en el punto 2.11.4, considerando 10 elementos por longitud de onda de flexión, la frecuencia máxima sería 2000 Hz.

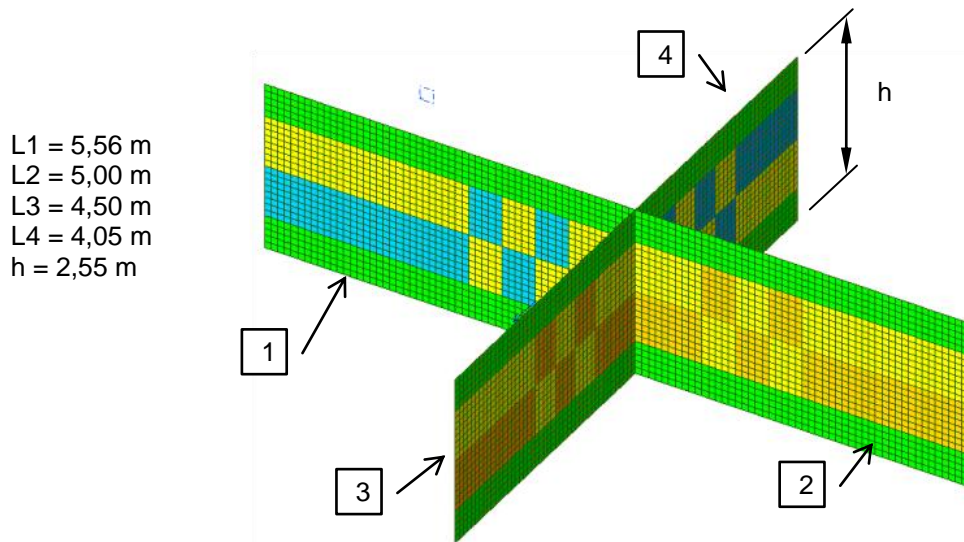


Figura 100: Dimensiones de la unión en cruz, identificación de superficies e imagen de la malla CV2D02.

Tabla 15: Resumen de las mallas utilizadas para la unión en cruz vertical.

Nombre del modelo	Element size (mm)	Nº Elements	Nº Nodes	Element type
CV2D01	75	8772	26901	Thin shell parabolic quadrilateral
CV2D02	100	4992	15413	Thin shell parabolic quadrilateral
CV2D03	125	3040	9465	Thin shell parabolic quadrilateral
CV2D04	150	1984	6233	Thin shell parabolic quadrilateral
CV2D05	175	1554	4913	Thin shell parabolic quadrilateral

3.3.4. Cargas y condiciones de contorno

Para el cálculo se ha aplicado una excitación estacionaria de 10 Hz, similar a la proporcionada por la máquina de martillos normalizada (EN ISO 10140-5 2011), pero aplicada en un punto. El valor de la fuerza es de 10 N, a la que se aplica la función de escala representada en la Figura 101. También se ha comprobado el efecto de una fuerza de 100 N. El tiempo de excitación ha sido de 10 s, no procesándose los resultados de los primeros 0,5 s, para que se establezca la respuesta.

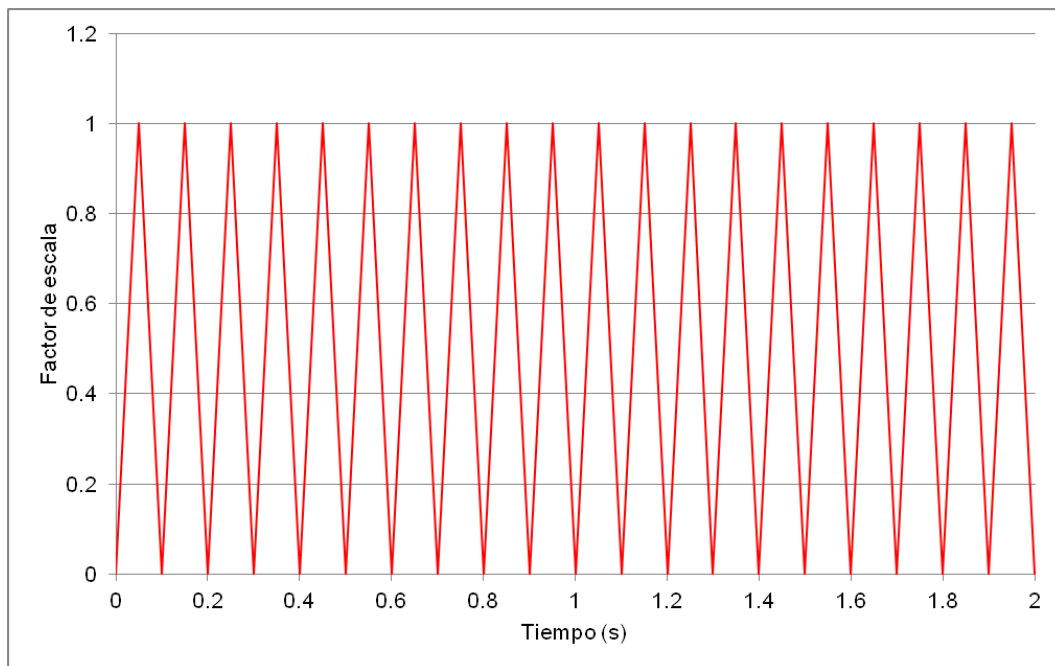


Figura 101: Factor de escala aplicado a la fuerza de 10 N para generar la excitación utilizada en la cruz vertical.

Se han realizado cálculos para una posición de excitación en cada una de las cuatro superficies. Para cada posición de excitación, se ha tomado el valor de la velocidad (o aceleración) en nueve puntos de cada una de dichas superficies. Adicionalmente, se han realizado cálculos para otras dos posiciones de excitación en la superficie 1, para evaluar la variabilidad de la respuesta al cambiar la posición del punto de excitación. Los puntos de excitación y medida se han elegido aleatoriamente, con las restricciones dadas en (EN ISO 10848-1 2007). Algunos ejemplos de las posiciones se muestran en la Figura 102 y en la Figura 103.

En cuanto a la vinculación del modelo con el exterior, a falta de una referencia precisa sobre las condiciones de contorno de movimiento, las aristas se consideran empotradas.

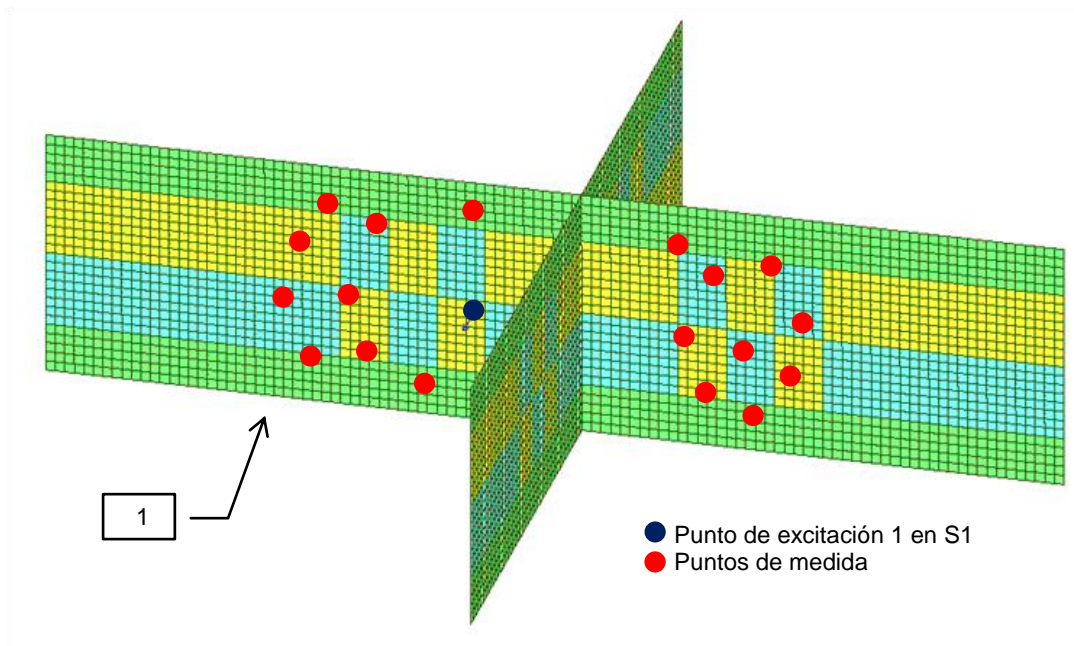


Figura 102: Punto de excitación 1 en la superficie 1 y puntos de medida utilizados en la superficie 1 y en la superficie 2, para la cruz vertical.

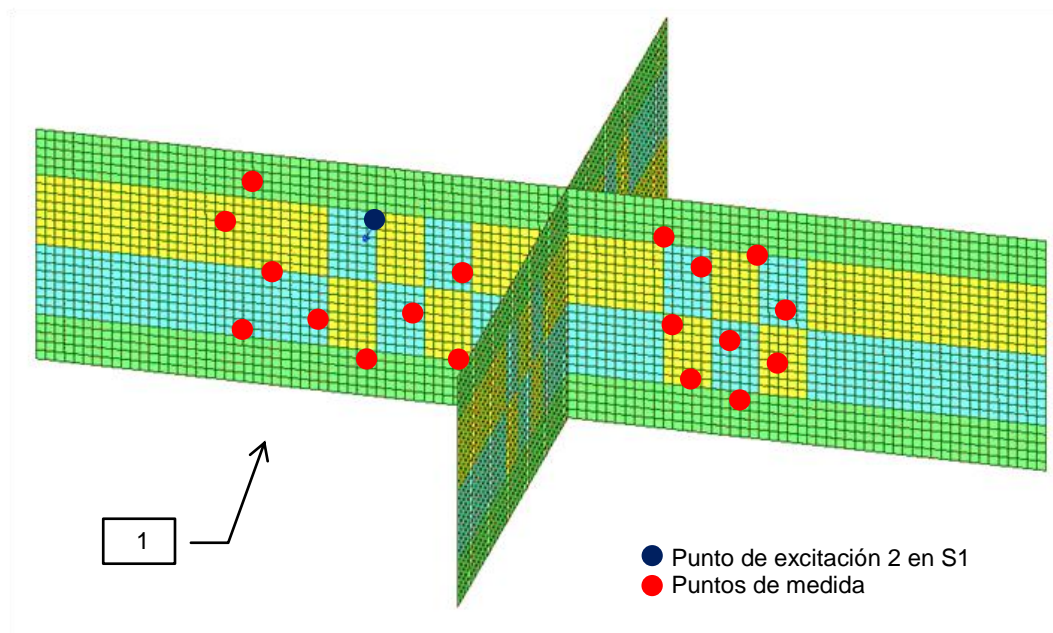


Figura 103: Punto de excitación 2 en la superficie 1 y puntos de medida utilizados en la superficie 1 y en la superficie 2, para la cruz vertical.

3.3.5. Validación de los modelos

No se dispone de un modelo experimental con el que comparar la respuesta modal, por lo que la validez de los modelos se comprobará, inicialmente, evaluando la calidad de la malla mediante un estudio de convergencia para los resultados de frecuencias propias de los primeros 500 modos. Tomando como referencia la malla más densa (CV2D01), con 26901 nodos, la diferencia con el resto de mallas se muestra en la Figura 104.

Se observa una tendencia hacia resultados más estables al aumentar el número de nodos, y una convergencia hacia valores con variaciones relativas cada vez menores. Las diferencias aumentan al aumentar la frecuencia y el espesor. Para un espesor de 200 mm, uno de los más desfavorables, las diferencias máximas, entre los dos modelos con más nodos, están en torno al 1%.

Como referencia sobre el cumplimiento de las condiciones del SEA, indicadas en el punto 2.2 (p. 15), en la Figura 105 se muestran el número de modos en cada banda de un tercio de octava, y en la Figura 106 se muestra el factor de recubrimiento modal (M), en ambos casos para el modelo CV2D02, con diferentes espesores. Salvo en frecuencias bajas, el número de modos en cada banda de un tercio de octava es mayor de 3 y el factor de recubrimiento modal (M) es mayor de 1.

Con el fin de completar los cálculos, sin utilizar mallas muy densas que ralenticen y dificulten los cálculos, se elige como referencia la malla CV2D02, de 15413 nodos (tamaño del elemento de 0,1 m). Para este tamaño de elemento, considerando 10 elementos por longitud de onda de flexión, la frecuencia máxima es de 3500 Hz. Para la frecuencia máxima calculada (1784 Hz) resultan 20 elementos por longitud de onda. Con este modelo, los modos propios tienen valores bastante precisos.

Los resultados finales de K_{ij} cumplen las condiciones indicadas en las ecuaciones Ec. 132, Ec. 134 y Ec. 138, salvo algún caso en el que se ha usado $K_{ij,\min}$, como en la banda de 200 Hz con el espesor de 100 mm. En frecuencias bajas no suele cumplirse la condición de que no haya un fuerte decrecimiento de la vibración a través de un elemento, ya que L_v disminuye en más de 6 dB sobre el área de medición permitida. Se recuerda que esta condición no es un requisito.

En todo caso se estima que el modelo CV2D02 puede proporcionar resultados suficientemente precisos de K_{ij} , por lo que se tomará como referencia.

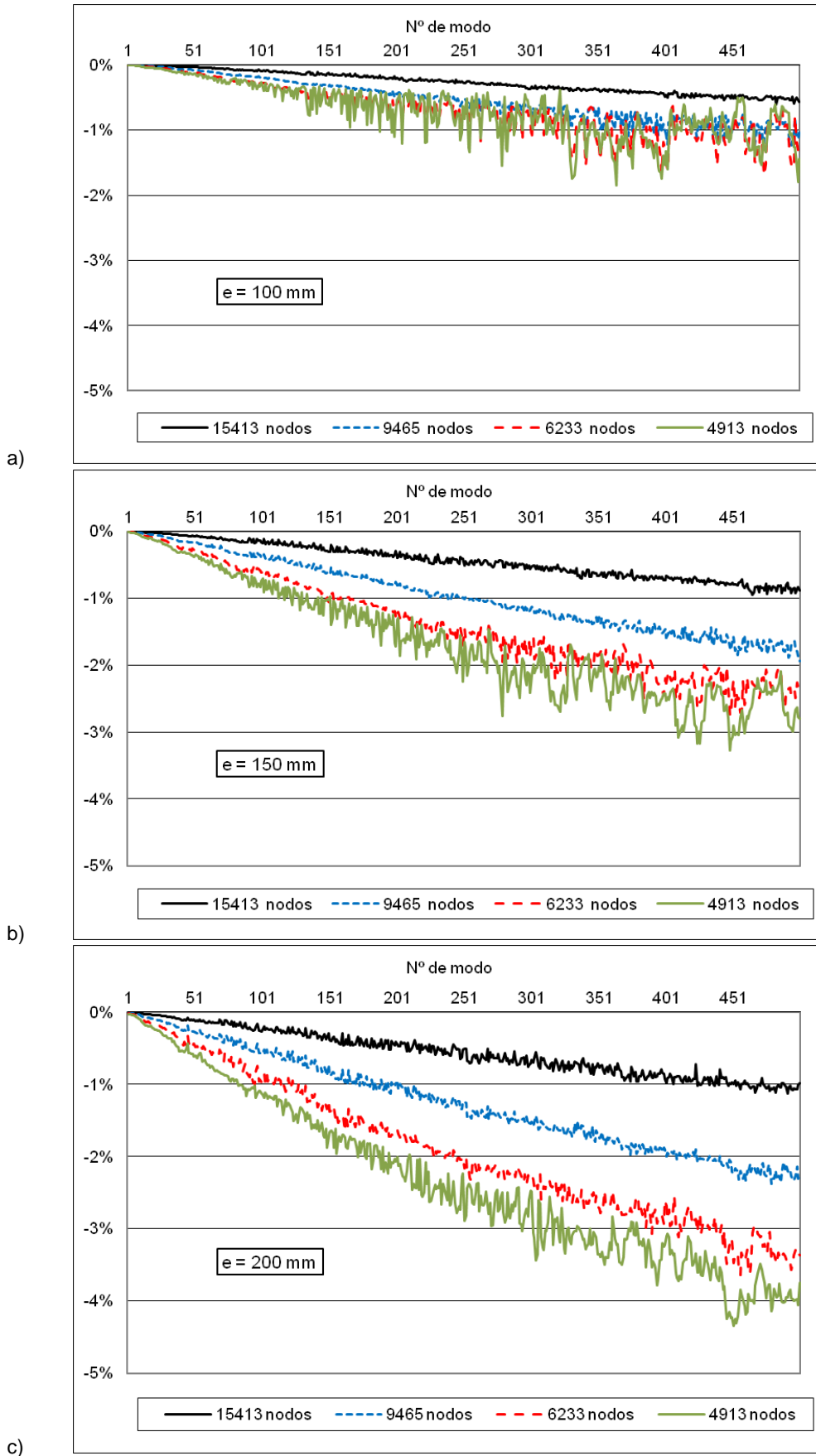


Figura 104: Diferencias en las frecuencias de los primeros 500 modos, en mallas con diferente número de nodos, para espesores de: a) 100 mm. b) 150 mm. c) 200 mm. La referencia utilizada es la malla CV2D01, con 26901 nodos.

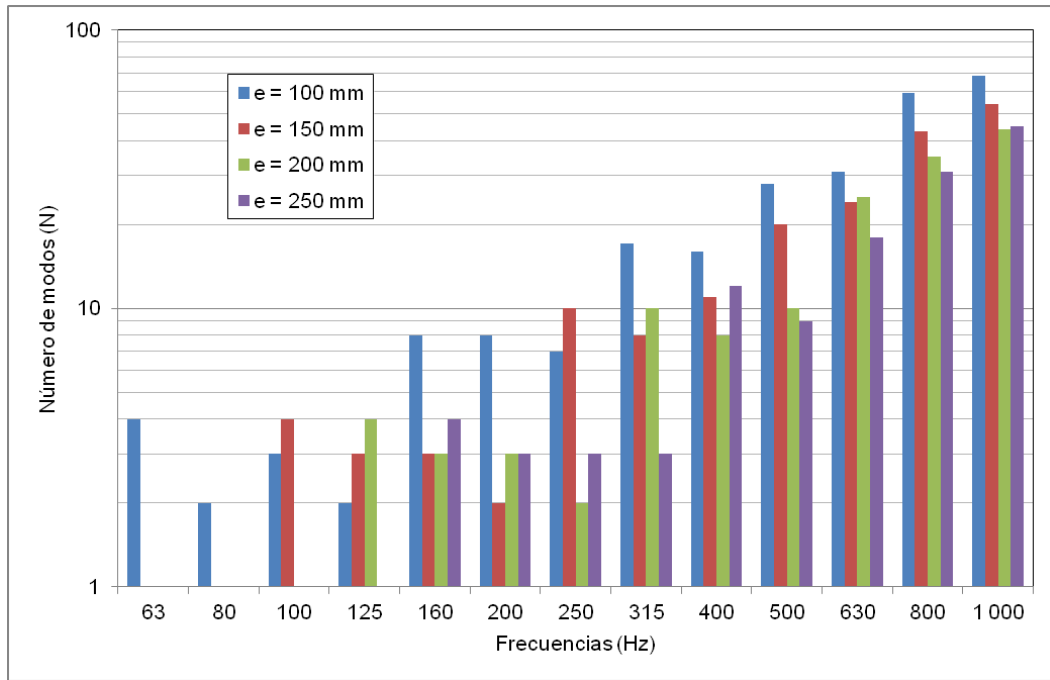


Figura 105: Número de modos en cada banda de un tercio de octava, para el modelo CV2D02, con diferentes espesores.

