



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE MATERIALES

Modelización vibroacústica de materiales viscoelásticos para reducir el ruido de rodadura de ruedas ferroviarias

TRABAJO DE FIN DEL GRADO EN INGENIERÍA AEROESPACIAL

Autor: D. Ferran de Andrés Vert

Tutor: Dr. D. José Martínez Casas

Cotutor: D. Víctor Tomás Andrés Ruiz

Valencia, septiembre de 2021

Resumen

La contaminación acústica generada por vehículos ferroviarios afecta negativamente a la salud de las personas y es un factor limitante para la expansión de este medio de transporte. La rueda, por sus particulares propiedades modales e interacción dinámica con el carril, destaca por ser uno de los elementos más contribuyentes dentro de la radiación acústica global emitida por el sistema «vehículo-vía», siendo el ruido de rodadura el tipo de emisión más importante en la mayor parte de condiciones de funcionamiento del vehículo.

A lo largo de este trabajo se modela y analiza una metodología pasiva económica para la mitigación del ruido de rodadura, como es la colocación de capas viscoelástica en la superficie de las ruedas ferroviarias restringidas por una capa de un material metálico. Al colocar la capa viscoelástica en la superficie se reduce la amplitud de la vibración, consiguiendo una reducción de la potencia acústica emitida.

Para el modelado y análisis de esta metodología se emplea un modelo de elementos finitos desarrollado en código propio de una rueda bidimensional y tridimensional. El pequeño espesor de la capa en comparación con la longitud característica de la rueda hace que el añadirla provoque un aumento muy elevado del número de grados de libertad a considerar, por lo que en el estudio también se desarrolla un modelo analítico aplicando una serie de hipótesis y simplificaciones al modelo con el objetivo de conseguir un ahorro significativo en el coste computacional del cálculo.

Tras validar el modelo, se desarrolla un estudio paramétrico sobre las características materiales y geométricas de la capa viscoelástica para la selección y comparación de materiales y espesores y su contribución en la reducción sonora.

Palabras clave: Rueda ferroviaria, potencia acústica, ruido de rodadura, frecuencias naturales, dinámica ferroviaria, modelo de radiación acústica, material viscoelástico, capa restringida, modelo de elementos finitos, análisis paramétrico.

Resum

La contaminació acústica generada per vehicles ferroviaris afecta negativament a la salut de les persones i es un factor limitant per a l'expansió d'aquest mitjà de transport. La roda, per les seues particulars propietats modals i la interacció dinàmica amb la via, destaca per ser un dels elements més contribuents dins de la radiació acústica global dimitida pel sistema «vehicle-via», sent el soroll de rodament el tipus d'emissió més important en la major part de condicions de funcionament del vehicle.

En aquest treball es modela i analitza una metodologia passiva i econòmica per a la mitigació del soroll de rodament, com es la col·locació de capes viscoelàstiques en la superfície de les rodes ferroviàries restringides per una capa d'un material metàl·lic. Al col·locar la capa viscoelàstica en la superfície es redueix l'amplitud de la vibració, aconseguint una reducció de la potència acústica.

Per al modelatge i l'anàlisi d'aquesta metodologia s'utilitza un model d'elements finits desenvolupat en codi propi d'una roda bidimensional i tridimensional. El xicotet espessor de la capa en comparació amb la longitud característica de la roda fa que el afegir-la provoque un augment molt elevat del nombre de graus de llibertat a considerar, pel que a l'estudi també es desenvolupa un model analític aplicant una sèrie d'hipòtesis i simplificacions al model amb l'objectiu d'aconseguir un estalvi significatiu del cost computacional del càlcul.

Després de validar el model, es desenvolupa un estudi paramètric sobre les característiques materials i geomètriques de la capa viscoelàstica per a la selecció i comparació de materials i espessors i la seua contribució a la reducció sonora.

Paraules clau: Roda ferroviària, potència acústica, soroll de rodament, freqüències naturals, dinàmica ferroviària, model de radiació acústica, material viscoelàstic, capa restringida, model d'elements finits, anàlisi paramètrica.

Abstract

Noise pollution generated by railway vehicles negatively affects the health condition of the society and is a limiting factor for the expansion of this means of transportation. The wheel, due to its modal properties and dynamic interaction with the track, stands out as one of the most important contributors to the overall noise radiation emitted by the vehicle-track system, being the rolling noise the most important type of emission in most of the vehicle operating conditions.

Throughout this study, the installation of viscoelastic layers on the surface of railway wheels constrained by a layer of a metallic material is modelled and analyzed, as it is a cheap passive methodology for the mitigation of rolling noise. By placing the viscoelastic layer on the surface of the wheel, the vibration amplitude is reduced, resulting in a reduction of the emitted sound power.

For the modelling and analysis of this methodology, a finite element model developed in own code of a two-dimensional and three-dimensional wheel is used. The small thickness of the layer compared to the characteristic length of the wheel leads to a significant increase in the number of degrees of freedom to be considered, so the study also develops an analytical model by applying a series of hypotheses and simplifications to the model with the aim of achieving a considerable saving in the computational cost of the calculation.

After validating the model, a parametric study of the material and geometric characteristics of the viscoelastic layer is developed for the selection and comparison of materials and thicknesses and their contribution to sound reduction.

Keywords: Railway wheel, acoustic power, rolling noise, natural frequencies, railway dynamics, acoustic radiation model, viscoelastic material, constrained layer, finite element model, parametric analysis.

Índice general

I Memoria	3
1 Justificación y objetivos del proyecto	5
1.1 Motivación	5
1.2 Fuentes de emisión de ruido en ferrocarriles	8
1.3 Estrategias de mitigación de ruido de rodadura	10
1.4 Objeto del proyecto	12
1.5 Organización de la memoria	13
2 Marco teórico	15
2.1 Dinámica de la rueda	15
2.1.1 Formulación general	15
2.1.2 Amortiguamiento estructural	18
2.2 Fuerza de contacto	19
2.3 Modelo de radiación acústica	21
2.3.1 Formulación	21
2.3.2 Percepción humana del ruido	24
2.4 Viscoelasticidad	26
2.4.1 Elasticidad	26
2.4.2 Viscosidad	27
2.4.3 Viscoelasticidad en polímeros	27
3 Modelo de Elementos Finitos	29
3.1 Introducción y diagrama de flujo de trabajo	29
3.2 Modelo 2D	32
3.2.1 Geometría y mallado	32
3.2.2 Matrices de masa y rigidez	36
3.2.3 Análisis modal y validación	40
3.2.4 Limitaciones del modelo	47
3.3 Modelo 3D	47
3.3.1 Geometría y mallado	47
3.3.2 Matrices de masa y rigidez	50
3.3.3 Análisis modal	53
4 Modelo analítico	59
4.1 Generalidades e hipótesis	59
4.2 Formulación	61

4.3	Validación	63
5	Resultados	67
5.1	Generalidades	67
5.2	Estudio paramétrico	73
5.2.1	Influencia de la rigidez del material viscoelástico	73
5.2.2	Influencia del amortiguamiento del material viscoelástico	75
5.2.3	Influencia de la densidad del material restrictor	76
5.2.4	Influencia de la rigidez del material restrictor	77
5.3	Aplicación industrial	78
6	Conclusiones	83
II	Planos	85
Plano de la rueda ferroviaria simiplificada original		87
Plano de la rueda ferroviaria simplificada intervenida		88
III	Presupuesto	89
1	Introducción	91
2	Costes unitarios	91
3	Costes descompuestos	92
4	Cuadro de mediciones	94
5	Presupuesto	95
IV	Pliego de condiciones	97
1	Condiciones generales	99
1.1	Objeto del pliego	99
1.2	Documentación del proyecto	99
1.3	Condiciones legales	99
2	Especificaciones técnicas	100
2.1	Hardware	100
2.2	Software	100
2.3	Características materiales del estudio paramétrico	101

Índice de figuras

1.1	Mapa de potencia acústica L_{den} de la estación de Xátiva	6
1.2	Focos de emisión sonora de ferrocarriles en función de la velocidad del vehículo	8
1.3	Mecanismo de emisión por rodadura	9
1.4	Representación esquemática del mecanismo de emisión acústica ferroviaria	10
1.5	Sección de una rueda ferroviaria UIC de ϕ 920 mm con un tratamiento de capa restringida (capas viscoelástica y restrictora) aplicado.	11
2.1	Sistema simplificado de 1 grado de libertad	16
2.2	Rueda ferroviaria y modelo discretizado	17
2.3	Espectro frecuencial de la fuerza de contacto	19
2.4	Espectro temporal de la fuerza de contacto	20
2.5	Ejes coordenados global y local	23
2.6	Esquema de la discretización de la superficie de radiación axial	24
2.7	Curva de ponderación A	25
2.8	Entrelazamiento de las cadenas de un polímero	27
3.1	Diagrama de flujo de la metodología de trabajo empleada	30
3.2	Elementos triangulares	33
3.3	Representación gráfica de los pasos de mallado	34
3.4	Malla y calidad de los elementos del caso base	35
3.5	Detalle de las capas viscoelástica y restrictora en la malla	35
3.6	Calidad de los elementos de la malla del caso base	36
3.7	Calidad de los elementos de la malla de la rueda modificada	37
3.8	Isoparametrización de los elementos	38
3.9	Sección transversal de la rueda ferroviaria y componentes de la vibración	41
3.10	Representación de las líneas nodales	41
3.11	Cuatro primeros modos de vibración de la rueda	43
3.12	Amplitud y fase de la receptancia directa de la rueda en el nodo de contacto para la dirección radial	45
3.13	Amplitud y fase de la receptancia directa de la rueda en el nodo de contacto para la dirección axial	45
3.14	Cuatro primeros modos de vibración de la rueda	46
3.15	Malla generada para la rueda base	48
3.16	Receptancia directa de la rueda en dirección radial en el nodo de contacto	48
3.17	Malla generada para la rueda con la capa viscoelástica restringida . . .	49

3.18	Detalle de la malla generada para la rueda con la capa viscoelástica restringida	49
3.19	Memoria requerida para el cálculo en función del número de nodos	51
3.20	Inserción de una matriz de elemento en la matriz global	52
3.21	Tiempo requerido para el cálculo en función del número de nodos	53
3.22	Nodos restringidos en el análisis modal	54
3.23	Receptancia directa del nodo de contacto en la dirección radial calculada por superposición modal hasta distintas frecuencias	54
3.24	Participación modal	55
3.25	Modos de vibración 1 y 2.	56
3.26	Modos de vibración 3 y 4.	57
3.27	Modos de vibración 5 y 6.	57
4.1	Diagrama de las capas viscoelástica y restrictora para su parametrización y modelado mediante su simplificación a una placa plana	60
4.2	Modelo simplificado de la capa viscoelástica equivalente	61
4.3	Esquema de fuerzas sobre la masa r -ésima que forma parte del sistema simplificado a modelar analíticamente.	62
4.4	Diagrama de flujo para la decisión del método de modelado físico a implementar durante el estudio paramétrico	63
4.5	Desplazamiento de los nodos exteriores de la placa	64
5.1	Potencia acústica radiada por la rueda en tercios de octava	69
5.2	Potencia acústica radiada por la rueda en tercios de octava	69
5.3	Potencia acústica radiada por la rueda en tercios de octava	70
5.4	Componente radial de la potencia acústica radiada por la rueda en tercios de octava	71
5.5	Componente axial de la potencia acústica radiada por la rueda en tercios de octava	71
5.6	Emisiones de la rueda original y de la tratada con la capa viscoelástica	72
5.7	Efecto de la rigidez del material viscoelástico en la radiación acústica .	74
5.8	Efecto del amortiguamiento del material viscoelástico en la radiación acústica	75
5.9	Efecto de la densidad del material restrictor en la radiación acústica .	77
5.10	Efecto de la rigidez del material restrictor en la radiación acústica . . .	78
5.11	Diagrama de flujo para la selección de materiales viscoelásticos	79
5.12	Mapa entre módulo de Young y factor de amortiguamiento de los polímeros en la base de datos	80
5.13	Detalle del mapa entre módulo de Young y factor de amortiguamiento de los polímeros en la base de datos filtrados	80

Índice de tablas

3.1	Parámetros de la cuadratura de Gauss	40
3.2	Datos de las mallas de estudio	50
3.3	Modos de vibración de la rueda, clasificados por diámetros nodales (d.n.) y circunferencias nodales (c.n.).	58
5.1	Características materiales de la rueda	67
5.2	Características materiales de la capa restrictora	68
5.3	Características materiales del material viscoelástico	68
5.4	Durabilidad y temperatura máxima de operación de los materiales de la Etapa 2 (I)	81
5.5	Durabilidad y temperatura máxima de operación de los materiales de la Etapa 2 (II)	81
IV.1	Propiedades introducidas en los diferentes estudios paramétricos	102

Parte I

Memoria

Capítulo 1

Justificación y objetivos del proyecto

En este capítulo se presentan las causas que han motivado al desarrollo del presente proyecto y los objetivos a cumplir con el mismo, pasando por un breve contexto técnico. Al final del capítulo, además, se detalla la estructura del resto de la memoria y su contenido.