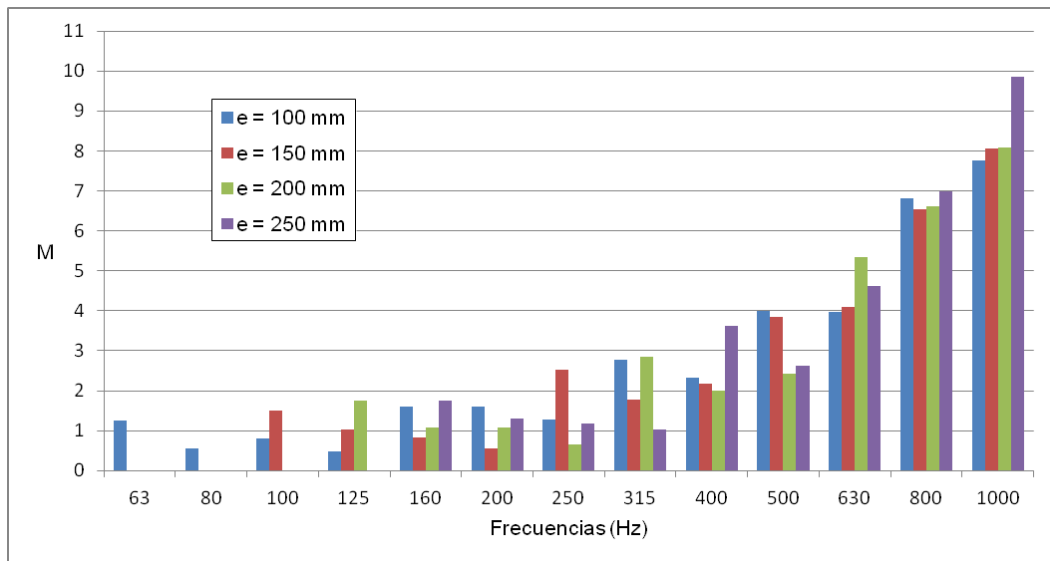


Figura 106: Factor de recubrimiento modal (M) para el modelo CV2D02, con diferentes espesores.

3.3.6. Resultados y conclusiones

Los resultados de la diferencia de nivel de velocidad entre las superficies 1 y 2 ($\overline{D_{V,12}}$), con las dos excitaciones de 10 N y 100 N, muestran que los valores, entre uno y otro caso, difieren en menos de 0,05 dB, por lo que puede considerarse que los resultados son coincidentes. Por lo tanto el valor máximo de la fuerza de excitación no afecta significativamente a los resultados de la

diferencia de niveles de velocidad, al menos en el rango estudiado. Los niveles de velocidad han aumentado en 20 dB, como corresponde a un aumento en un factor de 10 en la respuesta.

En cuanto al tiempo de duración de la excitación y de la toma de medidas, se ha analizado la diferencia de niveles de velocidad ($\overline{D_{v,12}}$), para tiempos de excitación y medida de 10 s y 20 s. Para 10 s de excitación, también se ha calculado la respuesta cuando se eliminan los resultados de los primeros 0,5 s, considerando que la respuesta está estabilizada una vez pasado ese periodo de tiempo. Se han encontrado diferencias casi nulas, entre los diferentes tiempos de excitación y medida, para bandas de frecuencia a partir de 100 Hz. Por debajo de esa banda, la mayoría de los resultados difieren en menos de 1 dB. En consecuencia, se considera que un tiempo de excitación y medida de 10 s es suficiente para conseguir resultados estables.

Se ha comparado la diferencia de nivel de aceleración ($\overline{D_{a,12}}$), y la diferencia de nivel de velocidad ($\overline{D_{v,12}}$), observándose que, entre 50 y 1000 Hz, los resultados que no se distancian en más de 0,4 dB (Figura 107). En general se utilizará la diferencia de nivel de velocidad, tal y como se recoge en las expresiones de la norma.

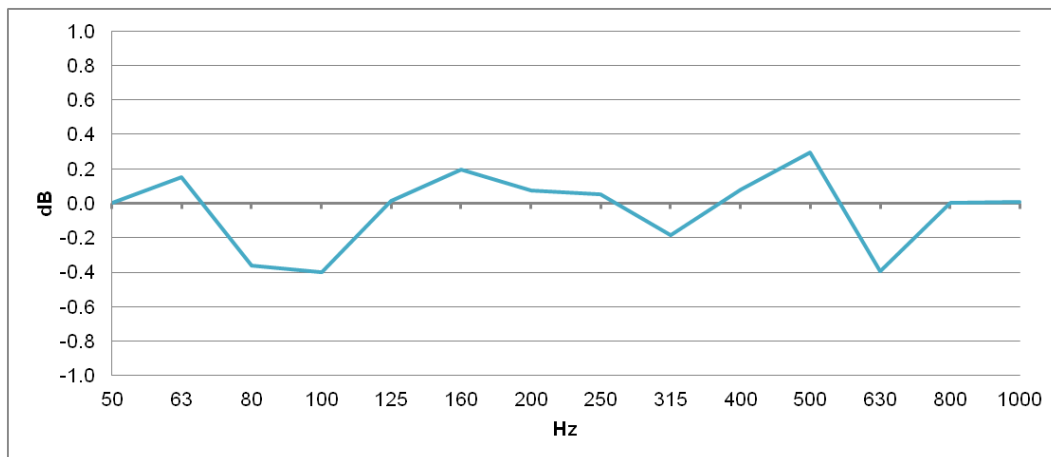


Figura 107: Diferencia de nivel de aceleración menos diferencia de nivel de velocidad ($\overline{D_{a,12}} - \overline{D_{v,12}}$), para el modelo CV2D02 con espesor 100 mm.

Otro de los aspectos analizados es la reciprocidad de los valores de $D_{v,ij}$ y $D_{v,ji}$. Se ha observado que los valores de $D_{v,ij}$ en frecuencias bajas y medias tienen, en general, diferencias notables con los valores de $D_{v,ji}$. En frecuencias altas, las diferencias disminuyen (Figura 108). Por lo tanto, para conseguir resultados más precisos deben calcularse ambos valores y promediarse.

Los valores de K_{ij} se han calculado utilizando el factor de pérdidas indicado en la Ec. 147. Los valores obtenidos para diferentes espesores (diferentes masas por unidad de superficie), según el camino de transmisión, pueden observarse en la Figura 109, filtrados en bandas de un tercio de

octava. También se incluye, en esta gráfica, el valor dado por la norma EN 12354-1 (2000). Los resultados tienden a estar más dispersos al aumentar el espesor, pero muestran un comportamiento relativamente estable en función de la frecuencia, con valores ligeramente menores que los propuestos por la norma.

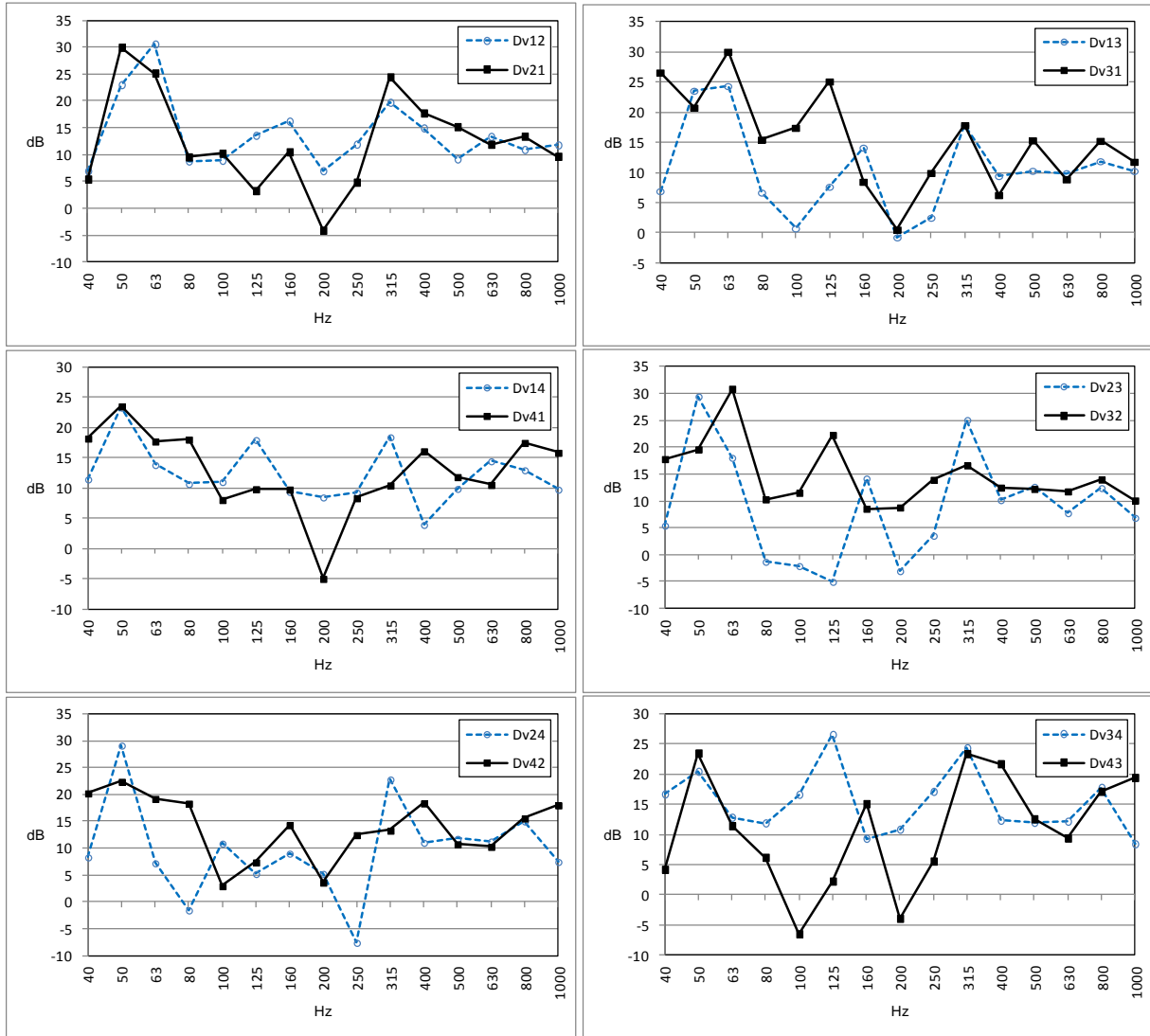


Figura 108: Reciprocidad de los valores de $D_{v,ij}$ y $D_{v,ji}$, para el modelo CV2D02 con espesor 100 mm.

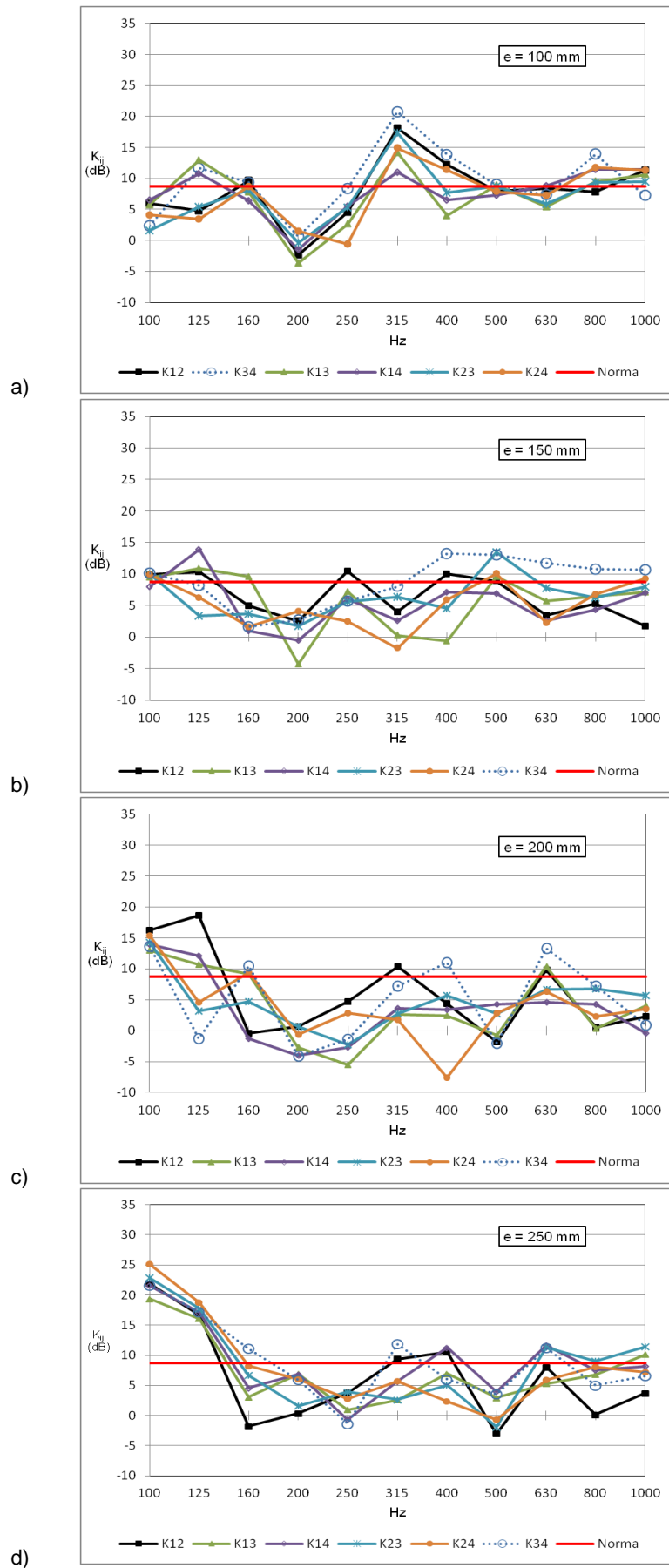


Figura 109: Índice de reducción de vibraciones, K_{ij} , según el camino de transmisión, para espesores de: a) 100mm. b) 150 mm. c) 200 mm. d) 250 mm.

Los valores anteriores, promediados en un valor único para cada espesor y para cada banda de frecuencia, se muestran en la Figura 110. Para una frecuencia de 100 Hz, se observa un significativo aumento del valor obtenido con el espesor. Este resultado puede estar relacionado con el comportamiento modal ocasionado por las condiciones de contorno.

Se puede ajustar el modelo para conseguir resultados más precisos con una adecuada elección del valor del factor de pérdidas total, o del tiempo de reverberación estructural ya que estos parámetros están relacionados por la Ec. 144. En la Figura 110 también se representan los resultados para un tiempo de reverberación modificado (T_s modif), calculado con un η_{tot} , según la Ec. 145, con $\eta_{int}= 0,005$ y $X =0,42$, en lugar de utilizar la Ec. 147.

Una posible opción para el ajuste es estudiar las propuestas de Del Rey et al (2012). Otra opción para ajustar el modelo es utilizar un “factor de acoplamiento” y un término logarítmico, de acuerdo con la propuesta de Ramis et al. (2011, 2012) y Segovia et al. (2012).

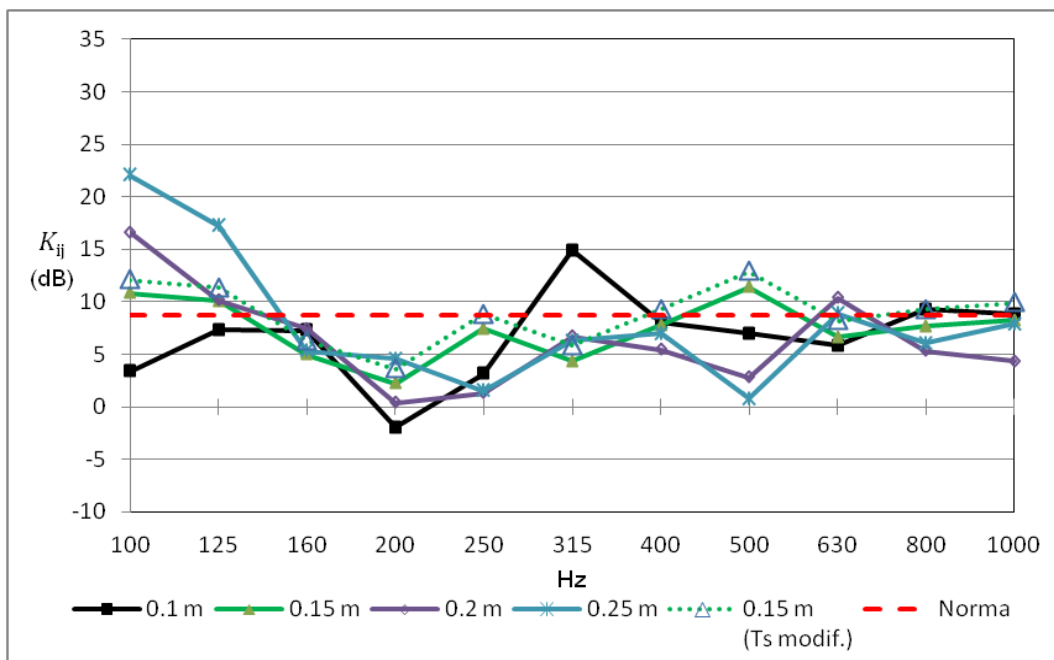


Figura 110: Valores de K_{ij} en uniones en cruz vertical, en bandas de un tercio de octava, para diferentes espesores y con T_s modificado

El índice de reducción de vibraciones promedio ($\overline{K_{ij}}$), para los diferentes espesores y para el tiempo de reverberación modificado se muestra en la Figura 111, comparados con el valor propuesto por la norma. Los valores obtenidos utilizando el factor de pérdidas según la Ec. 147 son inferiores al valor propuesto por la norma, pero utilizando el tiempo de reverberación modificado se puede obtener un ajuste del modelo.

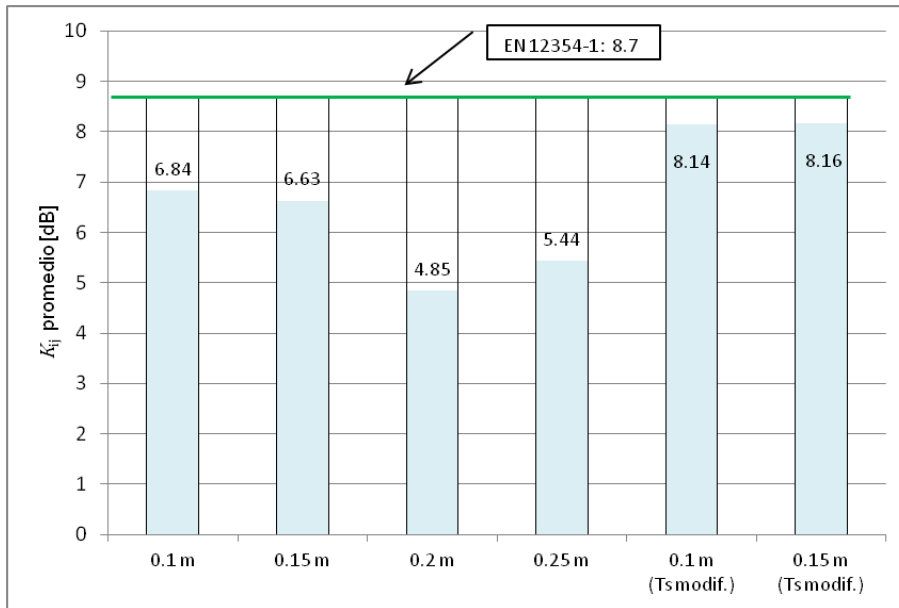


Figura 111: Índice de reducción de vibraciones medio ($\overline{K_{ij}}$), para los diferentes espesores y para el tiempo de reverberación modificado.

En conclusión, se ha conseguido un modelo FEM que permite calcular, con buena aproximación, el índice de reducción de vibraciones (K_{ij}). Este modelo se podría utilizar para evaluar la influencia de otros parámetros y como referencia para calcular otros tipos de uniones. Este procedimiento permite realizar estudios sobre los parámetros involucrados sin utilizar de forma intensiva modelos físicos, que suelen ser más costosos y lentos.

3.4. Simulación de la transmisión del ruido de impactos en suelos

3.4.1. Comparación entre elementos 2D y 3D

3.4.1.1. Objetivos y tipo de análisis

El objetivo principal de este apartado es analizar la respuesta al ruido de impactos en los suelos mediante modelos con mallas de elementos 2D y de elementos 3D, para poner de manifiesto las diferencias que pueden aparecer al considerar estos dos tipos de elementos. Se ha analizado la respuesta en frecuencia y el nivel de aceleración en ambos modelos.

Dado que nuestro interés es determinar las aceleraciones en diferentes puntos, provocadas por una excitación determinada, realizaremos un análisis modal para determinar las frecuencias y los modos propios. Utilizando el método de superposición modal, evaluaremos la respuesta ante una excitación permanente semejante a una máquina de martillos. Posteriormente procesaremos las aceleraciones obtenidas para calcular los niveles de aceleración.

3.4.1.2. Material, geometría, mallas

Las características físicas y geométricas, indicadas en la Figura 112, se basan en el suelo de referencia pesado, tipo C (hormigón pesado) descrito en la norma EN ISO 10140-5 (2011). Dado que el interés está en la comparación entre los modelos con elementos 2D y 3D, no es necesario considerar unas vinculaciones con el exterior determinadas. Se han calculado modelos empotrados y modelos apoyados en el contorno.

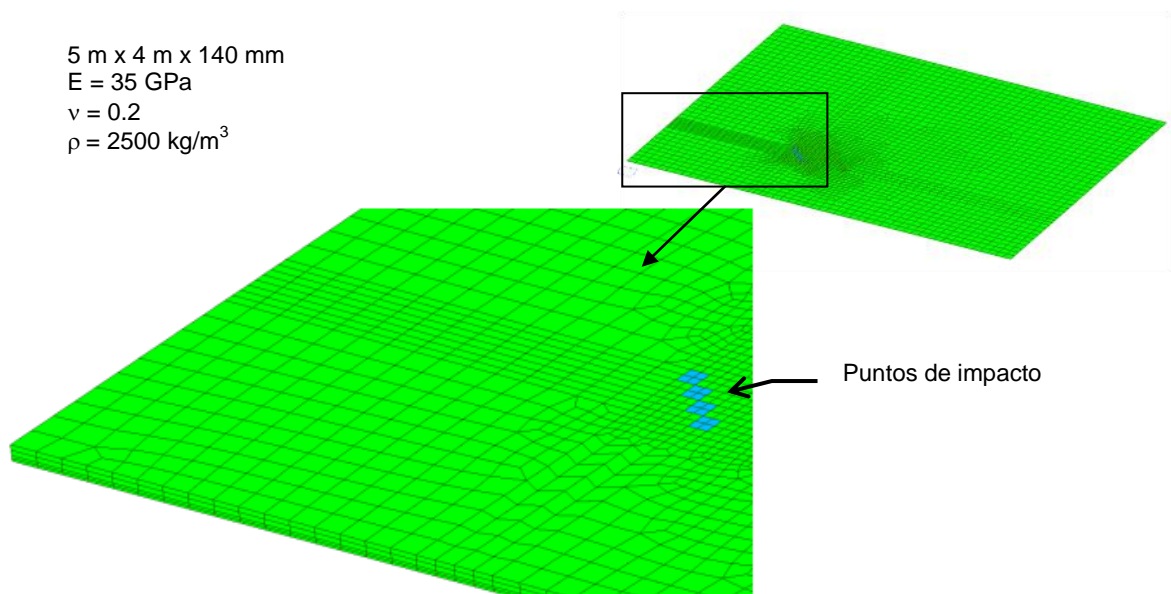


Figura 112: Modelo del suelo y puntos de aplicación de los impactos.

La calidad de la malla se ha comprobado con modelos 2D de 8772 nodos y 48308 nodos (referenciado como 2D2). El modelo 3D tiene 55684 nodos. Se han tomado resultados de aceleraciones en 10 puntos, indicados en la Figura 113.

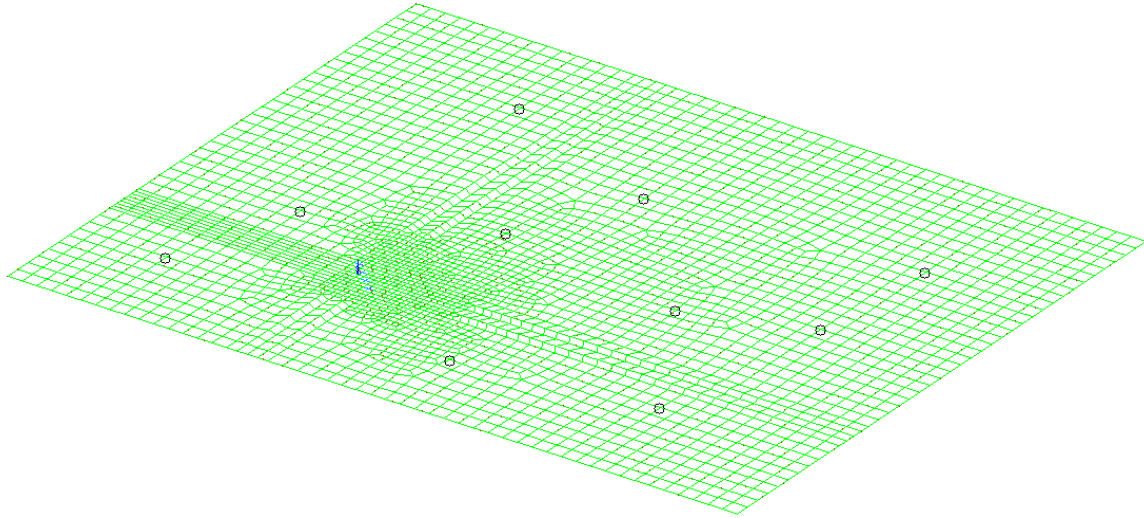


Figura 113: Puntos de medida de resultados de aceleraciones.

3.4.1.3. Excitación tipo máquina de martillos

La excitación es similar a la producida por una máquina de martillos normalizada. Se trata de la aplicación de impactos con una fuerza de 10 N, en 5 puntos separados 100 mm. En cada punto el impacto es cada 0,5 s, resultando una frecuencia de excitación de 10 Hz (Figura 114). Los puntos se han situado formando 45° con los ejes de la placa (Figura 112). El tiempo de medida ha sido 10 s, dado que la señal se estabiliza rápidamente y no es necesario un tiempo mayor.

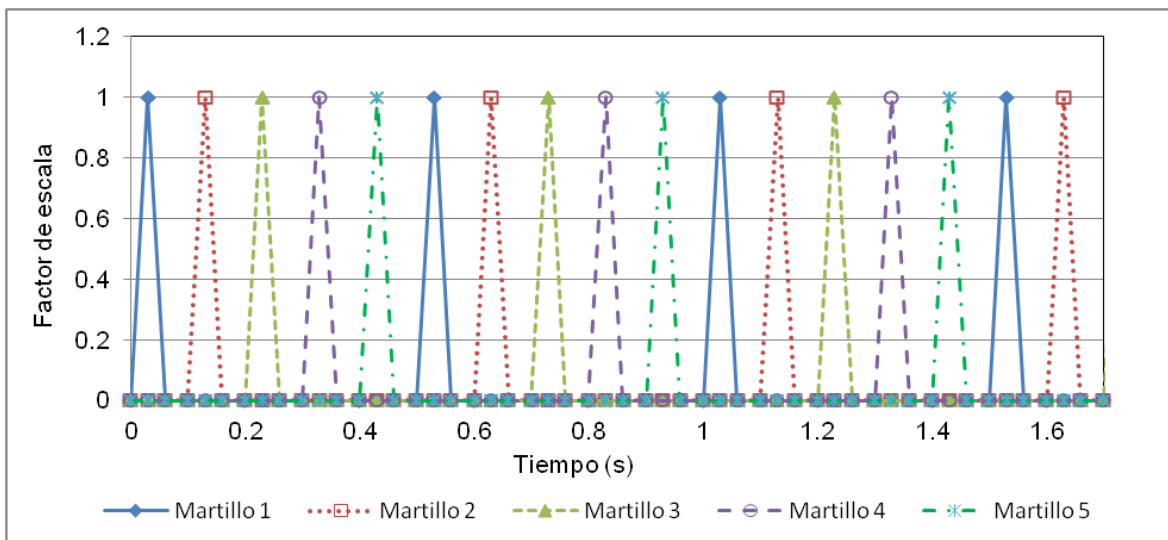


Figura 114: Excitación tipo máquina de martillos. Cada color/tipo de línea indica el factor aplicado a cada martillo.

3.4.1.4. Validación de los modelos

La vibración de placas rectangulares es un problema que está documentado en el manual de verificación del programa, por lo que sólo se estudiará el tamaño adecuado del elemento y la utilización de elementos 2D y 3D. Se han calculado los 60 primeros modos, llegando a una frecuencia en torno a los 890 Hz.

La calidad de la malla se ha comprobado con modelos de elementos 2D de 8772 nodos y 48308 nodos (referenciado como 2D2) y con un modelo de elementos 3D de 55684 nodos. Tomando como referencia la malla más densa (2D2), la diferencia con el resto de mallas, para el caso en el que el contorno está apoyado, se muestra en la Figura 115. Tanto en los modelos apoyados como en los modelos empotrados, se observa una diferencia casi nula entre los modelos 2D2 y 2D. La diferencia con el modelo 3D es menor del 5 %, siendo menor en el modelo empotrado.

La respuesta en frecuencia que se obtiene es muy similar para los modelos 2D y 3D, sobre todo a frecuencias bajas, aumentando ligeramente la diferencia a frecuencias altas. En la Figura 116 se muestra la aceleración por unidad de fuerza de excitación en una posición aleatoria del suelo. Los dos modelos 2D no muestran diferencias significativas.

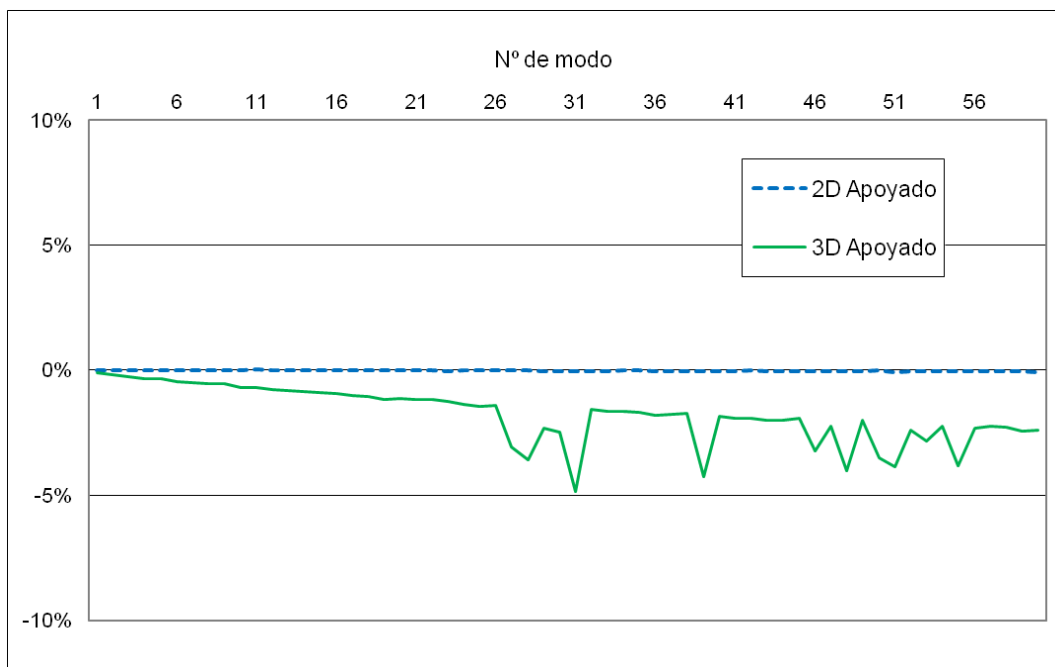


Figura 115: Diferencias en las frecuencias de los primeros 60 modos entre el modelo 2D2 (tomado como referencia) y los modelos 2D y 3D, apoyados en el contorno.

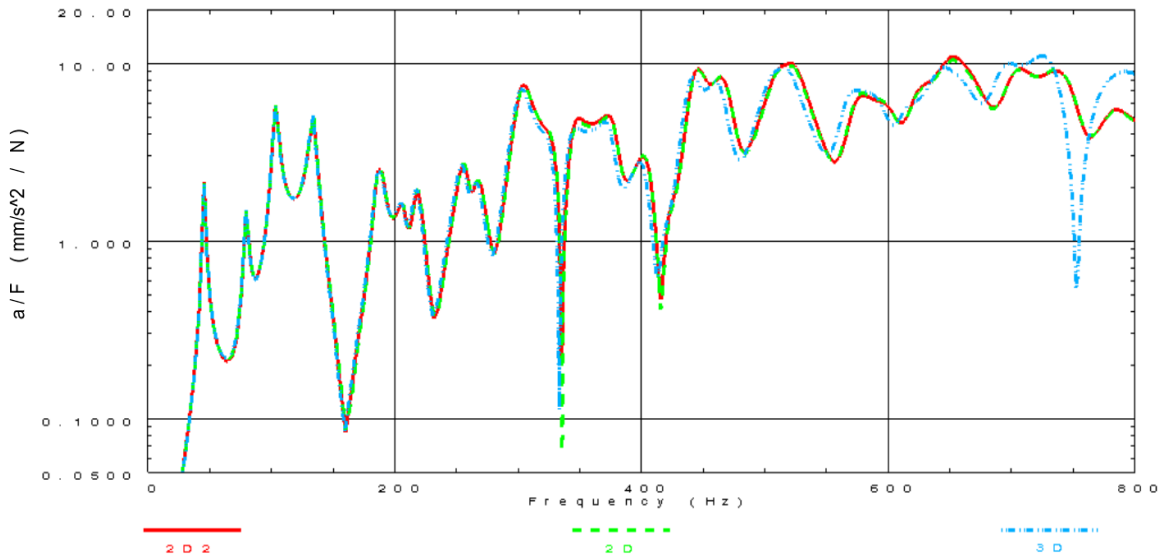


Figura 116: Aceleración por unidad de fuerza de excitación, en una posición aleatoria, en los modelos 2D2, 2D y 3D.

En vista de lo anterior, el modelo de elementos 2D, de 8772 nodos, se considera adecuado. Para ese tamaño del elemento (0,1 m o menor), considerando 10 elementos por longitud de onda de flexión, la frecuencia máxima sería 3500 Hz, por lo que, para la frecuencia máxima calculada en algunos modelos (3564 Hz), resultan 9,8 elementos por longitud de onda.

3.4.1.5. Resultados y conclusiones

En la Figura 117 se representan los resultados del nivel de aceleración (L_a) obtenidos con modelos 2D2, 2D y 3D, en bandas de frecuencia de un tercio de octava. Se observa que los distintos modelos proporcionan resultados similares, por lo que se puede conseguir una simplificación significativa usando el modelo 2D, permitiendo el estudio de frecuencias más altas.

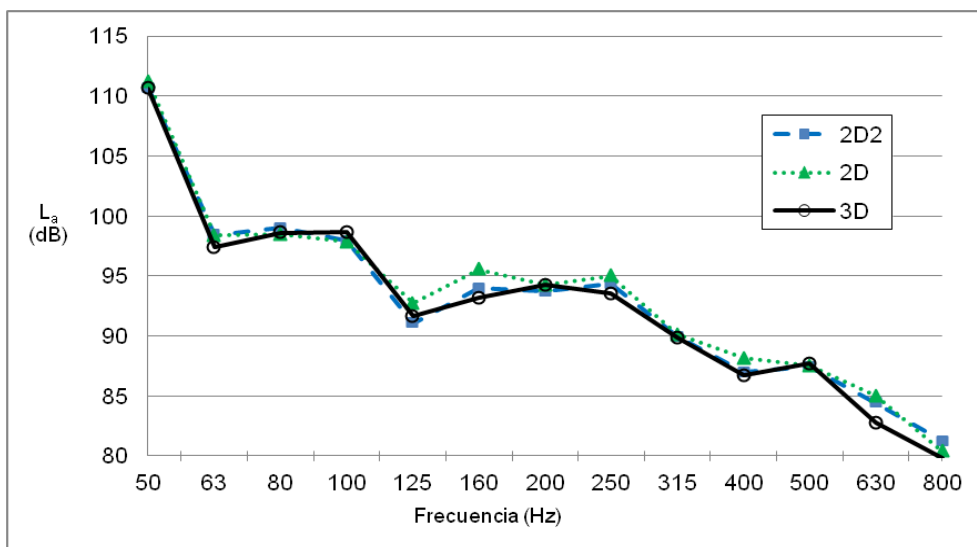


Figura 117: Niveles de aceleración en los modelos 2D2, 2D y 3D.

Para tener una referencia de los valores obtenidos, se ha calculado el nivel de aceleración ponderado, según la norma EN ISO 717-2 (2013), comparando su valor con el nivel normalizado ponderado de la presión de ruido de impactos para el suelo de referencia sin recubrimiento ($L_{n,r,0,w}$) indicado en la norma EN ISO 10140-5 (2011) para el suelo de referencia pesado, tipo C, tomado como base para este estudio.

En la Figura 118 se observa que, a pesar de haber realizado los cálculos con los primeros 60 modos, los resultados de los modelos FEM y el valor de referencia son próximos. En cuanto a la comparación entre los distintos modelos, que es el objetivo principal de este apartado, los valores obtenidos son los mismos en los modelos 2D2 y 3D, y solo 1 dB mayor en el modelo 2D. En consecuencia, se confirma que el modelo con elementos 2D resulta adecuado para realizar los cálculos.

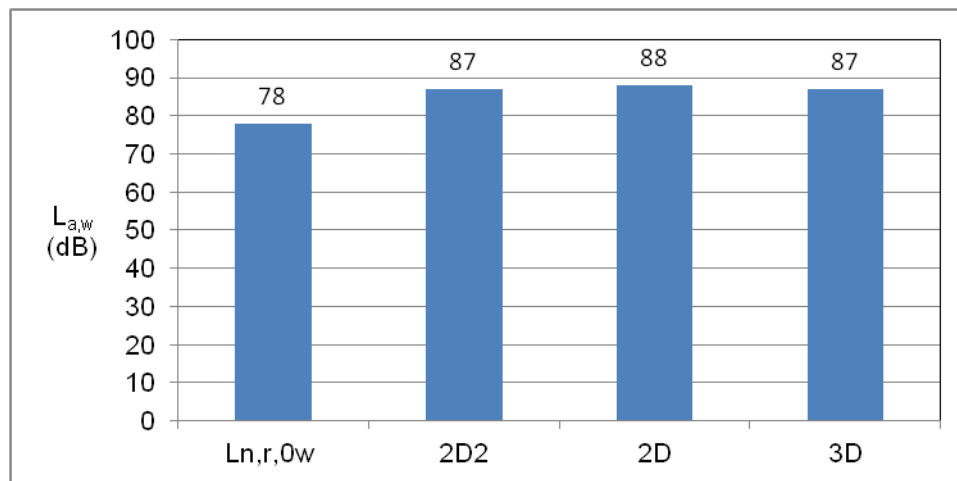


Figura 118: Nivel normalizado ponderado de la presión de ruido de impactos para el suelo de referencia pesado sin recubrimiento ($L_{n,r,0,w}$) y niveles de aceleración ponderados de los modelos 2D2, 2D y 3D.