1.1. MOTIVACIÓN

A lo largo de los últimos años, el modelo de movilidad y transporte ha sido uno de los grandes señalados en el desarrollo de políticas de prevención del cambio climático y de reducción de emisiones contaminantes. La masificación de las ciudades y el éxodo rural han provocado que, en muchos casos, los núcleos urbanos tengan que soportar un tráfico vehicular para el cual no estaban diseñadas, tal y como se puede concluir a partir de los datos del Instituto Nacional de Estadística, según los cuales en 2019 en España había más de 500 coches por cada 1000 habitantes [1], lo que supone un 1.3 % más en comparación con el año anterior y un aumento del 12.5 % en la última década.

La proliferación de las líneas de alta velocidad y de la red ferroviaria en España, protagonistas de planes de desarrollo nacional como la *Estrategia de Movilidad Segura, Sostenible y Conectada 2030* publicada el 17 de septiembre de 2020 [2], hace evidente los beneficios socioeconómicos y medioambientales del ferrocarril.

Aunque el sector del transporte sea uno de los mayores focos de emisiones al diferenciarlas por sectores [3], es de destacar que según datos de la Unión Europea, el ferrocarril sólo representa un 0.4 % de las emisiones de gases de efecto invernadero asociadas al transporte, siendo, por tanto, uno de los medios de transporte más sostenible en la actualidad. Representa, además, el 7 % del transporte de pasajeros y el 11 % del de mercancías, datos que destacan su relevancia.

1 Justificación y objetivos del proyecto

Cabe señalar que tratar de manera genérica a la contaminación puede llevar a una mala comprensión del problema. Entendiendo la contaminación como toda alteración nociva del medio, también es crucial considerar la contaminación acústica, ya que según la Organización Mundial de la Salud, las acústicas son el segundo tipo de emisiones más perjudiciales para el ser humano, provocando desde perturbaciones de sueño, irritación y cefalea hasta insomnio y problemas cardíacos graves como la hipertensión o la insuficiencia cardíaca [4]. Teniendo esto en cuenta, no se puede considerar al ferrocarril como un medio de transporte de bajas emisiones, pues es la segunda fuente de contaminación acústica en Europa, con unos 22 millones de personas expuestas a unas emisiones acústicas de al menos 55 dB(A) [5]. De éstos, 11 millones están expuestos a emisiones provenientes de áreas urbanas.

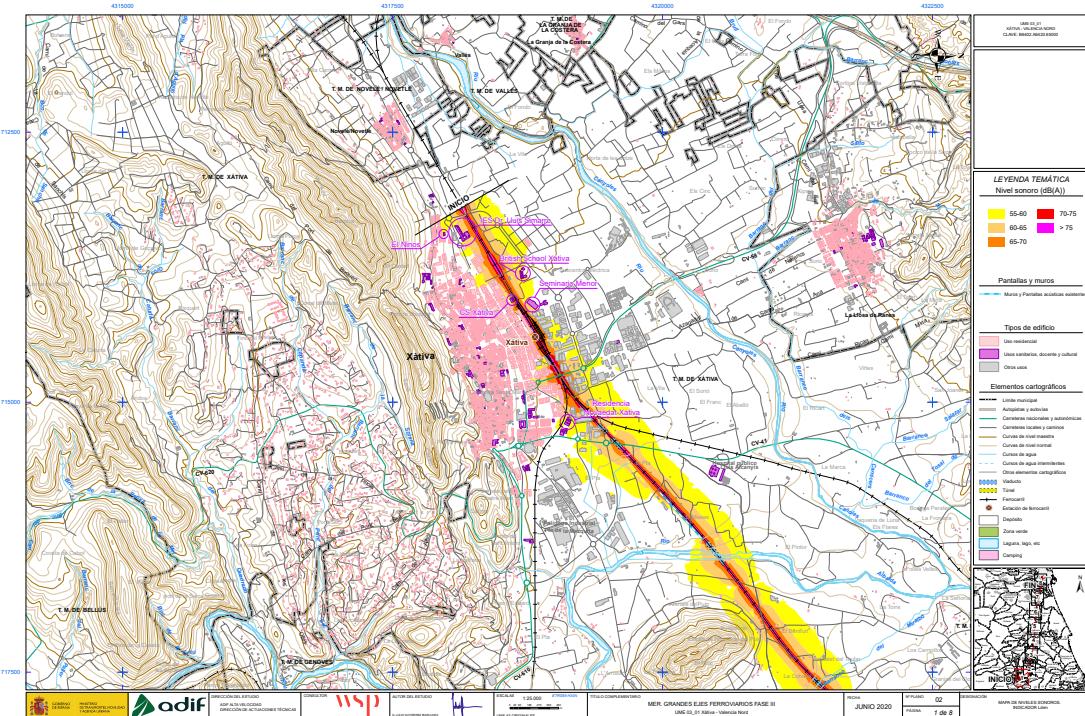


Figura 1.1: Mapa de potencia acústica L_{den} de la estación de Xátiva [6].

El crecimiento urbano ha ocasionado que, en muchos casos, la infraestructura ferroviaria quede integrada con el resto de edificaciones. Por una parte, esto permite que los trenes sean un medio de transporte que une los centros de las ciudades, siendo una alternativa cómoda y rápida. Sin embargo, esto provoca que las emisiones acústicas afecten al correcto desarrollo de la vida en las poblaciones.

1 Justificación y objetivos del proyecto

En la Figura 1.1 se puede observar la potencia acústica L_{den} ¹ alrededor de la estación de Xàtiva, Valencia. Es de destacar que hasta 2 institutos distintos se encuentran en zonas de emisiones de 65 dB(A), y una gran parte del vecindario sufre de una contaminación acústica de más de 55 dB(A).

El presente trabajo se enmarca dentro de la línea de investigación del Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM) de la Universitat Politècnica de València (UPV). El autor ha trabajado a través de una beca de colaboración durante el curso 2020-2021 promovida por el Vicerrectorado de Investigación, Innovación y Transferencia en su subcomisión de I+D+i.

Por este motivo, no es sólo la contaminación acústica del sector del ferrocarril y sus consecuencias tan adversas sobre la salud y el bienestar de la sociedad la principal motivación del desarrollo de este proyecto, sino que el inicio de una carrera de investigación y dar los primeros pasos en el desarrollo de modelos aplicables a proyectos mayores son también gran aliciente del desarrollo del estudio.