3.4.2. Análisis según la norma EN ISO 16251

3.4.2.1. Objetivos

En este apartado se pretende analizar la reducción del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL) mediante modelos de elementos finitos, tomando como referencia el modelo de ensayo descrito en la norma EN ISO 16251-1 (2015). Se utilizarán dos capas elásticas (muestras M2 y M6). Con la muestra M2 se estudiará la influencia de algunos de los parámetros utilizados en los modelos, como la rigidez de los apoyos de la losa, el tipo de apoyos (elementos 3D, muelles y sólido libre) y el tipo de fuente de excitación (máquina de martillos (MM), excitación estacionaria puntual (MMFi) y carga de impacto). Las conclusiones obtenidas se aplicarán al caso en el que se usa la muestra M6 como capa elástica.

3.4.2.2. Materiales

El material que se utiliza en la losa y en la placa flotante es hormigón, con las propiedades indicadas en la Tabla 14 (p. 157). El suelo flotante tiene un espesor de 20 mm. Como capas elásticas se utilizarán las muestras M2 y M6, cuyas propiedades se muestran en la Tabla 12 (p. 123).

Para los apoyos se han utilizado dos modelos de material. Un modelo contiene elementos 3D con un material elástico de densidad 10 kg/m^3 , coeficiente de Poisson 0,3 y módulo de Young variable, según la frecuencia propia que se determine. Estos módulos de Young han estado en torno a los 8 MPa. El segundo modelo para los apoyos, utiliza elementos tipo muelle, también con rigidez variable según la frecuencia propia que se determine.

3.4.2.3. Geometría y mallas

La instalación a modelizar consiste en una losa de hormigón, colocada sobre soportes blandos en sus cuatro esquinas. El tamaño de la losa es de 120 cm x 80 cm x 20 cm. La superficie de los apoyos es de 8 cm x 8 cm. Sobre esta losa se coloca una capa elástica y una placa flotante de hormigón, para simular un suelo flotante.

De acuerdo con lo indicado en el apartado 3.4.1.5 (p. 172), en la losa y en la placa flotante se utilizan mallas con elementos 2D, tipo "*Thin shell parabolic quadrilateral*", con la formulación de lámina gruesa de Mindlin. De acuerdo con los análisis realizados en los apartados anteriores de este trabajo, se utiliza un tamaño nominal de elemento de 50 mm, resultando 504 elementos y 1597 nodos. La malla se muestra en la Figura 119.

Dado que algunos elementos muestran cierta distorsión, se ha realizado un análisis de este parámetro, resultando unos valores indicados en la Figura 120. La distorsión mínima es de 0,59 y se produce en pocos elementos sin afectar especialmente a una zona de interés. La distorsión media es de 0,91, próxima a 1 que es el valor para el elemento sin distorsión. De acuerdo con estos valores y con la localización de los elementos distorsionados, se ha considerado que la malla es adecuada.

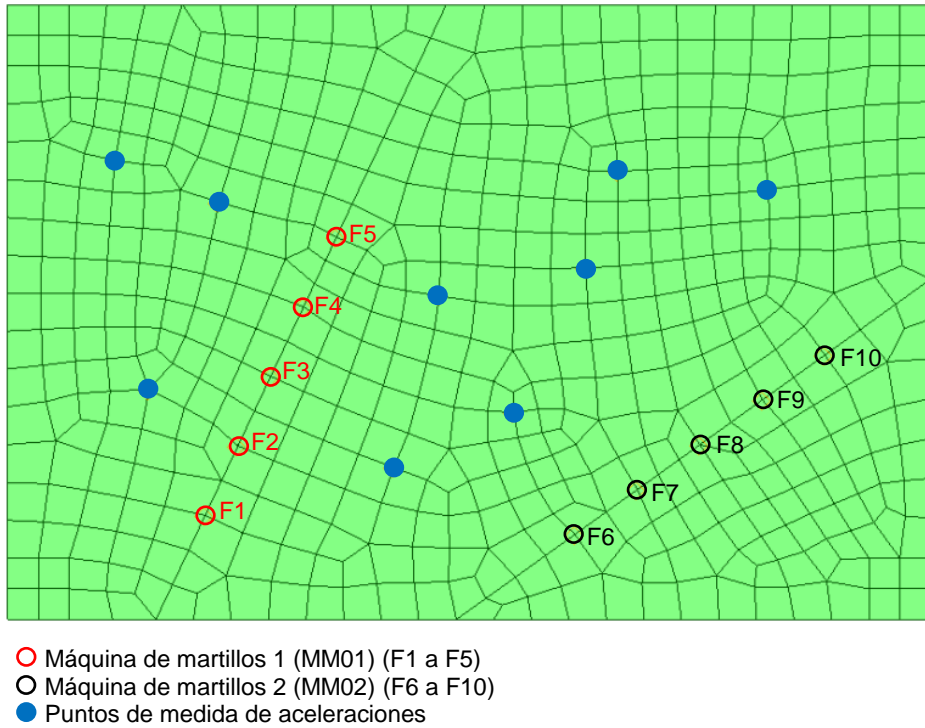


Figura 119: Malla de la losa, con indicación de los puntos de impacto y de los puntos de medida de aceleraciones.

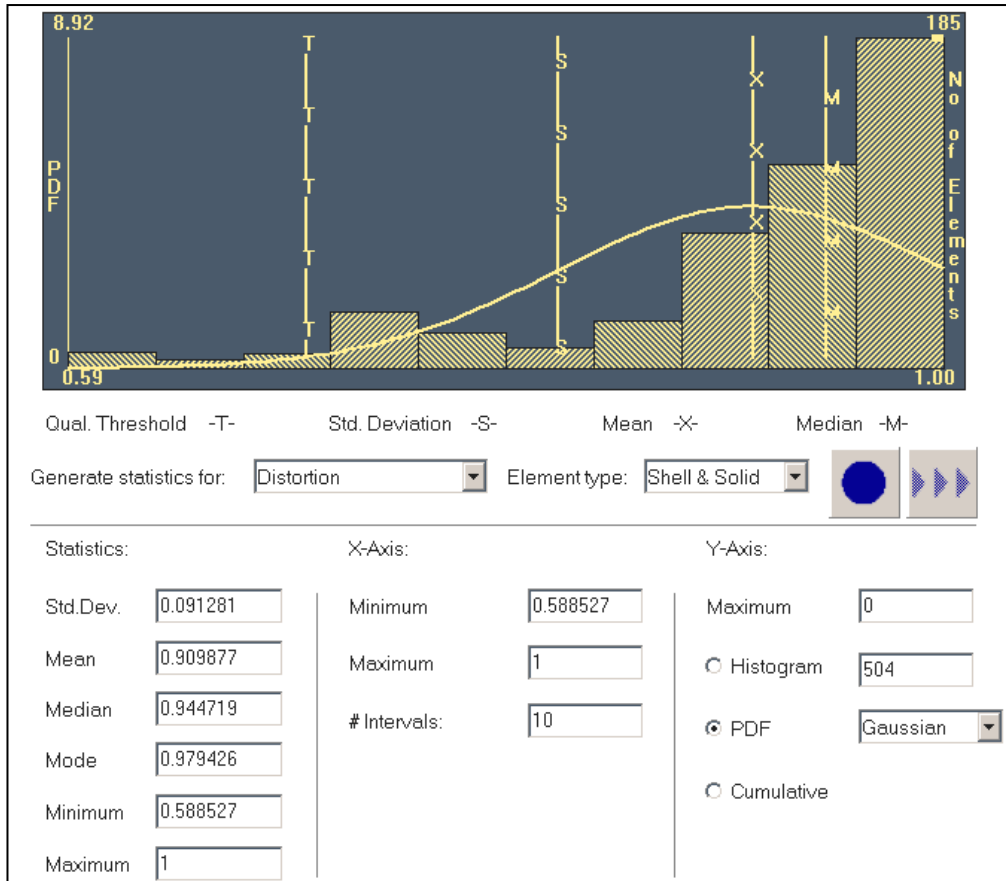


Figura 120: Resultados de distorsión de la malla.

Para modelizar las capas elásticas se utilizan elementos tipo muelle, nodo a nodo traslacional. La rigidez es calculada a partir de la rigidez dinámica, multiplicando por la superficie de la capa elástica y dividiendo entre el número de muelles. Resultan 1597 muelles, con una rigidez de 8373 N/m para la muestra 2 (M2) y una rigidez de 3209 N/m para la muestra 6 (M6).

3.4.2.4. Cargas y condiciones de contorno

Para las condiciones de contorno de movimientos, se consideran tres situaciones: dos tipos de apoyo y la condición de sólido libre. Un tipo de apoyo consiste en elementos 3D, tipo “*solid parabolic brick*”, con 8 elementos por apoyo (Figura 121a). Cada uno de los apoyos tiene unas dimensiones de 8 cm x 8 cm x 1 cm. El otro tipo de apoyo introduce elementos muelle en la superficie (Figura 121b). En ambos casos, los nodos inferiores tienen impedidos todos los movimientos.

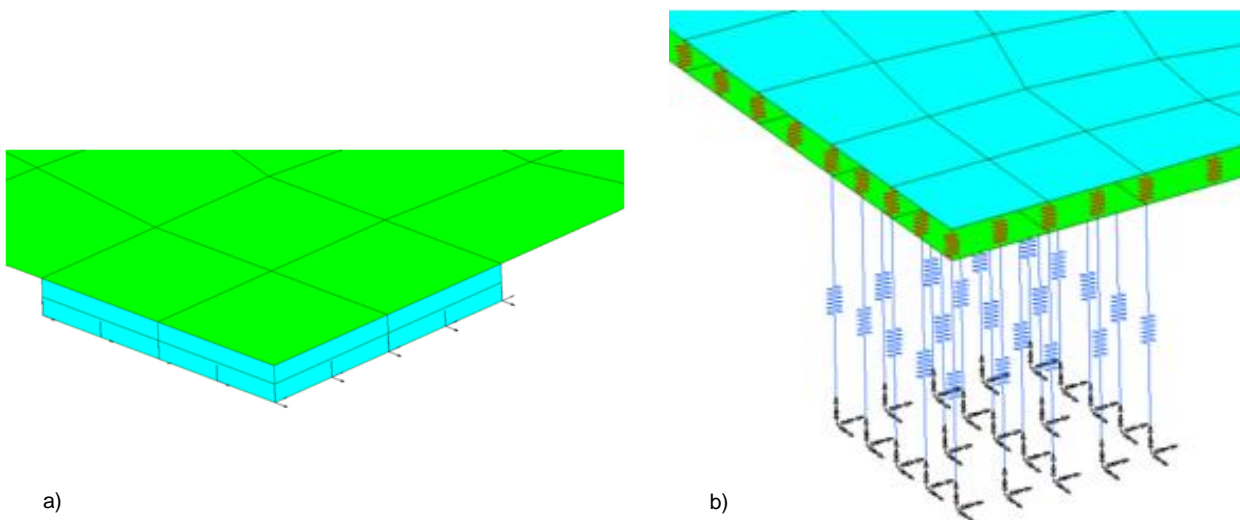


Figura 121: Tipos de apoyos: a) Elementos 3D y losa desnuda. b) Elementos muelle y modelo con capa elástica M2.

En cuanto a las excitaciones, se consideran tres tipos. La primera es una excitación tipo máquina de martillos (MM), definida en el punto 3.4.1.3 (p. 170). La segunda es una excitación estacionaria puntual (MMFi, donde Fi es el punto de aplicación). Esta excitación consiste en concentrar en un punto los impactos de la máquina de martillos, resultando la misma frecuencia de 10 Hz. Por último, se ha utilizado una carga de impacto, como la indicada en el punto 3.2.5 (p. 126).

3.4.2.5. Análisis de los resultados

En primer lugar se analizarán los resultados de la reducción del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL) cuando se usa la muestra M2 como capa elástica. Se estudiará la influencia de algunos de los parámetros utilizados en los modelos, como la rigidez de los apoyos de la losa, el tipo de apoyos (elementos 3D, muelles y sólido libre) y el tipo de fuente de excitación (máquina de martillos (MM), excitación estacionaria puntual (MMFi) y carga de impacto). Las conclusiones obtenidas se aplicarán al caso en el que se usa la muestra M6 como capa elástica.

Se comienza analizando la influencia de la rigidez de los apoyos cuando se usa la muestra M2 como capa elástica. La Figura 122 muestra los resultados de ΔL con apoyos de diferente frecuencia de resonancia, cuando se utiliza una excitación tipo máquina de martillos (MM). Además de los valores promedio de las dos posiciones de la máquina de martillos, se representan las barras de error, que indican los valores máximo y mínimo en cada banda de un tercio de octava. También se representan las estimaciones dadas por las Ec. 148 y Ec. 149, incluidas en la norma EN ISO 12354-2 (2001), anexo C (punto 2.10, p. 72, de esta tesis).

Teniendo en cuenta los intervalos de las barras de error, puede decirse que la influencia de la posición de la máquina de martillos es pequeña en general, aunque en algunos casos puede llegar a ser significativa. Por lo tanto, parece recomendable utilizar, al menos, dos posiciones de dicha máquina de martillos.

Se observa que los resultados varían al modificar la rigidez de los apoyos, por lo que es importante la correcta determinación de este parámetro. La norma EN ISO 16251-1 (2015) y Bjor (2010) indican que la resonancia vertical de la losa de hormigón sobre los soportes elásticos debe ser inferior a 20 Hz, pero los resultados obtenidos en los cálculos realizados en este trabajo son mejores cuando las frecuencias de los apoyos son 38 ó 40 Hz, como se comentará más adelante. Otros autores han publicado resultados utilizando frecuencias de resonancia de los apoyos entre 27 y 38 Hz (Foret et al. 2011; Pereira et al. 2014; Schmidt et al. 2013).

Tomando como referencia las estimaciones de la norma EN ISO 12354-2 (2001), los mejores resultados parecen ser cuando las frecuencias de los apoyos son 38 ó 40 Hz. En este apartado se utilizarán como referencia, cuando se usa la muestra M2, los resultados de los apoyos con una frecuencia de resonancia de 40 Hz, ya que son semejantes a los obtenidos con otras frecuencias de resonancia en los apoyos, en las bandas de frecuencias bajas y medias, y además son más estables.

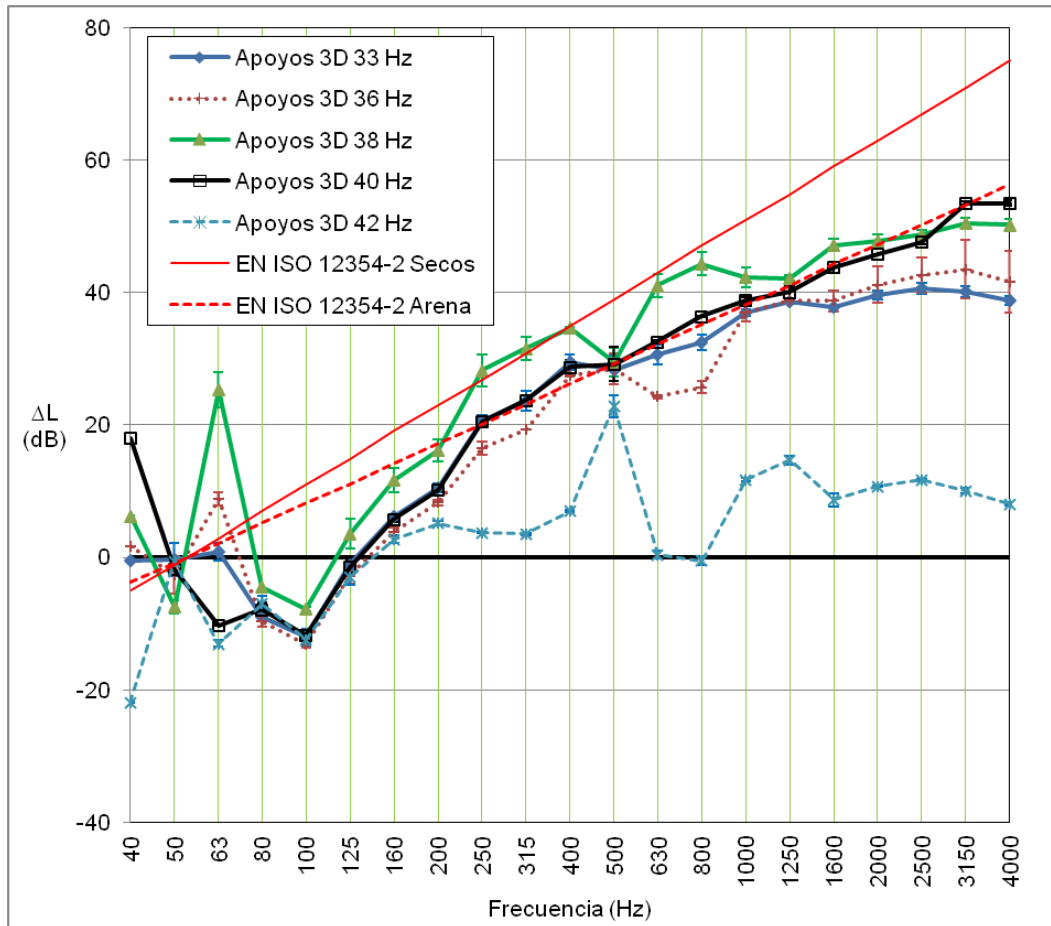


Figura 122: Reducción del nivel de presión de ruido de impactos cuando los apoyos son elementos 3D, con diferente frecuencia de resonancia. Excitación tipo máquina de martillos. Capa elástica M2.

Es interesante recordar que, de acuerdo con el apartado 2.4.1 (p. 29), el cálculo analítico de la frecuencia de resonancia de los apoyos 3D con el modelo masa-muelle de un grado de libertad es más preciso si se incluye el parámetro M (P-wave modulus), en lugar de E (Módulo de Young), para tener en cuenta la influencia del coeficiente de Poisson. Por lo tanto, el cálculo analítico se realizaría con las Ec. 167 y Ec. 168, siendo S la superficie y L la longitud. Por ejemplo, en el caso de los apoyos 3D con una frecuencia de resonancia de 40 Hz, la frecuencia resultante en el cálculo por el FEM es de 40,2 Hz, la frecuencia calculada utilizando E es de 35.6 Hz y la frecuencia calculada utilizando M es de 41.3 Hz.

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{Ec. 167}$$

$$k = \frac{MS}{L} \quad \text{Ec. 168}$$

En cuanto a la influencia del tipo de apoyos de la losa de hormigón (elementos 3D, muelles y sólido libre), en la Figura 123 se muestran los resultados de ΔL (con excitación tipo MM) cuando los apoyos son muelles y cuando los apoyos son elementos 3D, ambos con una frecuencia de resonancia teórica de 41.3 Hz, según el cálculo analítico indicado en el párrafo anterior. La frecuencia de resonancia resultante en los cálculos por el FEM fue de 40,2 Hz en el caso de elementos 3D y 40,8 Hz en el caso de elementos muelle. Además de los valores promedio de las dos posiciones de la máquina de martillos, se representan las barras de error, que indican los valores máximo y mínimo para cada banda de un tercio de octava.

Para frecuencias bajas y medias los resultados son casi coincidentes, con barras de error casi inapreciables. En frecuencias altas los resultados tienden a diferenciarse. Los elementos muelle no poseen masa, aunque pueden incluir amortiguamiento viscoso y estructural. Esta ausencia de masa podría explicar las diferencias. Parece más adecuado utilizar apoyos modelizados con elementos 3D, sobre todo cuando se requieren resultados a frecuencias altas.

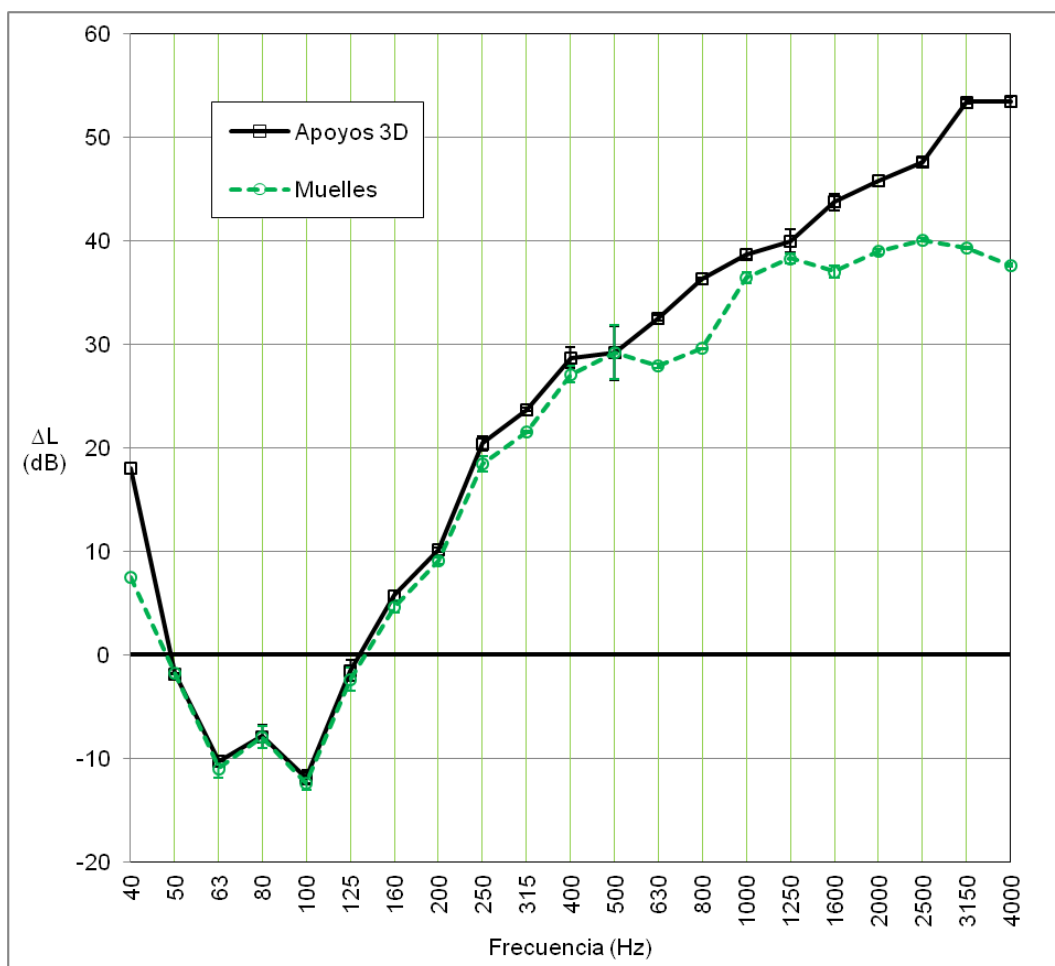


Figura 123: Reducción del nivel de presión de ruido de impactos con apoyos de elementos 3D y con apoyos de muelles, para vínculos equivalentes en frecuencia (40 Hz). Excitación tipo máquina de martillos. Capa elástica M2.

Cuando se utilizan condiciones de sólido libre, los resultados de ΔL se muestran en la Figura 124, comparados con el apoyo modelizado con elementos 3D de 40 Hz, con excitación tipo MM. Los resultados con la condición de sólido libre se representan para la excitación tipo MM y para la excitación tipo impacto en el punto F3.

Se observa un desplazamiento importante en los resultados del modelo sólido libre con excitación tipo máquina de martillos, debido a que la rutina de cálculo incluye automáticamente muelles para corregir la singularidad del sistema. Cuando la excitación es tipo impacto, dichos elementos no influyen apreciablemente en los resultados, por lo que los resultados son semejantes a los obtenidos con otras vinculaciones y excitaciones, aunque aparecen efectos no deseados en alguna banda de frecuencia. Una translación de los resultados obtenidos en el modelo sólido libre con la excitación tipo MM, proporciona resultados casi equivalentes a los obtenidos con el modelo de apoyos 3D (sólido libre corregido en la Figura 124).



Figura 124: Reducción del nivel de presión de ruido de impactos cuando los apoyos son elementos 3D (40 Hz) y cuando la condición es de sólido libre. Excitación tipo máquina de martillos (MM) y excitación tipo impacto en el punto F3.

Para valorar la influencia de concentrar en un punto los impactos de la máquina de martillos, se ha estudiado la excitación tipo estacionaria puntual en F3 (MMF3). Los resultados se representan en la Figura 125, donde puede apreciarse que la respuesta a este tipo de excitación es similar a la respuesta a la excitación tipo máquina de martillos (MM), aunque esta última es más regular y puede evitar la utilización de mayor número de puntos de excitación para alcanzar resultados más precisos.

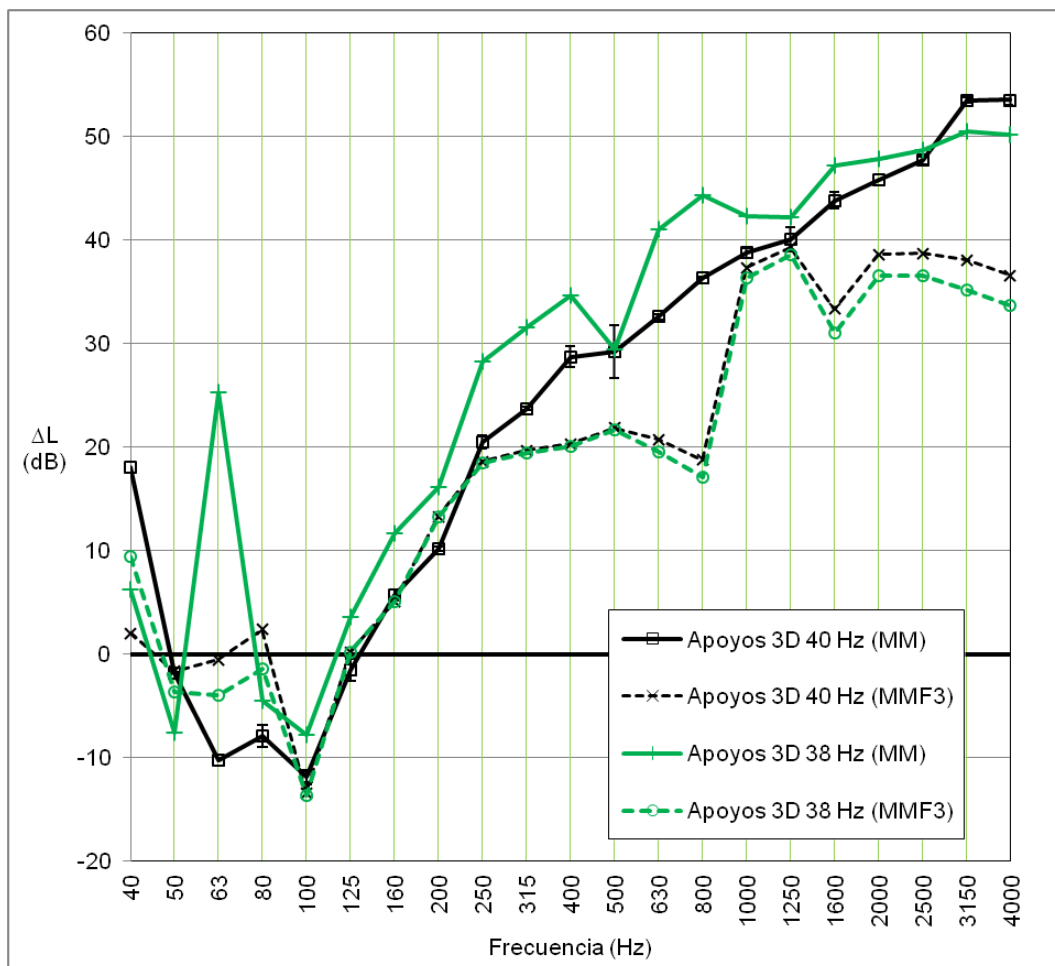


Figura 125: Reducción del nivel de presión de ruido de impactos cuando los apoyos son elementos 3D (40 Hz y 38 Hz) para una excitación tipo máquina de martillos (MM) y una excitación tipo estacionaria puntual en F3 (MMF3).

En la Tabla 16 se muestran los valores del nivel de aceleración ponderado ($L_{a,w}$) y su correspondiente término de adaptación espectral para los modelos de losa desnuda, según la norma EN ISO 717-2 (2013). En la Tabla 17 se muestran los parámetros anteriores, junto con la reducción ponderada del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL_w), para los modelos de capa flexible con la muestra M2.

Tabla 16: Nivel de aceleración ponderado y término de adaptación espectral para los modelos de losa desnuda.

	Muelles 40 Hz	Apoyos 3D 33 Hz	Apoyos 3D 36 Hz	Apoyos 3D 38 Hz	Apoyos 3D 40 Hz	Apoyos 3D 42 Hz
$L_{a,w}$ (dB)	38	4	38	42	39	38
C_i (dB)	-3	6	-4	-3	-3	-3

Tabla 17: Nivel de aceleración ponderado, término de adaptación espectral y reducción ponderada del nivel de presión de ruido de impactos para los modelos con muestra M2.

	Muelles 40 Hz M2	Apoyos 3D 33 Hz M2	Apoyos 3D 36 Hz M2	Apoyos 3D 38 Hz M2	Apoyos 3D 40 Hz M2	Apoyos 3D 42 Hz M2
$L_{a,w}$ (dB)	33	32	32	33	33	34
C_i (dB)	10	10	10	9	10	9
ΔL_w (dB)	19	20	19	25	20	7

En base a lo anterior, se elige como mejor modelo para el cálculo de la reducción del nivel de presión de ruido de impactos el caso de apoyos 3D, con una frecuencia de resonancia en los apoyos de 40 Hz, y con excitación tipo máquina de martillos. Resultaría un valor ponderado de $\Delta L_w=20$ dB, aunque podría esperarse un valor algo superior, dado el resultado para el caso de apoyos con frecuencia de resonancia de 38 Hz.

A continuación se aplicarán estas condiciones cuando la capa elástica es la muestra M6. Los resultados de ΔL se muestran en la Figura 126, junto con la estimación de la norma EN ISO 12354-2 (2001) para suelos secos y los resultados del modelo con la condición de sólido libre, que puede ayudar en la validación del modelo. Los mejores resultados se obtienen, en este caso, cuando la frecuencia de resonancia de los apoyos es de 36 ó 38 Hz, por lo que, dado el valor obtenido para la muestra M2, la frecuencia más adecuada puede depender de la capa elástica analizada.

En la Tabla 18 se muestran los valores del nivel de aceleración ponderado ($L_{a,w}$) junto con la reducción ponderada del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL_w) y sus correspondientes términos de adaptación espectral, para los modelos de capa flexible con la muestra M6. Resultaría un valor de ΔL_w entre 32 y 38 dB.

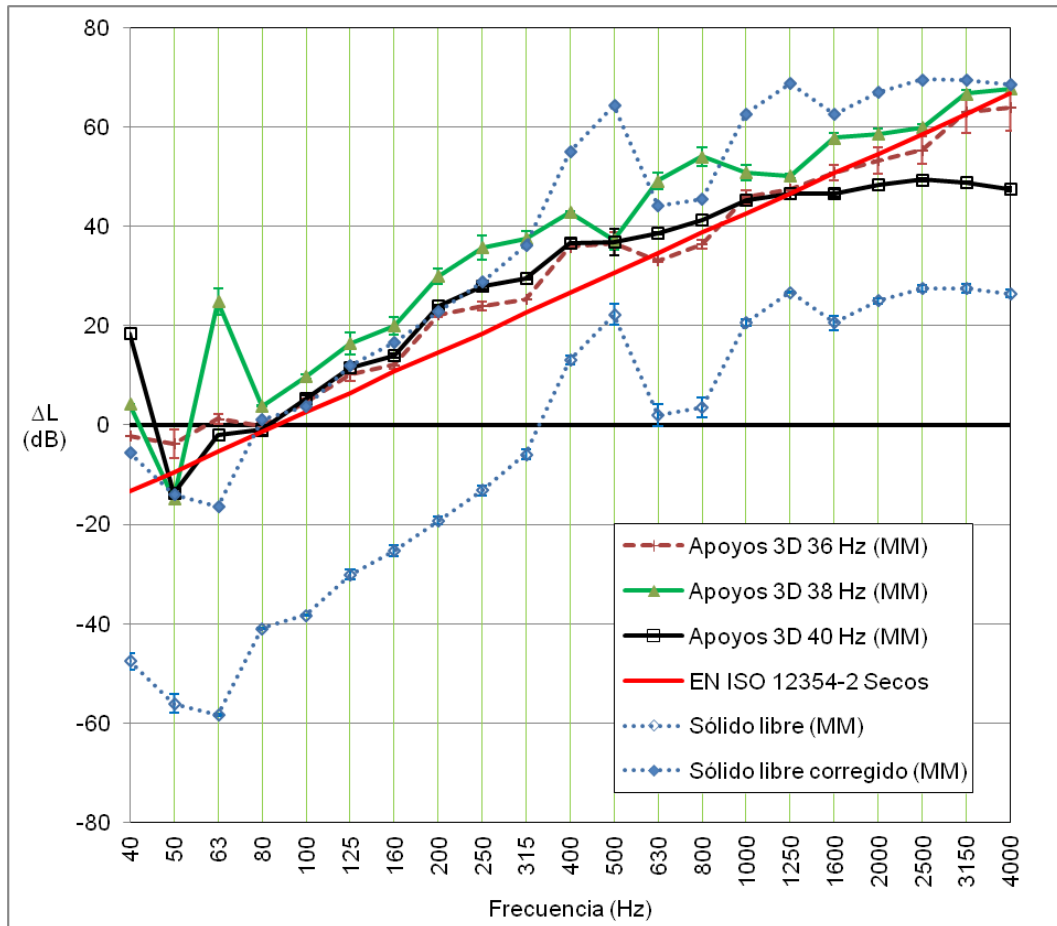


Figura 126: Reducción del nivel de presión de ruido de impactos cuando los apoyos son elementos 3D, con diferente frecuencia de resonancia. Excitación tipo máquina de martillos. Capa elástica M6.

Tabla 18: Nivel de aceleración ponderado y término de adaptación espectral y reducción ponderada del nivel de presión de ruido de impactos para los modelos con muestra M6.

	Apoyos 3D 36 Hz M6	Apoyos 3D 38 Hz M6	Apoyos 3D 40 Hz M6
$L_{a,w}$ (dB)	19	19	20
C_i (dB)	6	6	6
ΔL_w (dB)	32	38	33

3.4.2.6. Conclusiones sobre el análisis según la norma EN ISO 16251

Los modelos FEM han conseguido resultados adecuados, con el orden de precisión habitual en este tipo de problemas, de los valores de la reducción del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL), del nivel de aceleración ponderado ($L_{a,w}$) y de la reducción ponderada del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL_w). Pueden destacarse las siguientes conclusiones.

La influencia de la posición de la máquina de martillos es pequeña en general, aunque en algunos casos puede llegar a ser significativa. Por lo tanto, parece recomendable utilizar, al menos, dos posiciones de dicha máquina de martillos.

Los resultados varían al modificar la rigidez de los apoyos, por lo que es importante la correcta determinación de este parámetro. Los resultados obtenidos en los cálculos realizados en este trabajo son mejores cuando las frecuencias de los apoyos son 38 ó 40 Hz con la capa elástica M2 y 36 ó 38 Hz con la capa elástica M6.

El cálculo analítico de la frecuencia de resonancia de los apoyos 3D, con el modelo masa-muelle de un grado de libertad, es más preciso si se incluye el parámetro M (P-wave modulus), en lugar de E (Módulo de Young).

En cuanto a la influencia del tipo de apoyos de la losa de hormigón, parece más adecuado utilizar apoyos modelizados con elementos 3D, sobre todo cuando se requieren resultados a frecuencias altas. Para frecuencias bajas y medias, los resultados con apoyos modelizados con elementos tipo muelle son casi coincidentes con los anteriores, por lo que puede ser una simplificación adecuada en estos casos.

Cuando se utilizan condiciones de sólido libre, se observa un desplazamiento importante en los resultados del modelo cuando la excitación es del tipo máquina de martillos. Cuando la excitación es tipo impacto, los resultados son semejantes a los obtenidos con otras vinculaciones y excitaciones. Una translación de los resultados obtenidos en el modelo sólido libre con la excitación tipo MM, proporciona resultados casi equivalentes a los obtenidos con el modelo de apoyos 3D, y puede servir de referencia para validar los resultados.

Se consigue una buena aproximación, en algunas bandas de frecuencia, entre los valores proporcionados por la excitación tipo MM y la excitación tipo estacionaria puntual en F3. La respuesta de la máquina de martillos es más regular y evita la utilización de más puntos de excitación para alcanzar resultados más precisos, aunque es más costosa de modelizar.

En resumen, los resultados obtenidos con modelos FEM han permitido analizar la reducción del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL), para dos capas elásticas (muestras M2 y M6), estudiando la influencia de algunos de los parámetros utilizados en los modelos.

Este procedimiento permite realizar estudios sobre los parámetros involucrados sin utilizar de forma intensiva modelos físicos, que suelen ser más costosos y lentos. Además, se pueden adelantar algunos problemas, antes de construir las instalaciones de ensayo, y realizar comprobaciones cruzadas entre los resultados experimentales y numéricos, para evitar errores.

4. CONCLUSIONES Y LINEAS FUTURAS

4.1. Conclusiones

Como conclusión general puede decirse que el uso de modelos FEM con elementos 2D ha resultado adecuado para el estudio de la transmisión indirecta estructural y de la transmisión del ruido de impactos en edificios, lo que permite abordar problemas en frecuencias más altas, con menor esfuerzo computacional. El proceso de validación y calibración ha permitido dar fiabilidad al modelo FEM adoptado, valorando su diferencia con las medidas experimentales y con otros modelos FEM.

La aproximación obtenida con los modelos FEM se considera buena, comparada con otros estudios, y se podrían utilizar estos modelos para evaluar la influencia de otros parámetros en la diferencia de nivel de velocidad ($D_{v,ij}$), el índice de reducción de vibraciones (K_{ij}) o la reducción del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL).

Este procedimiento permite realizar estudios sobre los parámetros involucrados en la transmisión vibroacústica sin utilizar de forma intensiva modelos físicos, que suelen ser más costosos y lentos. Además, permite detectar algunos problemas, antes de construir las instalaciones de ensayo, y realizar comprobaciones cruzadas entre los resultados experimentales y numéricos, para dar mayor fiabilidad a los resultados.

A continuación se indican las conclusiones más destacadas, de acuerdo con los objetivos establecidos para esta tesis.