El DIMM tiene una gran línea de investigación en la mitigación del ruido en aplicaciones ferroviarias y es un referente en el desarrollo de modelos avanzados de contacto rueda-carril y modelos independientes de la rueda, del carril, y del resto de elementos emisores de ruido en el sistema global. El presente proyecto busca completar las conclusiones y reforzar el modelado de la rueda incluyendo estrategias de mitigación de ruido pasivas.

¹ L_{den} (*day-evening-night noise level*), un estándar Europeo utilizado ampliamente en la caracterización del ruido, el cual tiene en cuenta la antropología del problema, considerando que la radiación sonora es más molesta en períodos nocturnos y finales del día. Aplica una penalización al ruido nocturno entre las 23 y las 7 de la mañana de 10 dB y al ruido de tardes de 19 a 23, 5 dB [7]

1.2. FUENTES DE EMISIÓN DE RUIDO EN FERROCARRILES

Existen diversas fuentes de emisión de ruido en la operación de ferrocarriles debidos a la vibración de diferentes partes del propio vehículo o de la infraestructura, siendo las principales el ruido de rodadura, el de la planta tractora y el ruido aerodinámico. La importancia de cada una de estas fuentes en el total del sistema es función de la velocidad del vehículo, tal y como se puede observar en la Figura 1.2. A bajas velocidades la planta propulsora es la fuente dominante y a muy altas velocidades lo es la interacción aerodinámica. En el rango intermedio y más habitual la fuente principal es el ruido de rodadura.

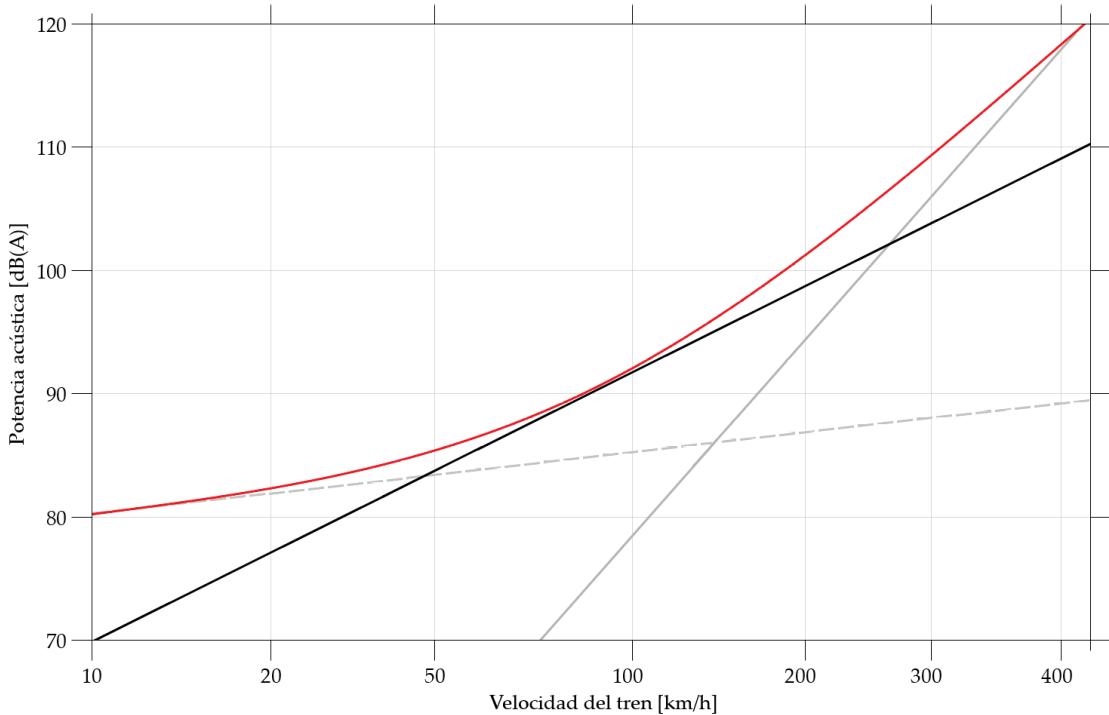


Figura 1.2: Focos de emisión sonora de ferrocarriles en función de la velocidad del vehículo.
 —: ruido de rodadura, —: ruido aerodinámico, - -: ruido de la planta propulsora,
 -: emisión acústica total [8].

Esta fuente tan predominante, el ruido de rodadura, está causada por la interacción entre la rueda y el carril derivado de que las superficies de uno y otro sistema no son perfectas, sino que presentan rugosidades e irregularidades que provocan vibraciones que, transmitidas al resto del vehículo e infraestructura, provocan la radiación acústica. En la Figura 1.3 se puede observar un diagrama del mecanismo de emisión de ruido de rodadura.

En ciertas condiciones específicas de funcionamiento, como se ha comentado, el ruido de rodadura disminuye su importancia frente a otras fuentes, como la planta propulsiva y la interacción aerodinámica. Cuando el tren está parado, funcionando a ralentí o frenando

antes de entrar en una estación o zona de paso urbana, la principal fuente de emisión sonora es la debida al sistema de tracción. La electrificación de este sistema de transporte [9] ha supuesto una mitigación de esta fuente, que ha pasado de estar relacionada con el ruido típico de motores diesel y sus sistemas de admisión, combustión y escape, a relacionarse con sistemas de refrigeración e inversores eléctricos.

En el caso opuesto (para velocidades típicamente superiores a 300 km/h [10]) el foco principal es el aerodinámico, que aunque se origina por la interacción de las zonas externas del vehículo con el fluido que lo rodea, se convierte en una fuente importante tanto en su exterior como en la percepción interior. Sin embargo, tanto por las características del mecanismo de emisión como por el gran rango de frecuencias en el que aparece (hasta 6 kHz) y atendiendo a la literatura [10], la fuente de emisión más importante es el ruido de rodadura.