En el caso de barras unidas en L, se ha analizado la respuesta vibroacústica mediante modelos FEM determinando la diferencia de nivel de velocidad entre el elemento excitado y el elemento no excitado. Se ha prestado especial atención a la información sobre las mallas y los modos propios de vibración, así como al proceso de validación de los resultados, incluyendo análisis de convergencia y medidas experimentales. La principal conclusión es la siguiente:

- Se han conseguido modelos FEM que proporcionan resultados de la diferencia de nivel de velocidad similares a los obtenidos experimentalmente, tanto en bandas de frecuencia como promediados en frecuencia para obtener un valor único. En este último caso, la diferencia es inferior a 1,7 dB en la unión LG y de menos de 0,5 dB en la unión LF.

Respecto al caso de placas unidas en L, se ha estudiado la influencia de diferentes tipos de geometría, características del material, mallas y la incorporación de una capa elástica. Los resultados se han verificado y validado utilizando medidas experimentales y comparando diferentes modelos de cálculo. Las conclusiones más destacables son:

- Los resultados de D_v para los modelos sin capa elástica, experimentales y de los modelos FEM, son similares entre sí, tanto en bandas de frecuencia como promediados. Cuando se usan capas elásticas, los resultados experimentales y de los modelos FEM también son bastante similares, aunque con diferencias algo mayores.
- Se recomienda validar los modelos FEM utilizando como referencia los valores de D_v , ya que los resultados parecen ser bastante próximos sin necesidad de un ajuste preciso de las frecuencias propias.
- Se ha comprobado que se pueden obtener resultados satisfactorios con la utilización de 10 puntos para la medida de la velocidad, elegidos de forma aleatoria.
- El uso de diferente tipo de excitación, en el método experimental y en los modelos FEM, no parece haber afectado a los resultados de D_v , en general.

En relación con el cálculo del índice de reducción de vibraciones (K_{ij}) de una unión en cruz, se han analizado diferentes espesores, condiciones de excitación y otros parámetros de los modelos analizados. Las principales conclusiones son:

- Un tiempo de excitación y medida de 10 s ha sido suficiente para conseguir resultados estables.
- Los valores de la diferencia de nivel de aceleración ($\overline{D_{a,12}}$) y los valores de la diferencia de nivel de velocidad ($\overline{D_{v,12}}$) son semejantes, y no discrepan en más de 0,4 dB.
- Los resultados de K_{ij} , obtenidos con los modelos FEM, tienden a estar más dispersos al aumentar el espesor, pero muestran un comportamiento relativamente estable en función de la frecuencia, con valores ligeramente menores que los propuestos por la norma.

- Se puede ajustar el modelo para conseguir resultados más precisos, mediante una adecuada elección del valor del factor de pérdidas total, o del tiempo de reverberación estructural.

En cuanto a la simulación de la transmisión del ruido de impactos en suelos, se ha analizado la respuesta mediante modelos con mallas de elementos 2D y de elementos 3D y se ha estudiado la reducción del nivel de presión de ruido de impactos mediante modelos de elementos finitos, tomando como referencia el modelo de ensayo descrito en la norma EN ISO 16251-1 (2015). Se destacan las siguientes conclusiones:

- Los modelos FEM han conseguido resultados adecuados, con el orden de precisión habitual en este tipo de análisis, de los valores de la reducción del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL), del nivel de aceleración ponderado ($L_{a,w}$) y de la reducción ponderada del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL_w).
- La influencia de la posición de la máquina de martillos en los modelos FEM es pequeña en general, aunque en algunos casos puede llegar a ser significativa. Parece recomendable utilizar, al menos, dos posiciones de dicha máquina de martillos.
- Los resultados en los modelos FEM varían al modificar la rigidez de los apoyos, por lo que es importante la correcta determinación de este parámetro.
- El cálculo analítico de la frecuencia de resonancia de los apoyos 3D, con el modelo masa-muelle de un grado de libertad, es más preciso si se incluye el parámetro M (P-wave modulus), en lugar de E (Módulo de Young).
- Resulta más adecuado utilizar apoyos modelizados con elementos 3D. Los valores obtenidos en el modelo sólido libre, con la excitación tipo máquina de martillos, pueden servir de referencia para validar los resultados.
- Se consigue una buena aproximación, en general, entre los valores proporcionados por la excitación tipo máquina de martillos y la excitación tipo estacionaria puntual.

4.2. Líneas futuras

Este trabajo puede complementarse estudiando los siguientes aspectos:

- Calibración de modelos FEM utilizando diferentes parámetros, como el factor de pérdidas total, o del tiempo de reverberación estructural.
- Estudio de la influencia de caminos largos en las transmisiones indirectas.
- Estudio de incertidumbres.
- Optimización de variables.

También, este trabajo permite avanzar en las siguientes líneas de investigación:

- Cálculo por el FEM del índice de reducción de vibraciones (K_{ij}) de diferentes tipos de uniones, utilizando modelos que se aproximen más a la tipología estructural real, utilizada en las edificaciones. Pueden analizarse diferentes dimensiones y formas, soluciones constructivas y materiales. De esta forma pueden proponerse fórmulas empíricas que puedan mejorar las propuestas actuales de la normativa, particularizando las expresiones para tipologías más específicas y dando una predicción más ajustada a la realidad.
- Cálculo por el FEM de la reducción del nivel de presión de ruido de impactos (ΔL), utilizando modelos que se aproximen más a la tipología estructural real, utilizada en las edificaciones. De esta forma pueden proponerse fórmulas empíricas que puedan mejorar las propuestas actuales de la normativa, particularizando las expresiones para tipologías más específicas y dando una predicción más ajustada a la realidad.
- Análisis de la aplicabilidad de instalaciones experimentales a escala en el estudio de las transmisiones vibroacústicas.
- Desarrollo de soluciones a problemas tipo que puedan servir de referencia para validar otros métodos de cálculo.

REFERENCIAS

- Abbassian, F., Dawswell, D., & Knowles, N. (1987). *Selected benchmarks for natural frequency analysis*. Glasgow: NAFEMS.
- Adhikari, S. (2006). Damping modelling using generalized proportional damping. *Journal of Sound and Vibration*, 293(1–2), 156-170.
- Adhikari, S., & Woodhouse, J. (2001a). Identification of damping: Part 1, viscous damping. *Journal of Sound and Vibration*, 243(1), 43-61.
- Adhikari, S., & Woodhouse, J. (2001b). Identification of damping: Part 2, non-viscous damping. *Journal of Sound and Vibration*, 243(1), 63-68.
- Adhikari, S., & Woodhouse, J. (2002a). Identification of damping: Part 3, symmetry-preserving methods. *Journal of Sound and Vibration*, 251(3), 477-490.
- Adhikari, S., & Woodhouse, J. (2002b). Identification of damping: Part 4, error analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 251(3), 491-504.
- Alba, J., Escuder, E., Ramis, J., Del Rey, R., & Segovia, E. G. (2012). Vibration reduction index of a T-junction with a flexible interlayer. *Journal of Vibration and Acoustics*, 134(2), 021009.
- Alba, J., & Ramis, J. (2002). Efecto de la modificación del perfil en el rendimiento de altavoces dinámicos de radiación directa. *Revista Internacional de Métodos Numéricos*, vol. 18, no. 2, pp. 243-254.
- Alba, J., & Ramis, J. (2003). Modelling of impervious layers from measurements of the sound reduction index. *Applied Acoustics*, 64(4), 385-400.
- Alba, J., Ramis, J., Escuder, E., & del Rey, R. (2008). Effect of the estimation of the wall/floor junction type on the acoustic isolation. Paris.
- Alba Fernández, J., Ramis Soriano, J., Del Rey Tormos, R., Juliá Sanchis, E., & Segura Alcaraz, J. (2008a). Predicción del índice de reducción vibracional de uniones en cruz y en te mediante el método de los elementos finitos. *Acústica 2008*, Coimbra, Portugal.
- Alba Fernández, J., Ramis, J., Del Rey Tormos, R., Segura Alcaraz, J. G., & Gadea, J. M. (2008b). Simulación por el método de los elementos finitos del índice de reducción vibracional de uniones con suelos flotantes. *Acústica 2008*, Coimbra, Portugal.
- Allemang, R., De Clerck, J., Niezrecki, C., & Blough, J. R. (2012). *Topics in modal analysis I, volume 5*
- Amichi, K., Atalla, N., & Ruokolainen, R. (2010). A new 3D finite element sandwich plate for predicting the vibroacoustic response of laminated steel panels. *Finite Elements in Analysis and Design*, 46(12), 1131-1145.
- Andrade, C., González, J., Machimbarrena, M., & Herráez, M. (2005). Validation of EN 12354-1 prediction models by means of intensity and vibration measurement techniques in spanish buildings involving flanking airborne sound transmission. *Forum Acusticum 2005*,
- Anthony, D. K., Fernández, D., Luque, P., & Simón, F. (2005). Dynamic stiffness of elastic layers to improve the impact sound insulation of floors. *12th International Congress on Sound and Vibration 2005, ICSV 2005*, , 1. pp. 244-251.
- António, J., Moreira, A., & Tadeu, A. (2013). Impact sound transmission provided by concrete layers incorporating cork granules. *Noise Control Engineering Journal*, 61(5), 458-468.
- António, J., & Mateus, D. (2015). Influence of low frequency bands on airborne and impact sound insulation single numbers for typical portuguese buildings. *Applied Acoustics*, 89, 141-151.
- Arjunan, A., Wang, C. J., Yahiaoui, K., Mynors, D. J., Morgan, T., & English, M. (2013). Finite element acoustic analysis of a steel stud based double-leaf wall. *Building and Environment*, 67(0), 202-210.
- Arjunan, A., Wang, C. J., Yahiaoui, K., Mynors, D. J., Morgan, T., Nguyen, V. B., et al. (2014). Development of a 3D finite element acoustic model to predict the sound reduction index of stud based double-leaf walls. *Journal of Sound and Vibration*, 333(23), 6140-6155.

- Arora, V., Singh, S. P., & Kundra, T. K. (2009). Finite element model updating with damping identification. *Journal of Sound and Vibration*, 324(3–5), 1111-1123.
- Artís, P., García, C., Guasch, O., Janer, M., Rodríguez, P. V., Magrans, F., et al. (2011). Análisis experimental y simulación numérica de las vías de transmisión del ruido y vibraciones en edificación. proyecto vitraso. *42º Congreso Español De Acústica Encuentro Ibérico De Acústica. European Symposium on Environmental Acoustics and on Buildings Acoustically Sustainable*,
- Asakura, T., Ishizuka, T., Miyajima, T., & Toyoda, M. (2015). Finite-difference time-domain analysis of the vibration characteristics of a beam-plate structure using a dimension-reduced model. *Applied Acoustics*, 92(0), 75-85.
- Atalla, N., & Bernhard, R. J. (1994). Review of numerical solutions for low-frequency structural-acoustic problems. *Applied Acoustics*, 43(3), 271-294.
- Babuska, I., & Oden, J. T. (2004). Verification and validation in computational engineering and science: Basic concepts. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 193(36-38), 4057-4066.
- Bailhache, S., Villot, M., Guigou-Carter, C., & Jean, P. (2014). Vibration reduction indexes of façade T junctions with thermal bridge break or composed of more than two building element types. *Forum Acusticum 2014*, Krakow, POL.
- Balachandran, B., & Magrab, E. (2009). *Vibrations* Cengage Learning.
- Barbaresi, L., Semprini, G., & Schiavi, A. (2014). Acoustic performances of resilient layers for impact sound insulation in standard laboratory. *Forum Acusticum 2014*, Krakow, POL.
- Bard, D., Negreira, J., Kouyoumji, J. -, Borello, G., & Guigou, C. (2014). Challenges for acoustic calculation models in "silent timber build", part 1- FEM. *INTERNOISE 2014 - 43rd International Congress on Noise Control Engineering: Improving the World through Noise Control*,
- Baron, N., Bonfiglio, P., & Fausti, P. (2004). Dynamic stiffness of materials used for reduction in impact sound: Comparison between different in measurement techniques. *Acoustica*,
- Bathe, K. J. (1996). *Finite Element Procedures*, Prentice-Hall SCOPUS.
- Beranek, L. L. (1993). *Acoustics*. New York: *Acoustical Society of America*.
- Bériot, H., Gabard, G., & Perrey-Debain, E. (2013). Analysis of high-order finite elements for convected wave propagation. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 96(11), 665-688.
- Bettarello, F., Fausti, P., & Schiavi, A. (2007). On the dynamic stiffness of materials used under floating floors: Analysis of the resonant frequency dependence by excitation force amplitude using different measurement technique. *Proceedings of 19th International Congress on Acoustics, Madrid*, pp. 2-7.
- Bilsova, A. (2011). *Modal testing*. Investments in Education Development.
- Bjor, O. (2010). Simplified measurement of the reduction of transmitted impact noise by floor coverings. *Proceeding of the Baltic Nordic Acoustic Meeting*.
- Blanc, A. (2007). *Validation of vibro-acoustic numerical models*. (Ph.D., Purdue University). *ProQuest Dissertations and Theses*,
- Bograd, S., Schmidt, A., & Gaul, L. (2007). Modeling of damping in bolted structures. *VDI-Berichte, Nr. 2003*, 97.
- Boissenot, Jean-Marc. (1990). *Guide de validation des progiciels de calcul de structures AFNOR*.
- Boisson, C., Guyader, J. L., Millot, P., & Lesueur, C. (1982). Energy transmission in finite coupled plates, part II: Application to an L shaped structure. *Journal of Sound and Vibration*, 81(1), 93-105.
- Bouillard, P., Almeida, J. P. M., Decouvreur, V., & Mertens, T. (2008). Some challenges in computational vibro-acoustics: Verification, validation and medium frequencies. *Computational Mechanics*, 42(2), 317-326.
- Branco, F. G., & Godinho, L. (2013). On the use of lightweight mortars for the minimization of impact sound transmission. *Construction and Building Materials*, 45(0), 184-191.
- Braun, S., Ewins, D., & Rao, S. S. (2002). *Encyclopedia of vibration* Academic press.
- Carson II, J. S. (2002). Model verification and validation. *Winter Simulation Conference Proceedings*, , 1. pp. 52-58.

- Carvalho, A. P. O. (2006). Reproducibility in interlaboratory impact sound insulation measurements. *Proceedings of the ICSV 13-13th International Congress on Sound and Vibration*,
- Cha, S., & Chun, H. (2008). Insertion loss prediction of floating floors used in ship cabins. *Applied Acoustics*, 69(10), 913-917.
- Chevalier, Y., & Tuong, J. V. (2010). *Mechanical characterization of materials and wave dispersion* Wiley Online Library.
- Cho, T. (2013a). Vibro-acoustic characteristics of floating floor system: The influence of frequency-matched resonance on low frequency impact sound. *Journal of Sound and Vibration*, 332(1), 33-42.
- Cho, T. (2013b). Experimental and numerical analysis of floating floor resonance and its effect on impact sound transmission. *Journal of Sound and Vibration*, 332(25), 6552-6561.
- Cimpeanu, R., Martinsson, A., & Heil, M. (2015). A parameter-free perfectly matched layer formulation for the finite-element-based solution of the helmholtz equation. *Journal of Computational Physics*, 296, 329-347.
- Clasen, D., & Langer, S. (2007). Finite element approach for flanking transmission in building acoustics. *Building Acoustics*, 14(1), 1-14.
- Código Técnico De La Edificación (CTE) :Ley 38-1999, de 5 de Noviembre, de Ordenación de la Edificación, Real Decreto 314-2006, de 17 de Marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación, Real Decreto 1371-2007, de 19 de Octubre. 1134 (2008).
- Cook, R. D., Malkus, D. S., & Plesha, M. E. (1989). *Concepts and applications of finite element analysis* (3rd ed.). New York: Wiley.
- Cortes, A., & Esteban, A. (2004). Application of the european standard EN12354 to the spanish hollow constructions. *International Congress on Acoustics; ICA 2004*, Tokyo.
- COST Action FP0702. (2012). Net-acoustics for timber based lightweight buildings and elements
- Craik, R. J. M. (2001). Contribution of long flanking paths to sound transmission in buildings. *Applied Acoustics*, 62(1), 29-46.
- Craik, R. J. M., Bosmans, I., Cabos, C., Heron, K. H., Sarradj, E., Steel, J. A., et al. (2004). Structural transmission at line junctions: A benchmarking exercise. *Journal of Sound and Vibration*, 272(3-5), 1086-1096.
- Craik, R. J. M., Steel, J. A., & Evans, D. I. (1991). Statistical energy analysis of structure-borne sound transmission at low frequencies. *Journal of Sound and Vibration*, 144(1), 95-107.
- Craik, R. J. M., & Osipov, A. G. (1995). Structural isolation of walls using elastic interlayers. *Applied Acoustics*, 46(3), 233-249.
- Craik, R. J. M., & Wilson, R. (1996). Sound transmission through parallel plates coupled along a line. *Applied Acoustics*, 49(4), 353-372.
- Craven, P. G., & Gibbs, B. M. (1981). Sound transmission and mode coupling at junctions of thin plates, part I: Representation of the problem. *Journal of Sound and Vibration*, 77(3), 417-427.
- Cremer, L., Heckl, M., & Petersson, B. A. (2005). *Structure-borne sound: Structural vibrations and sound radiation at audio frequencies* Springer.
- Crispin, C., De Geetere, L., & Ingelaere, B. (2014). Extensions of EN 12354 vibration reduction index expressions by means of FEM calculations. *INTERNOISE 2014 - 43rd International Congress on Noise Control Engineering: Improving the World through Noise Control*,
- Crispin, C., Ingelaere, B., Van Damme, M., Wuyts, D., & Blasco, M. (2005). The vibration transmission loss at junctions including a column. pp. 1937-1942.
- Crispin, C., Mertens, C., Blasco, M., Ingelaere, B., Van Damme, M., & Wuyts, D. (2004). The vibration reduction index kij: Laboratory measurements versus predictions EN 12354-1 (2000). *Internoise 2004*, Prague. Czech Republic.
- Dascotte, E. (2004). Linking FEA with test. *Sound and Vibration*, 38(4), 12-17.
- Davies, G. A. O., Fenner, R. T., & Lewis, R. W. (1992). *Background to benchmarks* NAFEMS.
- DB HR. Protección frente al ruido. Con comentarios del ministerio de fomento (2011). Ministerio de Fomento.