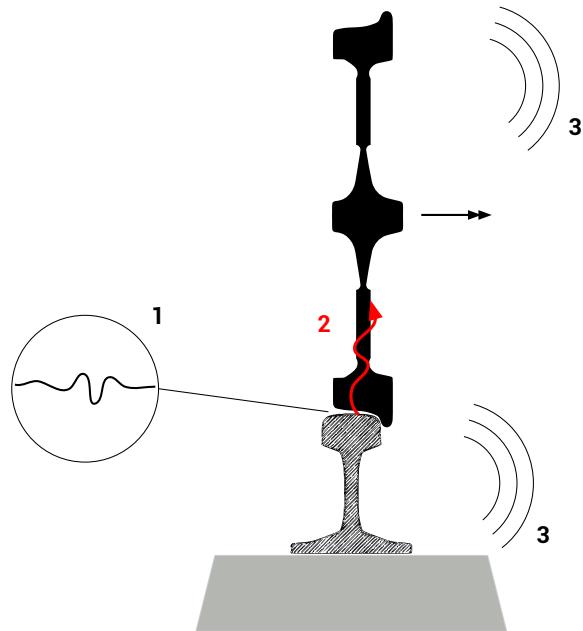


Figura 1.3: Mecanismo de emisión por rodadura. La rugosidad e imperfecciones de la zona de contacto rueda-carril (1) transmite vibraciones entre los sistemas (2), que provocan la radiación acústica (3).

En este fenómeno no existe un sistema predominante, y tanto la rueda como la vía, en su interacción, son dos fuentes importantes de radiación sobre las que hay que actuar para la mitigación del ruido.

1.3. ESTRATEGIAS DE MITIGACIÓN DE RUIDO DE RODADURA

Del mismo modo que existen diferentes mecanismos de emisión acústica, aparecen diferentes líneas de actuación para la mitigación de dichas emisiones. En la Figura 1.4 se representan de manera esquemática las diferentes fuentes de emisión acústica que rigen la operación de los ferrocarriles. En línea continua se muestran los orígenes de la vibración o la excitación del sistema sobre la que se puede actuar de manera activa o pasiva y en línea discontinua la fuente de emisión mitigada en cada caso.

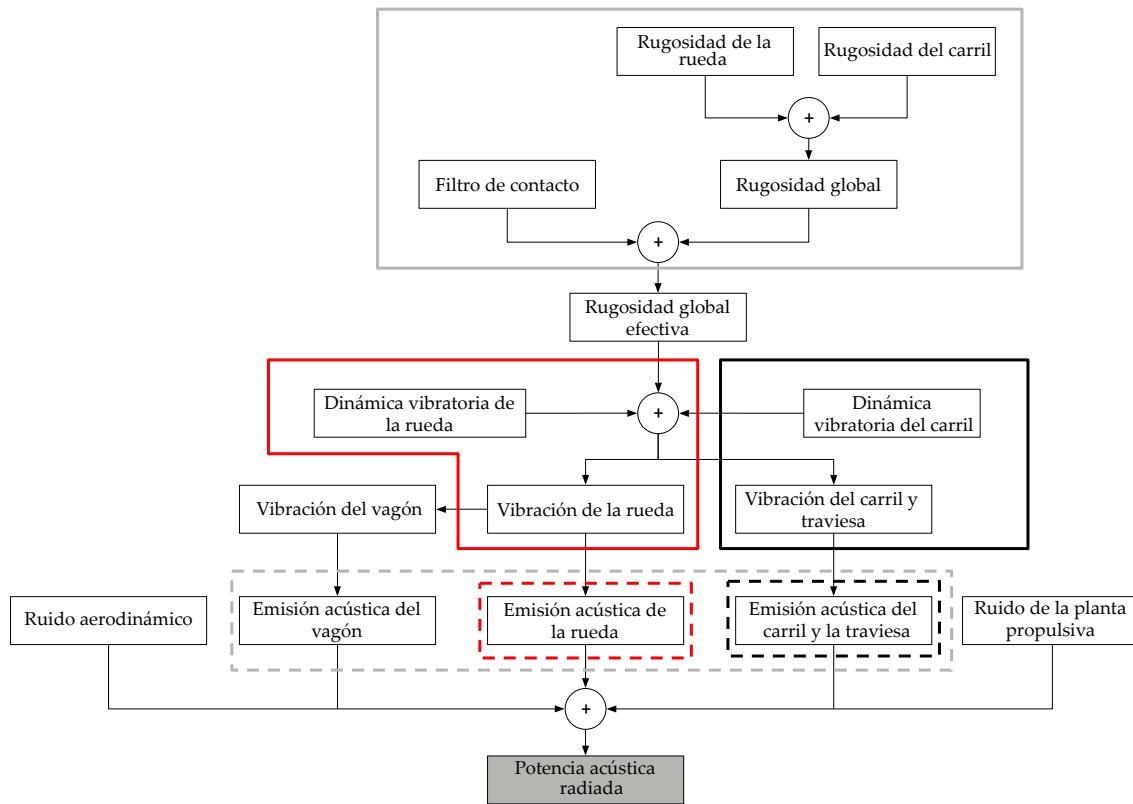


Figura 1.4: Representación esquemática del mecanismo de emisión acústica ferroviaria. —: conjunto completo, —: carril y traviesa, —: rueda.

Atendiendo a la descripción del mecanismo de generación de ruido por rodadura, según el cual la principal fuente de excitación son las irregularidades en la zona de contacto entre la rueda y el raíl, actuar en el acondicionamiento de las superficies de contacto de ambos sistemas es la estrategia de mitigación de ruido de rodadura más efectiva. Sin embargo, y tal y como se puede observar en la Figura 1.4, como la fuente de excitación del sistema es la suma de las rugosidades de la rueda y el raíl, se debe actuar en ambos para que la mitigación sea realmente efectiva. En ambos casos se efectúa un remecanizado de las partes, siendo habitual el uso del torno en la rueda y del rectificado del raíl, dos procesos económicamente costosos [11].

Como medidas activas, se llevan a cabo optimizaciones geométricas de ruedas ferroviarias para fabricar ruedas silenciosas, con un coste de fabricación elevado. Estas optimizaciones se han apoyado en el hecho de que al aumentar la rigidez de la rueda los modos propios de vibración aumentan, de manera que en ese rango superior la excitación es menor por el efecto del filtro de contacto.

Referente a medidas pasivas, una de las opciones es colocar pantallas de aislamiento acústico a lo largo del recorrido ferroviario en entornos urbanos, con un coste también elevado.

En este trabajo se modela y analiza una metodología pasiva más económica, como es la colocación de capas viscoelásticas en la superficie de las ruedas ferroviarias. En este caso, al colocar una capa viscoelástica en la superficie radiante de la rueda (véase la Figura 1.5), se reduce la amplitud de vibración, consiguiendo en consecuencia una reducción de la potencia acústica emitida. Se actúa sobre la dinámica vibratoria de la rueda para mitigar sus emisiones acústicas.

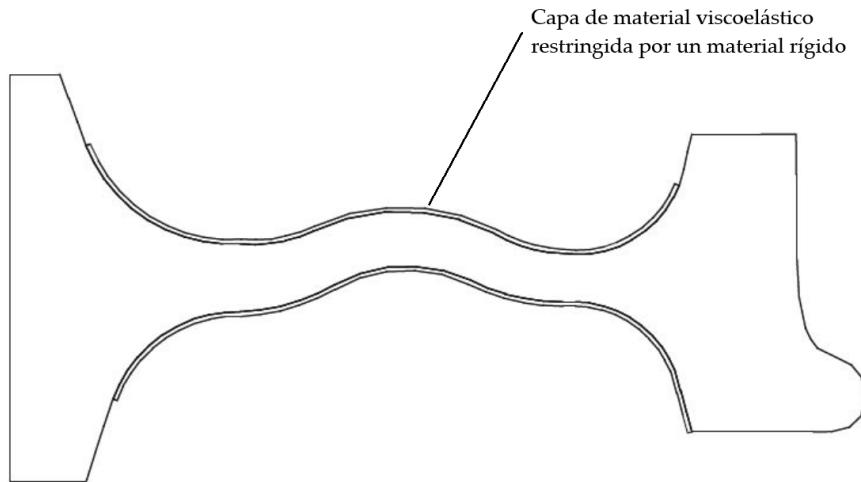


Figura 1.5: Sección de una rueda ferroviaria UIC de ϕ 920 mm con un tratamiento de capa restringida (capas viscoelástica y restrictora) aplicado.

Este tratamiento se ha utilizado con éxito, por ejemplo, en el Reino Unido y en los ETR500 italianos [12], donde se han aplicado a las ruedas de los trenes desde finales de la década de 1980 para evitar el chirrido en las curvas (*squeal noise*). En la mayoría de ocasiones, el amortiguamiento de capa restringida sólo puede aplicarse al velo de la rueda, debido a las altas temperaturas que se alcanzan en la región de la banda de rodadura durante el frenado (en estas circunstancias, los materiales tienen que ser capaces de sobrevivir a temperaturas de más de 200°C).

Tras una revisión bibliográfica, cabe destacar que los cálculos de los efectos de estos tratamientos de amortiguación han demostrado que un tratamiento práctico de capa restringida puede reducir la potencia emitida por la rueda en unos 3 dB, con una masa añadida al sistema de unos pocos kilogramos, por lo que no afecta a las prestaciones del vehículo [13].

1.4. OBJETO DEL PROYECTO

El objetivo principal de este trabajo es el modelado vibroacústico de una rueda ferroviaria tras la introducción de una capa viscoelástica y otra capa restrictora en el velo de la misma.

En primer lugar, se resuelve la dinámica vibratoria de la rueda y se postprocesa mediante un modelo de radiación acústica en el que se relaciona el movimiento de los nodos superficiales con el ruido emitido por la rueda en su interacción con el carril.

El método principal de cálculo y modelado es el método de los elementos finitos (MEF), el cual se pretende modelar, codificar e implementar completamente en código propio mediante MATLAB®, con el objetivo de tener un mayor control sobre el cálculo en todo su proceso.

Se desarrolla, además, un modelo analítico que relaciona la dinámica vibratoria del velo de la rueda original con el movimiento de la capa restrictora tras añadirla, con el objetivo de obtener una función de transferencia que reduzca el coste computacional del modelo. Este método requiere de la introducción de simplificaciones e hipótesis adicionales, por lo que es necesario un proceso de validación y análisis de fuentes de error.

Tras validar ambos modelos, se lleva a cabo un estudio paramétrico de las capas viscoelástica y restrictora y su efecto en la mitigación del ruido de rodadura. Para ello, se actua tanto en el material de los dos elementos del sistema como en sus características geométricas y másicas y su distribución a lo largo de la geometría de la rueda.

En este estudio paramétrico se introduce la rugosidad de la rueda y la vía descrita en la norma UNE-EN 13979-1:2006 [14] y se utiliza un modelo dinámico de interacción utilizado por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM) de la Universitat Politècnica de València que permite calcular la fuerza de contacto e introducirla como excitación en el modelo de la rueda ferroviaria.

1.5. ORGANIZACIÓN DE LA MEMORIA

- En el **Capítulo 2** se desarrollan las bases teóricas necesarias para el entendimiento general del trabajo, repasando los modelos dinámicos y acústicos aplicados en el estudio y los fundamentos de la viscoelasticidad sobre los que se apoyan las conclusiones del proyecto.
- En el **Capítulo 3** se desarrolla el modelado en elementos finitos del sistema. En este capítulo se presenta el proceso completo de modelado, tanto para el caso bidimensional como tridimensional, validando ambos modelos.
- En el **Capítulo 4**, y tras la validación del modelo FEM y la caracterización de su error, se desarrolla un modelo analítico para intentar relacionar la emisión acústica de la rueda con la capa amortiguadora restringida con la emisión de la rueda inicial, mediante una función de transferencia que compare el comportamiento vibratorio de ambos casos.
- En el **Capítulo 5** se presentan los resultados del estudio paramétrico realizado a partir de los modelos desarrollados en el Capítulo 3 tras su validación. Se comparan los resultados finales de la emisión acústica de la rueda variando las características materiales y geométricas de las capas viscoelástica y restrictora.
- En el **Capítulo 6** se exponen las conclusiones y las posibles mejoras y trabajos futuros del proyecto.

Además de la memoria, en este mismo documento también se desarrolla el presupuesto del trabajo y el pliego de condiciones para su realización, así como los planos de los elementos objeto de estudio en el trabajo.

Capítulo 2

Marco teórico

En este capítulo se presentan las bases teóricas necesarias para el entendimiento del resto del estudio. En primer lugar, se define el modelo dinámico vibratorio de la rueda ferroviaria, así como el modelo de amortiguamiento implementado y se comenta cómo se va a postprocesar dicha dinámica vibratoria para calcular la potencia acústica radiada. Finalmente, se desarrollan los fundamentos de viscoelasticidad sobre los que se explica el método de mitigación empleado en este trabajo.

2.1. DINÁMICA DE LA RUEDA

2.1.1. Formulación general

Para el estudio de la dinámica vibratoria de la rueda se considera que ésta es un sólido elástico deformable, por lo que requiere (como se ve en el Capítulo 3) de la discretización de su geometría en nodos, teniendo cada nodo grados de libertad acoplados a sus nodos vecinos.

El primer paso en el modelado acústico y en la validación del mismo se efectúa tras el estudio modal y dinámico de la rueda, puesto que a partir de la respuesta armónica de la misma se pueden desarrollar conclusiones y es la propia dinámica vibratoria la que se postprocesa para el modelo acústico.