- De Rozas, M. J., Escudero, S., Esteban, A., & De Lorenzo, A. (2005). Análisis de la reducción del ruido de impactos de revestimientos sobre diferentes forjados. *Tecniacústica 2005*, Terrassa.
- Del Coz Díaz, J. J., Álvarez Rabanal, F. P., García Nieto, P. J., & Serrano López, M. A. (2010). Sound transmission loss analysis through a multilayer lightweight concrete hollow brick wall by FEM and experimental validation. *Building and Environment*, 45(11), 2373-2386.
- Del Rey Tormos, R. M. (2010). Modelización del ruido transmitido por flancos en la edificación en nuevas soluciones constructivas. Retrieved from <http://hdl.handle.net/10251/6882>
- Del Rey, R., Alba, J., Ramis, J., & Escuder, E. (2010). Aplicación del método de los elementos finitos para la simulación de las transmisiones por flanco en uniones con suelos flotantes *Información Tecnológica*, 21(6), 67-78. doi:10.1612/inf.tecnol.4398it.09
- Del Rey, R., Alba, J., Ramis, J., Julia, E., & Segura, J. (2012). Propuesta de fórmula empírica para el factor de pérdidas. *Revista Internacional De Métodos Numéricos Para Cálculo y Diseño En Ingeniería*, 28(3), 142-147.
- Díaz-Cereceda, C. (2013). Efficient models for building acoustics: Combining deterministic and statistical methods. Universitat Politècnica de Catalunya.
- Díaz-Cereceda, C., Hetherington, J., Poblet-Puig, J., & Rodríguez-Ferran, A. (2011). A deterministic model of impact noise transmission through structural connections based on modal analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 330(12), 2801-2817.
- Dikavicius, V., & Miškinis, K. (2009). Change of dynamic stiffness of open and closed cell resilient materials after compressibility test. *Medziagotyra*, 15(4), 368-371.
- Du, J., Li, W. L., Liu, Z., Yang, T., & Jin, G. (2011). Free vibration of two elastically coupled rectangular plates with uniform elastic boundary restraints. *Journal of Sound and Vibration*, 330(4), 788-804.
- EHE 08: Instrucción de Hormigón Estructural (2010). España, Ministerio de Fomento.
- El-Dardiry, E., & Ji, T. (2006). Modelling of the dynamic behaviour of profiled composite floors. *Engineering Structures*, 28(4), 567-579.
- El-Dardiry, E., Wahyuni, E., Ji, T., & Ellis, B. R. (2002). Improving FE models of a long-span flat concrete floor using natural frequency measurements. *Computers & Structures*, 80(27-30), 2145-2156.
- Emms, G., Chung, H., McGunnigle, K., & Dodd, G. (2006). Improving the impact insulation of light timber floors. *1st Australasian Acoustical Societies' Conference 2006, ACOUSTICS 2006: Noise of Progress*, pp. 147-153.
- EN 12354-1:2000. Acústica de la edificación. Estimación de las características acústicas de las edificaciones a partir de las características de sus elementos. Parte 1: Aislamiento acústico del ruido aéreo entre recintos, (2000).
- EN 12354-2:2001. Acústica de la edificación. Estimación de las características acústicas de las edificaciones a partir de las características de sus elementos. Parte 2: Aislamiento acústico a ruido de impactos entre recintos, (2001).
- EN 12431:2013 . Productos aislantes térmicos para aplicaciones en la edificación. Determinación del espesor de los productos de aislamiento de suelos flotantes. (2013).
- EN 16205:2013. Medición en laboratorio del ruido de pisadas sobre suelos, (2013).
- EN 29052-1:1992 (ISO 9052: 1989). Acústica. Determinación de la rigidez dinámica. Parte 1: Materiales utilizados bajo suelos flotantes en viviendas. (1992).
- EN ISO 10140-1: 2011. Acústica. Medición en laboratorio del aislamiento acústico de los elementos de construcción. Parte 1: Reglas de aplicación para productos específicos, (2011).
- EN ISO 10140-2: 2011. Acústica. Medición en laboratorio del aislamiento acústico de los elementos de construcción. Parte 2: Medición del aislamiento acústico al ruido aéreo, (2011).
- EN ISO 10140-3: 2011. Acústica. Medición en laboratorio del aislamiento acústico de los elementos de construcción. Parte 3: Medición del aislamiento acústico al ruido de impactos, (2011).
- EN ISO 10140-4: 2011. Acústica. Medición en laboratorio del aislamiento acústico de los elementos de construcción. Parte 4: Procedimientos y requisitos de medición, (2011).

- EN ISO 10140-5: 2011. Acústica. Medición en laboratorio del aislamiento acústico de los elementos de construcción. Parte 5: Requisitos para instalaciones y equipos de ensayo, (2011).
- EN ISO 10848-1:2007. Acústica. Medida en laboratorio de la transmisión por flancos del ruido aéreo y del ruido de impacto entre recintos adyacentes. Parte 1: Documento marco, (2007).
- EN ISO 10848-3:2007. Medida en laboratorio de la transmisión por flancos del ruido aéreo y del ruido de impacto entre recintos adyacentes. Parte 3: Aplicación a elementos ligeros cuando la unión tiene una influencia importante, (2007).
- EN ISO 10848-4:2011. Medida en laboratorio de la transmisión por flancos del ruido aéreo y del ruido de impacto entre recintos adyacentes. Parte 4: Aplicación a las juntas con al menos un elemento pesado, (2011).
- EN ISO 140-7: 1999. Acústica. Medición del aislamiento acústico en los edificios y de los elementos de construcción. Parte 7: Medición in situ del aislamiento acústico de suelos al ruido de impactos, (1999).
- EN ISO 16251-1:2015. Acústica. Medición en laboratorio de la reducción de la transmisión del ruido de impacto por revestimientos de suelo sobre un suelo de pequeñas dimensiones. Parte 1: Suelos pesados. (ISO 16251-1:2014), (2015).
- EN ISO 3382-2:2008. Acústica. Medición de parámetros acústicos en recintos. Parte 2: Tiempo de reverberación en recintos ordinarios (ISO 3382-2:2008). (2008).
- EN ISO 717-1: 2013. Acústica. Evaluación del aislamiento acústico en edificios y elementos de construcción. Parte 1: Aislamiento a ruido aéreo, (2013).
- EN ISO 717-2: 2013. Acústica. Evaluación del aislamiento acústico en edificios y elementos de construcción. Parte 2: Aislamiento a ruido de impactos, (2013).
- EN ISO 80000-8:2009. Magnitudes y unidades. Parte 8: Acústica. (ISO 80000-8:2007), (2009).
- Escuder Silla, E. M. (2008). Estudio del comportamiento acústico de estructuras multicapa mediante NAH. Retrieved from <http://hdl.handle.net/10251/1860>
- Esteban, A., Fuente, M., Arribillaga, O., & Garcia-Borreguero, I. (2005). Accuracy of prediction models applied to spanish buildings. *Forum Acusticum Budapest 2005: 4th European Congress on Acustics*, pp. 2365-2369.
- Ewins, D. J., & Imregun, M. (1986). State-of-the-art assessment of structural dynamic response analysis methods (dynas). *Shock and Vibration Bulletin*, (pt 1) pp. 59-90.
- Ewins, D. J., & Imregun, M. (1987). A survey to assess structural dynamic response prediction capabilities. In J. Robinson (Ed.), *Quality assurance in FEM technology* (). UK: Robinson Associates.
- Flores Pereira, P. (1989). *Manual de acústica, ruido y vibraciones* (3ª ed.). Barcelona: Gyc.
- Ford, R. D., Hothersall, D. C., & Warnock, A. C. C. (1974). The impact insulation assessment of covered concrete floors. *Journal of Sound and Vibration*, 33(1), 103-113.
- Foret, R., Chéné, J., & Guigou-Carter, C. (2011). A comparison of the reduction of transmitted impact noise by floor coverings measured using ISO 140-8 and ISO/CD 16251-1. *Forum Acusticum 2011, Aalborg, Denmark*, , 1371-6.
- Franco, F., De Rosa, S., & Polito, T. (2011). Finite element investigations on the vibroacoustic performance of plane plates with random stiffness. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 18(7), 484-497.
- Friswell, M., & Mottershead, J. E. (1995). *Finite element model updating in structural dynamics* Springer Science & Business Media.
- Gadea Borrell, J. M. (2009). Estudio del comportamiento acústico de recubrimientos de suelo derivados de la madera. Universidad Politécnica de Valencia (Spain).
- Gadea Borrell, J., Segura Alcaraz, J., Vera Guarinos, J., Francés Monllor, J., Alba Fernández, J., & Carbajo Sanmartín, J. (2008). Contribución a la evaluación acústica de suelos laminados. *Acústica 2008: V Congreso Ibérico de Acústica, 39º Congreso Español de Acústica -Tecnacústica'08-, Symposium Europeo de Acústica.*,
- Galbrun, L. (2008). The prediction of airborne sound transmission between two rooms using first-order flanking paths. *Applied Acoustics*, 69(12), 1332-1342.

- Gaul, L. (2012). Tutorial guideline VDI 3830: Damping of materials and members. *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, , 5. pp. 25-31.
- Gerges, S. N. Y. (2000). Estado da arte para solução dos problemas vibroacústica por métodos numéricos. *Acústica 2000 -Tecniacústica 2000-*.
- Gerges, S. N. Y., & Arenas, J. P. (2004). Fundamentos y control del ruido y vibraciones. NR Editora.
- Gerretsen, E. (2002). Using the structural reverberation time in standardizing laboratory measurements of the sound reduction index. *Forum Acusticum 2002*, Sevilla.
- Gerretsen, E. (2005). Development and use of prediction models in building acoustics as in EN 12354. *Forum Acusticum Budapest 2005: 4th European Congress on Acoustics*, pp. 1893-1899.
- Gerretsen, E. (2007). Some aspects to improve sound insulation prediction models for lightweight elements. Turkish Acoustical Society - 36th International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering, INTER-NOISE 2007 ISTANBUL, , 3. pp. 2128-2137.
- Gerretsen, E. (2008). Prediction models for building performance - european need and world wide use. *Proceedings - European Conference on Noise Control*, pp. 1663-1667.
- Gerretsen, E. (2009). The development of the EN 12354 series: 1989-2009. 8th European Conference on Noise Control 2009, EURONOISE 2009 - Proceedings of the Institute of Acoustics, , 31. (PART 3)
- Gerretsen, E., & Nightingale, T. R. T. (1999). Prediction models in building acoustics: Introduction to the special session at forum acusticum 1999 in berlin. *Building Acoustics*, 6(3), 151-158.
- Gibbs, B. M. (1986). Mode coupling and energy partition of sound in a system of plate junctions. *Journal of Sound and Vibration*, 104(1), 127-136.
- Gibbs, B. M., & Craven, P. G. (1981). Sound transmission and mode coupling at junctions of thin plates, part II: Parametric survey. *Journal of Sound and Vibration*, 77(3), 429-435.
- Godinho, L., Masgalos, R., Pereira, A., & Branco, F. G. (2010). On the use of a small-sized acoustic chamber for the analysis of impact sound reduction by floor coverings. *Noise Control Engineering Journal*, 58(6), 658-668.
- González-Montenegro, M. A., Jordan, R., Lenzi, A., & Arenas, J. P. (2014). A numerical approach to calculate the radiation efficiency of baffled planar structures using the far field. *Archives of Acoustics*, 39(2), 249-260.
- Guasch, O., & García, C. (2014). Numerical local time stepping solutions for transient statistical energy analysis. *Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME*, 136(6)
- Guía de aplicación del DB HR. Protección frente al ruido(2014). España, Ministerio de Fomento.
- Guigou-Carter, C., Coguenanff, C., Bailhache, S., & Villot, M. (2013). Modeling lightweight junctions. 42nd International Congress and Exposition on Noise Control Engineering 2013, INTER-NOISE 2013: Noise Control for Quality of Life, , 3. pp. 1946-1955.
- Guyader, J. L., Boisson, C., & Lesueur, C. (1982). Energy transmission in finite coupled plates, part I: Theory. *Journal of Sound and Vibration*, 81(1), 81-92.
- Haddow, J. B., & Ogden, R. W. (1988). Compression of bonded elastic bodies. *Journal of the Mechanics and Physics of Solids*, 36(5), 551-579.
- Hagberg, K., & Thorsson, P. (2010). Uncertainties in standard impact sound measurement and evaluation procedure applied to light weight structures. *20th International Congress on Acoustics 2010, ICA 2010 - Incorporating Proceedings of the 2010 Annual Conference of the Australian Acoustical Society*, , 4. pp. 2646-2652.
- Hetey, L. (2009). Idealisation Error Control for Aerospace Virtual Structural Testing,
- Hetey, L., Campbell, J., & Vignjevic, R. (2015). Advisory system development for reliable FEM modelling in aerospace. *Aircraft Engineering and Aerospace Technology*, 87(1), 11-18.
- Hibbitt, K. (2007). ABAQUS version 6. 7: Theory manual, users' manual, verification manual and example problems manual.
- Hopkins, C. (2000). Structure-borne sound transmission between coupled plates. Heriot-Watt University.

- Hopkins, C. (2003a). Vibration transmission between coupled plates using finite element methods and statistical energy analysis. part 1: Comparison of measured and predicted data for masonry walls with and without apertures. *Applied Acoustics*, 64(10), 955-973.
- Hopkins, C. (2003b). Vibration transmission between coupled plates using finite element methods and statistical energy analysis. part 2: The effect of window apertures in masonry flanking walls. *Applied Acoustics*, 64(10), 975-997.
- Hopkins, C. (2007). *Sound insulation* Elsevier.
- Hopkins, C. (2009). Experimental statistical energy analysis of coupled plates with wave conversion at the junction. *Journal of Sound and Vibration*, 322(1-2), 155-166.
- Hopkins, C., & Robinson, M. (2014). Using transient and steady-state SEA to assess potential errors in the measurement of structure-borne sound power input from machinery on coupled reception plates. *Applied Acoustics*, 79(0), 35-41.
- Howard, C. Q., & Cazzolato, B. S. (2015). *Acoustic analyses using MATLAB and ANSYS*.
- Huang, H., & Hinton, E. (1986). A new nine node degenerated shell element with enhanced membrane and shear interpolation. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 22(1), 73-92.
- Hughes, T. J., & Hinton, E. (1986). *Finite element methods for plate and shell structures* Pineridge Press International.
- Hui, C. K., & Ng, C. F. (2007). New floating floor design with optimum isolator location. *Journal of Sound and Vibration*, 303(1-2), 221-238.
- Hui, C. K., & Ng, C. F. (2009). Attenuation of flexural vibration for floating floor and floating box induced by ground vibration. *Applied Acoustics*, 70(6), 799-812.
- Hutton, D. (2004). *Fundamentals of finite element analysis* McGraw-Hill.
- Idesman, A., & Pham, D. (2014). Accurate finite element modeling of acoustic waves. *Computer Physics Communications*, 185(7), 2034-2045.
- Inman, D. J. (2008). *Engineering vibration* (3rd ed.). Upper Saddle River, N.J.: Pearson Prentice Hall.
- Jaouen, L., Renault, A., & Deverge, M. (2008). Elastic and damping characterizations of acoustical porous materials: Available experimental methods and applications to a melamine foam. *Applied Acoustics*, 69(12), 1129-1140.
- Juliá Sanchis, E. (2008). Modelización, simulación y caracterización acústica de materiales para su uso en acústica arquitectónica. Retrieved from <http://hdl.handle.net/10251/2932>
- Kesti, J., Hicks, S., Rackham, J., Widman, J., Villot, M., Guigou, C., et al. (2008). *High quality acoustic and vibration performance of lightweight steel constructions* No. Final report.
- Kielb, R. E., Leissa, A. W., & MacBain, J. C. (1985). Vibrations of twisted cantilever plates - a comparison of theoretical results. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 21(8), 1365-1380.
- Kim, J. H., Yoo, S. Y., & Jeon, J. Y. (2010). Dynamic properties of damping materials for reducing heavyweight floor impact sounds. *20th International Congress on Acoustics 2010, ICA 2010 - Incorporating Proceedings of the 2010 Annual Conference of the Australian Acoustical Society*, 2. pp. 1156-1159.
- Kim, K., Jeong, G., Yang, K., & Sohn, J. (2009). Correlation between dynamic stiffness of resilient materials and heavyweight impact sound reduction level. *Building and Environment*, 44(8), 1589-1600.
- Kinsler, L. E. (2000). *Fundamentals of acoustics* (4th ed.). New York etc.: John Wiley & Sons.
- Koh, C. G., & Lim, H. L. (2001). Analytical solution for compression stiffness of bonded rectangular layers. *International Journal of Solids and Structures*, 38(3), 445-455.
- Kouyoumji, J. -, Bard, D., Borello, G., & Guigou, C. (2014). Challenges for acoustic calculation models in "silent timber build", part 2. *INTERNOISE 2014 - 43rd International Congress on Noise Control Engineering: Improving the World through Noise Control*,
- Langer, P., Sepahvand, K., Krause, M., & Marburg, S. (2014). Experimentally uncertainty quantification in numerical and analytical beam models. *INTERNOISE 2014 - 43rd International Congress on Noise Control Engineering: Improving the World through Noise Control*,

- Langley, R. S., & Cordioli, J. A. (2009). Hybrid deterministic-statistical analysis of vibro-acoustic systems with domain couplings on statistical components. *Journal of Sound and Vibration*, 321(3–5), 893-912.
- Langley, R. S., & Heron, K. H. (1990). Elastic wave transmission through plate/beam junctions. *Journal of Sound and Vibration*, 143(2), 241-253.
- Lardeur, P., Scigliano, R., & Scionti, M. (2013). Verification and validation for the vibration study of automotive structures modelled by finite elements. *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 48(1), 59-72.
- Lee, D., & Ahn, T. -. (2014). A boundary element model for acoustic responses in the ear canal and its statistical validation and updating. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 28(4), 1203-1217.
- Legay, A. (2015). The extended finite element method combined with a modal synthesis approach for vibro-acoustic problems. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 101(5), 329-350.
- Leissa, A. W. (1969). *Vibration of plates*. Washington: Scientific and Technical Information Division, National Aeronautics and Space Administration; for sale by the Supt. of Docs., U.S. Govt. Print. Off.
- Li, E., He, Z. C., Xu, X., & Liu, G. R. (2015). Hybrid smoothed finite element method for acoustic problems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 283, 664-688.
- Lyon, R. H., & DeJong, R. G. (1995). In DeJong R. H. L. G. (Ed.), *Theory and application of statistical energy analysis*. Boston: Newnes.
- Mace, B. R., & Shorter, P. J. (2000). Energy flow models from finite element analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 233(3), 369-389.
- Machimbarrena, M., & Fausti, P. (2013). En busca de un marco común europeo en materia de aislamiento acústico en viviendas: Intercambio de experiencias y dificultad de consenso. *Tecniacústica 2013*, Valladolid.
- Machimbarrena, M., Rasmussen, B., & Fausti, P. (2014). Evolución del marco normativo internacional en acústica de la edificación. *FIA2014 IX Congreso Iberoamericano De Acústica*, Valdivia, Chile. pp. p. 51- p. 51-70 20 p. 1705.
- Maderuelo Sanz, R. (2014). Investigaciones sobre la aplicabilidad en edificación de materiales acústicos procedentes de la valorización de residuos. (<http://hdl.handle.net/10662/2283>)
- Maderuelo-Sanz, R., Barrigón-Morillas, J., Martín-Castizo, M., & Gómez-Escobar, V. (2013). Caracterización de láminas anti-impacto elaboradas con corcho granulado para la mejora del nivel del ruido de impacto. *Tecniacústica 2013*, Valladolid.
- Maderuelo-Sanz, R., Martín-Castizo, M., & Vilchez-Gómez, R. (2011). The performance of resilient layers made from recycled rubber fluff for impact noise reduction. *Applied Acoustics*, 72(11), 823-828.
- Magdaleno, J., Martín-Bravo, M., & García-Terán, J. (2013). Simulación por el método de los elementos finitos de la transmisión del sonido en edificios. *Tecniacústica 2013*, Valladolid. pp. 983.
- Maguire, J., Dawswell, D., & Gould, L. (1989). *Selected benchmarks for forced vibration*. Glasgow: NAFEMS.
- Maluski, S. (1999). Low frequencies sound insulation in dwellings. Sheffield Hallam University).
- Maluski, S. P., & Gibbs, B. M. (2000). Application of a finite-element model to low-frequency sound insulation in dwellings. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 108(4), 1741-1751.
- Mao, J. (2007). Finite element study on impact sound transmission through a floating floor. *Journal of Chongqing University (English Edition)*, 3, 012.
- Mateus, D., & Pereira, A. (2012). Transmissão indireta do ruído de percussão : Proposta de metodologias simplificadas de previsão. *VIII Congresso Ibero-Americano De Acústica*, Évora – Portugal.
- Mateus, D., Pereira, A., Gonçalves, H., Godinho, L., & Branco, F. (2013). Avaliação experimental da redução sonora de sistema de piso flutuante com lajetas em microbetão e em pedra. *Tecniacústica 2013*, Valladolid.
- Mavko, G., Mukerji, T., & Dvorkin, J. (2003). *The rock physics handbook: Tools for seismic analysis of porous media* Cambridge University Press.
- Mees, P., & Vermeir, O. (1993). Structure-borne sound transmission at elastically connected plates. *Journal of Sound and Vibration*, 166(1), 55-76.