El primer punto a tener en cuenta es, por tanto, el modelo dinámico-vibratorio, siendo el caso más simple inicial el modelo de 1 grado de libertad (GDL). En la Figura 2.1 se ha representado este sistema simplificado, cuyo movimiento viene regido por la expresión

$$m\ddot{u}(t) + ku(t) = f(t), \quad (2.1)$$

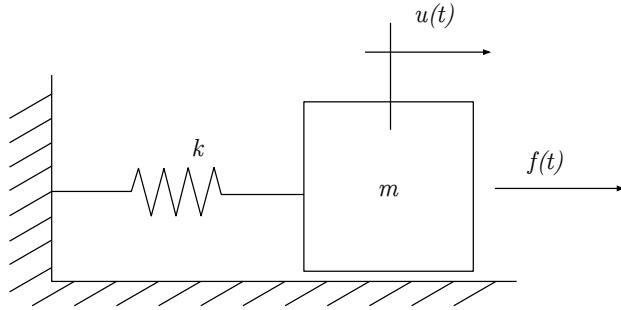


Figura 2.1: Sistema simplificado de 1 grado de libertad.

donde m representa la masa del sistema, lo que en el esquema de la Figura 2.1 es el elemento que almacena la energía cinética y las fuerzas iniciales del sistema, k representa la rigidez y el elemento que almacena la energía potencial elástica del sistema, y, en el caso en el que aparecen fuerzas externas, f es la fuerza de perturbación que excita el sistema.

En la mayoría de casos y a no ser que se apliquen modelos no lineales, la fuerza del resorte es proporcional a la deformación, por lo que la rigidez equivalente es constante.

Si se asumiera la rueda como un sólido rígido no deformable sería suficiente con el modelo de 1 GDL para representar la dinámica del mismo. Sin embargo, tal y como se ha comentado, este no sería un caso realista. Por ello, se va a prestar la rueda con un sistema de N GDL, siendo $N = 3n$, donde n es el número de nodos del sistema, como se ha representado en la Figura 2.2.

Teniendo esto en cuenta, la ecuación anterior se puede reescribir de manera matricial considerando todos los grados de libertad del sistema:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}} + \mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{F}, \quad (2.2)$$

donde \mathbf{M} y \mathbf{K} son matrices que contienen las propiedades iniciales y elásticas del sistema, respectivamente. Cabe destacar que $\mathbf{M}, \mathbf{K} \in \mathbb{R}^{N \times N}$.

Tratar con modelos de este estilo suele acarrear la dificultad de tener un cálculo costoso, puesto que cada uno de los grados de libertad no está desacoplado, es decir, no se trata de una aglomeración de sistemas simples, sino de un sistema de muchos grados de libertad. Es por ello que es de gran interés computacional el uso de la transformación modal, para la cual se utilizan las amplitudes modales de cada uno de los grados de libertad escalados a la masa unitaria.

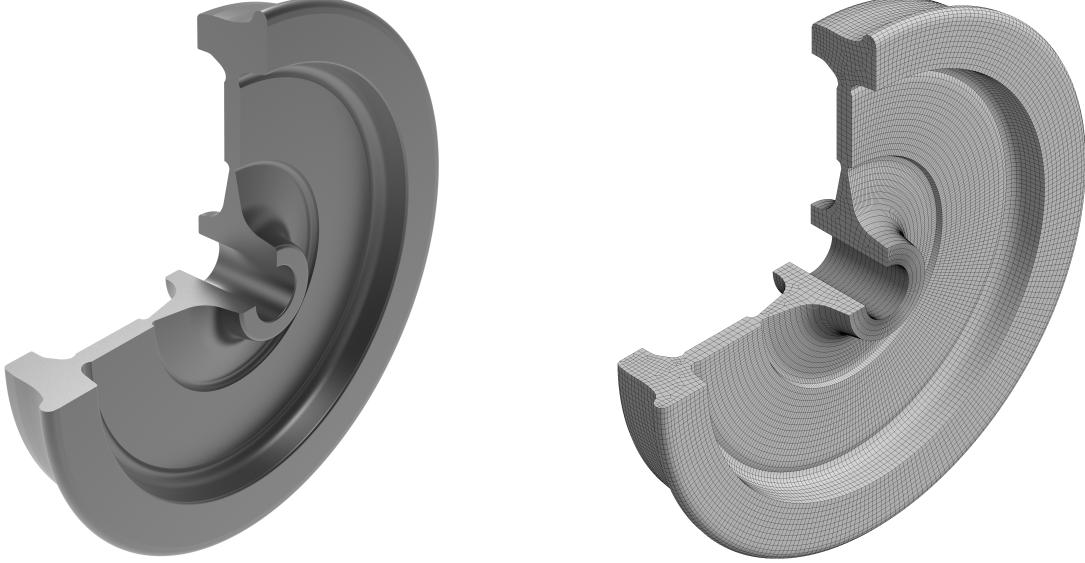


Figura 2.2: Rueda ferroviaria con un corte axisimétrico (izquierda). Modelo de N grados de libertad de la misma rueda (derecha).

En este caso, la ecuación anterior no se resuelve en coordenadas globales o físicas, sino en coordenadas modales, siendo la relación entre ambas para el nodo k -ésimo

$$u_k(t) = \sum_{k=1}^N \Phi_k q_k(t), \quad (2.3)$$

donde Φ_k contiene las amplitudes de los grados de libertad asociadas al modo k -ésimo y $q_k(t)$ contiene la coordenada modal k -ésima. Utilizando la matriz de modos de vibración no amortiguados Φ , en cuyas columnas se agrupan los diferentes modos propios, y multiplicando por las matrices iniciales del sistema, se pueden obtener las ecuaciones desacopladas en coordenadas modales, es decir, se puede resolver de manera desacoplada para $\mathbf{q}(t)$, tal que

$$\begin{aligned} \Phi_k^T \mathbf{M} \Phi_k &= 1, \\ \Phi_k^T \mathbf{K} \Phi_k &= w_k^2, \\ \Phi_k^T \mathbf{F}(t) &= Q_k(t), \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$\ddot{q}_k(t) + w_k^2 q_k(t) = Q_k(t), \quad k \in \mathbb{N} : 1 \leq k \leq N, \quad (2.5)$$

donde w_k es la frecuencia natural y $Q_k(t)$ es la fuerza en coordenadas modales, todas ellas referidas al modo k -ésimo.