- Menefee, R. A., Rinker, J. M., Shin, P. H., Schembri, P., & Siranosian, A. (2012). Model calibration and validation for material damping using finite element analyses. *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, 5, pp. 33-45.
- Metzen, H. (1999). Accuracy of CEN-prediction models applied to german building situations. *Building Acoustics*, 6(3), 325-340.
- Migneron, J., & Migneron, J. -. (2013). Global understanding of important parameters for improvement of impact insulation. *Proceedings of Meetings on Acoustics*, 19.
- Ministerio de Fomento. (2011). *Catálogo informático de elementos constructivos, v2.1*. Retrieved 06/24, 2015, from <http://www.codigotecnico.org/index.php/menu-catalogo-informatico-elementos-constructivos>
- Miškinis, K., Dikavicius, V., Ramanauskas, J., & Norvaišiene, R. (2012). Dependence between reduction of weighted impact sound pressure level and specimen size of floating floor construction. *Medziagotyra*, 18(1), 93-97.
- Molares, A. R., & Sobreira-Seoane, M. A. (2008). Benchmarking for acoustic simulation software. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 123(5), 3515-3515. doi:<http://dx.doi.org/10.1121/1.2934429>
- Molina, P., Torres, J., Segovia, E., & Ramis, J. (2014). Estudio de la transmisión de las vibraciones usando modelos a tamaño reducido. *Tecniacústica 2014*, Murcia.
- Möser, M. (2009). *Engineering acoustics: An introduction to noise control* [Technische Akustik.] (2nd ed.). Dordrecht ; New York: Springer.
- Mottershead, J. E., & Friswell, M. I. (1993). Model updating in structural dynamics: A survey. *Journal of Sound and Vibration*, 167(2), 347-375.
- Mottershead, J. E., Link, M., & Friswell, M. I. (2011). The sensitivity method in finite element model updating: A tutorial. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(7), 2275-2296.
- Neves e Sousa, A., & Gibbs, B. M. (2011). Low frequency impact sound transmission in dwellings through homogeneous concrete floors and floating floors. *Applied Acoustics*, 72(4), 177-189.
- Neves, A., António, J., & Nossa, A. (2008). Resultados experimentais da rigidez dinâmica de materiais usados sob pavimentos flutuantes. *Acústica 2008*, Coimbra, Portugal. pp. 20-22.
- Nicolas, J. (1992). State of the art on the prediction of the noise emitted by vibrating structures, viewed by the first european congress on the subject. *Applied Acoustics*, 35(4), 325-331.
- Nightingale, T. R. T., & Bosmans, I. (2003). Expressions for first-order flanking paths in homogeneous isotropic and lightly damped buildings. *Acta Acustica (Stuttgart)*, 89(1), 110-122.
- Oberkampf, W. L., DeLand, S. M., Rutherford, B. M., Diegert, K. V., & Alvin, K. F. (2002). Error and uncertainty in modeling and simulation. *Reliability Engineering and System Safety*, 75(3), 333-357.
- Oberkampf, W. L., & Trucano, T. G. (2008). Verification and validation benchmarks. *Nuclear Engineering and Design*, 238(3), 716-743.
- Osipov, A., & Vermeir, G. (1996). Sound transmission in buildings with elastic layers at joints. *Applied Acoustics*, 49(2), 141-162.
- Pagán Munoz, R. (2011). Study of the acoustical performance of lightweight floors.
- Papadopoulos, C. I. (2001). Redistribution of the low frequency acoustic modes of a room: A finite element-based optimisation method. *Applied Acoustics*, 62(11), 1267-1285.
- Papadopoulos, C. I. (2002). Development of an optimised, standard-compliant procedure to calculate sound transmission loss: Design of transmission rooms. *Applied Acoustics*, 63(9), 1003-1029.
- Papadopoulos, C. I. (2003). Development of an optimised, standard-compliant procedure to calculate sound transmission loss: Numerical measurements. *Applied Acoustics*, 64(11), 1069-1085.
- Pedersen, D. B. (1995). Estimation of vibration attenuation through junctions of building structures. *Applied Acoustics*, 46(3), 285-305.
- Pedersen, D. B. (1999). Evaluation of EN 12354 part 1 and 2 for nordic dwelling houses. *Building Acoustics*, 6(3), 259-268.

- Pereira, A., Godinho, L., Mateus, D., Ramis, J., & Branco, F. (2012). Avaliação de uma metodologia simplificada na determinação experimental da redução sonora de revestimentos de piso. *VIII Congresso Ibero-Americano De Acústica*, Évora – Portugal.
- Pereira, A., Godinho, L., Mateus, D., Ramis, J., & Branco, F. G. (2014). Assessment of a simplified experimental procedure to evaluate impact sound reduction of floor coverings. *Applied Acoustics*, 79(0), 92-103.
- Pereira, A., Mateus, D., Godinho, L., Branco, F., & Ferreira, R. (2012). Avaliação experimental da redução sonora ao ruído de impacto: Análise da influência das dimensões da lajeta flutuante. *VIII Congresso Ibero-Americano De Acústica*, Évora – Portugal.
- Petri, L. A., Sartori, P., Rogenski, J. K., & de Souza, L. F. (2015). Verification and validation of a direct numerical simulation code. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 291(0), 266-279.
- Petyt, M. (2010). *Introduction to finite element vibration analysis* (2nd ed.). Cambridge etc.: Cambridge University Press.
- Pinarbasi, S., Akyuz, U., & Mengi, Y. (2006). A new formulation for the analysis of elastic layers bonded to rigid surfaces. *International Journal of Solids and Structures*, 43(14-15), 4271-4296.
- Piscoya, R., & Ochmann, M. (2014). Acoustical boundary elements: Theory and virtual experiments. *Archives of Acoustics*, 39(4), 453-465.
- Poblet Puig, J. (2008). Numerical modelling of sound transmission in lightweight structures. Universitat Politècnica de Catalunya.
- Poblet-Puig, J., & Guigou-Carter, C. (2015). Using spectral finite elements for parametric analysis of the vibration reduction index of heavy junctions oriented to flanking transmissions and EN-12354 prediction method. *Applied Acoustics*, 99(0), 8-23.
- Poblet-Puig, J., & Rodríguez-Ferran, A. (2005). Dos ejemplos de aplicación de métodos numéricos en la modelización de la transmisión de ruido en edificación SOCIEDAD ESPAÑOLA DE ACÚSTICA.
- Poblet-Puig, J., & Rodríguez Ferran, A. (2010). In Universitat Politècnica de Catalunya. Departament d'Infraestructura del Transport i el Territori, Universitat Politècnica de Catalunya. Departament de Matemàtica Aplicada III(Eds.), *Error estimation in vibroacoustic problems solved by means of finite elements*
- Pritz, T. (1994). Dynamic young's modulus and loss factor of plastic foams for impact sound isolation. *Journal of Sound and Vibration*, 178(3), 315-322.
- Pritz, T. (2007). The poisson's loss factor of solid viscoelastic materials. *Journal of Sound and Vibration*, 306(3-5), 790-802.
- Puri, R., Morrey, D., & Rudnyi, E. (2008). Efficient simulation for strongly coupled noise-vibration-harshness (NVH). *Simvec-Numerical Analysis and Simulation in Vehicle Engineering*, 2008(2031), 303-315.
- Ramis, J., Alba, J., Segovia, E., Francês Monllor, J., & Carbajo, J. (2008). Contribución a la cuantificación de la transmisión por flancos. *Acústica 2008*, Coimbra, Portugal.
- Ramis, J., Carbajo, J., Hervás, C., & Alba, J. (2010a). Una alternativa para la caracterización de la lámina flotante en suelos flotantes. *VI Congreso Ibérico De Acústica*, León.
- Ramis, J., Carbajo, J., Segovia, E., Del Rey, R., & Alba, J. (2011). Estudio de la transmisión por flancos mediante elementos finitos (3D). *42º Congreso Español De Acústica. Encuentro Ibérico De Acústica. European Symposium on Environmental Acoustics and on Buildings Acoustically Sustainable*,
- Ramis, J., Segovia, E., Alba, J., & Carbajo, J. (2010b). a 3d finite element model for the determination of vibration reduction index for joints with floating floors. *Eccomas Cfd 2010*, Lisbon. Portugal.
- Ramis, J., Segovia, E., Alba, J., Carbajo, J., & Godinho, L. (2012). Numerical evaluation of the vibration reduction index for structural joints. *Archives of Acoustics*, 37(2), 189-197.
- Recuero López, M. (2000). *Ingeniería acústica*. Madrid: Paraninfo.
- Roache, P. J. (2008). Validation: Definitions or descriptions? *3rd Workshop on CFD Uncertainty Analysis*, Lisbon. , 374.
- Rodrigues Andrade, C. A. (2009). Estudio vibro-acústico e intensimétrico de las transmisiones por flancos en edificios. Universidad de Valladolid.

- Rodríguez-Molares, A., & Sobreira-Seoane, M. A. (2009). Determination of vibration reduction index by numerical calculations. *8th European Conference on Noise Control 2009, EURONOISE 2009 - Proceedings of the Institute of Acoustics*, , 31. (PART 3)
- Roy, C. J., & Oberkampf, W. L. (2011). A comprehensive framework for verification, validation, and uncertainty quantification in scientific computing. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 200(25–28), 2131-2144.
- Saarinen, K., Kärkkäinen, T., Aatola, S., & Hynnä, P. (2002). Structure-borne sound power transmission through a point connection to a frame structure. *Forum Acusticum 2002*,
- Sankararaman, S., & Mahadevan, S. (2011). Model validation under epistemic uncertainty. *Reliability Engineering and System Safety*, 96(9), 1232-1241.
- Schiavi, A., & Astolfi, A. (2010). The prediction of the vibration reduction index kij for brick and concrete rigid junctions. *Applied Acoustics*, 71(6), 523-530.
- Schiavi, A., Belli, A. P., Corallo, M., & Russo, F. (2007). Acoustical performance characterization of resilient materials used under floating floors in dwellings. *Acta Acustica United with Acustica*, 93(3), 477-485.
- Schiavi, A., Belli, A. P., & Russo, F. (2005). Estimation of acoustical performance of floating floors from dynamic stiffness of resilient layers. *Building Acoustics*, 12(2), 99-113.
- Schiavi, A., Pavoni-Belli, A., & Russo, F. (2004). Dynamic stiffness measurement: An empirical model to estimate the reduction in impact sound pressure level and its relative improvement curve. *Ica*, , 3401-3404.
- Schmidt, J., Wittstock, V., Foret, R., Fichtel, C., & Scheck, J. (2013). Measuring the impact sound reduction at a compact measurement setup - design, results and uncertainties. *Building Acoustics*, 20(2), 107-140.
- Schmidt, J. H., Wittstock, V., & Langer, S. C. (2014). Uncertainties and validation procedures for the compact measurement setup. *INTERNOISE 2014 - 43rd International Congress on Noise Control Engineering: Improving the World through Noise Control*,
- Scigliano, R., Scionti, M., & Lardeur, P. (2011). Verification, validation and variability for the vibration study of a car windscreen modeled by finite elements. *Finite Elements in Analysis and Design*, 47(1), 17-29.
- Segovia, E., Carbajo, J., Godinho, L., Ramis, J., & Alba, J. (2012). Evaluación numérica de los índices de reducción vibracional en uniones en T. *Acustica 2012*, Evora. Portugal.
- Segovia, E., Torres, J., Carbajo, J., & Ramis, J. (2013). Comparación de técnicas de caracterización de suelos flotantes. *Tecniacústica 2013*, Valladolid.
- Segovia, E., Torres, J., Carbajo, J., & Ramis, J. (2014). Estudio analítico lineal del movimiento de losa cuadrada rígida sobre lámina flexible de pequeño espesor pegada al suelo. *Tecniacústica 2014*, Murcia.
- Segura Alcaraz, J. G. (2009). Cuantificación de la radiación de la estructura en sistemas de caja cerrada. Retrieved from <http://hdl.handle.net/10251/4343>
- Seo, S. H., Yoo, S. Y., & Jeon, J. Y. (2012). An optimized floor design for heavy-weight impact vibration reduction in apartment buildings. *Noise Control Engineering Journal*, 60(5), 539-547.
- Shi, S. X., Jin, G. Y., & Liu, Z. G. (2014). Vibro-acoustic behaviors of an elastically restrained double-panel structure with an acoustic cavity of arbitrary boundary impedance. *Applied Acoustics*, 76(0), 431-444.
- Shorter, P. J., & Langley, R. S. (2005). Vibro-acoustic analysis of complex systems. *Journal of Sound and Vibration*, 288(3), 669-699.
- Sim, S., & Kim, K. - (1990). A method to determine the complex modulus and poisson's ratio of viscoelastic materials for FEM applications. *Journal of Sound and Vibration*, 141(1), 71-82.
- Simmons, C. (1991). Structure-borne sound transmission through plate junctions and estimates of sea coupling loss factors using the finite element method. *Journal of Sound and Vibration*, 144(2), 215-227.
- Simón, F., & Anthony, D. K. (2006). Comparison between different methods of characterizing elastic layers. *13th International Congress on Sound and Vibration 2006, ICSV 2006*, , 1. pp. 360-366.
- Simón, F., Anthony, D., & Fernández, M. (2006). Estudio de cinco métodos para determinar las propiedades dinámicas de capas elásticas para la mejora del aislamiento a ruido de impactos. *Tecniacústica 2006*, Gandía.

- Steel, J. A. (1994). Sound transmission between plates in framed structures. *Journal of Sound and Vibration*, 178(3), 379-394.
- Steel, J. A., & Craik, R. J. M. (1994). Statistical energy analysis of structure-borne sound transmission by finite element methods. *Journal of Sound and Vibration*, 178(4), 553-561.
- Stewart, M. A., & Craik, R. J. M. (2000). Impact sound transmission through a floating floor on a concrete slab. *Applied Acoustics*, 59(4), 353-372.
- Stuardi, J. E., Ceballos, M. A., Ritta, R. J., & Massa, J. C. (2013). Diseño de losas flotantes para montaje de equipos sensibles a vibraciones en naves industriales. *Revista Iberoamericana De Ingeniería Mecánica*, 17(2), 99-115.
- Tadeu, A., & António, J. M. P. (2002). Acoustic insulation of single panel walls provided by analytical expressions versus the mass law. *Journal of Sound and Vibration*, 257(3), 457-475.
- Tadeu, A., António, J., & Mateus, D. (2004). Sound insulation provided by single and double panel walls—a comparison of analytical solutions versus experimental results. *Applied Acoustics*, 65(1), 15-29.
- Täger, O., Dannemann, M., & Hufenbach, W. A. (2015). Analytical study of the structural-dynamics and sound radiation of anisotropic multilayered fibre-reinforced composites. *Journal of Sound and Vibration*, 342, 57-74.
- Tang, S. K., & Dong, W. H. (2005). Vibrational energy transmission through wall junctions in buildings. *Journal of Sound and Vibration*, 286(4-5), 1048-1056.
- Thacker, B. H., Doebling, S. W., Hemez, F. M., Anderson, M. C., Pepin, J. E., & Rodriguez, E. A. (2004). *Concepts of Model Verification and Validation*.
- Thite, A. N., & Mace, B. R. (2007). Robust estimation of coupling loss factors from finite element analysis. *Journal of Sound and Vibration*, 303(3-5), 814-831.
- Torres, J., Cárdenas, W., Carbajo, J., Segovia, E., & Ramis, J. (2012a). Estudio de la radiación en vigas utilizando la técnicas de medición de holografía de campo cercano. *VIII Congreso Ibero-Americano De Acústica*.
- Torres, J., Cárdenas, W., Carbajo, J., Hervás, C., & Ramis, J. (2012b). Vibration power flow through structures with discontinuities. *15th International Conference on Experimental Mechanics*, Porto. Portugal.
- Tsai, H. (2005). Compression analysis of rectangular elastic layers bonded between rigid plates. *International Journal of Solids and Structures*, 42(11-12), 3395-3410.
- UNE-CEN/TS 13810-2:2004. Tableros Derivados De La Madera. Suelos Flotantes. Parte 2: Métodos De Ensayo, (2004).
- Vardaxis, N. (2014). Finite element modeling for cross laminated timber constructions. Department of Civil and Environmental Engineering, Applied Acoustics, Vibroacoustics, Chalmers University of Technology,). Retrieved from <http://publications.lib.chalmers.se/records/fulltext/208125/208125.pdf>
- Ventsel, E., & Krauthammer, T. (2001). *Thin plates and shells: Theory, analysis, and applications* Marcel Dekker, New York.
- Vér, I. L., & Beranek, L. L. (2006). *Noise and vibration control engineering: Principles and applications* Wiley New York.
- Villot, M. (2002). Modeling flanking transmissions in lightweight constructions. *Forum Acusticum 2002*, Sevilla.
- Villot, M., & Guigou-Carter, C. (2005). Prediction method adapted to lightweight constructions and related laboratory characterizations. *Forum Acusticum Budapest 2005: 4th European Congress on Acustics*, pp. 1949-1954.
- Wang, Z. H., Xing, J. T., & Price, W. G. (2002). An investigation of power flow characteristics of I-shaped plates adopting a substructure approach. *Journal of Sound and Vibration*, 250(4), 627-648.
- Wester, E. C. N., & Mace, B. R. (1996). Statistical energy analysis of two edge-coupled rectangular plates: Ensemble averages. *Journal of Sound and Vibration*, 193(4), 793-822.
- Widdle Jr., R. D., Bajaj, A. K., & Davies, P. (2008). Measurement of the Poisson's ratio of flexible polyurethane foam and its influence on a uniaxial compression model. *International Journal of Engineering Science*, 46(1), 31-49.

- Wilson, D., & Hopkins, C. (2015). Analysis of bending wave transmission using beam tracing with advanced statistical energy analysis for periodic box-like structures affected by spatial filtering. *Journal of Sound and Vibration*, 341, 138-161.
- Wilson, E. L. (2002). Three-dimensional static and dynamic analysis of structures: A physical approach with emphasis on earthquake engineering (3rd ed.). Berkeley: Computers and structures.
- Wu, J., Lee, M., & Lai, T. (1987). Dynamic analysis of a flat plate under a moving load by the finite element method. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 24(4), 743-762.
- Yap, F. F., & Woodhouse, J. (1996). Investigation of damping effects on statistical energy analysis of coupled structures. *Journal of Sound and Vibration*, 197(3), 351-371.
- Zalizniak, V., Tso, Y., & Wood, L. A. (1999). Waves transmission through plate and beam junctions. *International Journal of Mechanical Sciences*, 41(7), 831-843.
- Zeitler, B., & Nightingale, T. (2008). Impedance of standard impact sources and their affect on impact sound pressure level of floors. *Acoustics 08*, Paris.
- Zhu, W. D., Liu, J. M., Xu, Y. F., & Ying, H. Q. (2014). A modal test method using sound pressure transducers based on vibro-acoustic reciprocity. *Journal of Sound and Vibration*, 333(13), 2728-2742.
- Zienkiewicz, O. C., Taylor, R. L., Bugada, G., Cervera, M., & de Navarra, Eugenio Oñate Ibáñez. (2004). *El método de los elementos finitos* CIMNE.