Imponiendo que el desplazamiento modal es armónico y trabajando en el dominio de la frecuencia, la Ecuación 2.5 se puede resolver tal que

$$(-w^2 + w_k^2) q_k(w) = Q_k(w), \quad k \in \mathbb{N} : 1 \leq k \leq N. \quad (2.6)$$

2.1.2. Amortiguamiento estructural

Atendiendo a los objetivos generales del estudio, el modelado del amortiguamiento es clave en el modelo vibrodinámico del sistema. En general, la tasa de amortiguamiento de un sistema es muy difícil de estimar de manera analítica, y su caracterización es empírica o mediante correlaciones semiempíricas. Además, el acoplamiento de los grados de libertad del sistema hacen que el hecho de incluir modelos de amortiguamiento proporcional complique la obtención de resultados.

Por ello, en este caso se va a implementar una tasa de amortiguamiento estructural no proporcional, según la cual la ecuación del movimiento es la siguiente [15]:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{U}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{U}(t) + j\mathbf{H}\mathbf{U}(t) = \mathbf{F}(t), \quad (2.7)$$

donde j es la unidad imaginaria. Se puede definir la matriz de rigidez compleja del sistema, la cual modela los efectos elásticos y disipativos como

$$\mathbf{K}_c = \mathbf{K} + j\mathbf{H}. \quad (2.8)$$

Siguiendo el mismo procedimiento que el caso no amortiguado, la solución a la Ecuación 2.7 se puede asumir, matemáticamente, como:

$$\mathbf{U}(t) = \bar{\mathbf{U}}e^{j\lambda t}, \quad (2.9)$$

donde en este caso λ es la frecuencia compleja, que contiene información tanto de la oscilación como del amortiguamiento libre de la vibración. Por tanto, los valores propios del sistema están relacionados tanto con la frecuencia natural como con el factor de pérdidas por amortiguamiento (*damping loss factor*), tal que

$$\lambda_k^2 = w_k^2(1 + j\eta_k), \quad (2.10)$$

donde λ_k representa la frecuencia natural compleja, w_k es la frecuencia natural no amortiguada y η_k es el factor de pérdidas por amortiguamiento, todo ello referido al modo k -ésimo.

En consecuencia, el trato analítico y numérico del modelo Enriquecido con el amortiguamiento es similar al del caso sin amortiguar, teniendo en consideración que los valores

y vectores propios que aparecen como resultado del problema de autovalores, así como las matrices de rigidez modales, son complejos. Por tanto, es evidente que este modelo es mucho más sencillo que el amortiguamiento viscoso o proporcional. Además, según Jimin He y Zhi-Fang Fu en 2001 [15], no existe evidencia que el uso de un modelo u otro de amortiguación cause un cambio significativo en el resultado, por lo que es conveniente el uso de amortiguamiento estructural en el análisis modal.

2.2. FUERZA DE CONTACTO

A lo largo de todos los casos que se describen en el Capítulo 5 se utiliza la misma fuerza, con el objetivo de garantizar la coherencia de los resultados y la validez de la comparación entre los casos. La fuerza se aplica sobre el nodo de contacto entre la rueda del carril, el cual se considera como conocido y, al igual que las características de la fuerza en cuanto magnitud, fase y contenido en frecuencia, el punto de aplicación de la misma también se mantiene constante durante los diferentes casos.

La herramienta proporcionada por el Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales requiere de las receptancias directas y cruzadas de la rueda, las de la vía, así como las características de funcionamiento del vehículo y la rugosidad combinada rueda-carril para el cálculo de la fuerza de contacto.

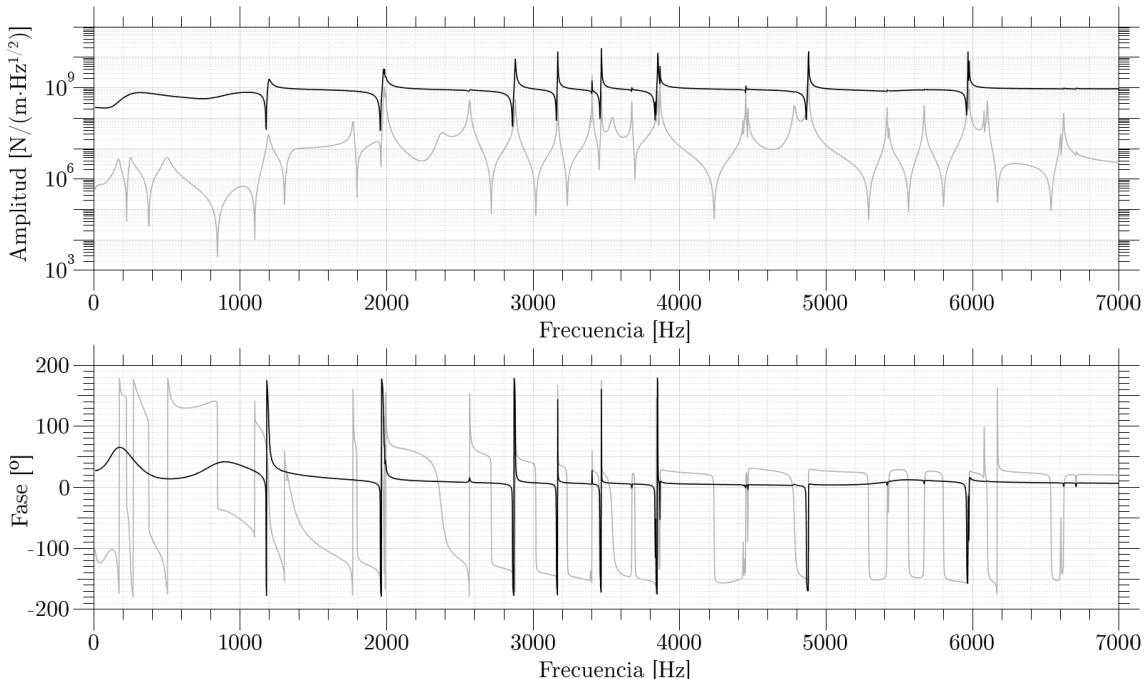


Figura 2.3: Espectro frecuencial de la fuerza de contacto. —: componente vertical, —: componente horizontal.

En la Figura 2.3 se ha representado el contenido en frecuencia de dicha fuerza, representada hasta 7 kHz debido a que el rango de frecuencias del ruido de rodadura es importante hasta aproximadamente 6 kHz.

Mediante la transformada inversa de Fourier se puede reconstruir el contenido temporal de la fuerza de excitación, el cual se muestra en la Figura 2.4.

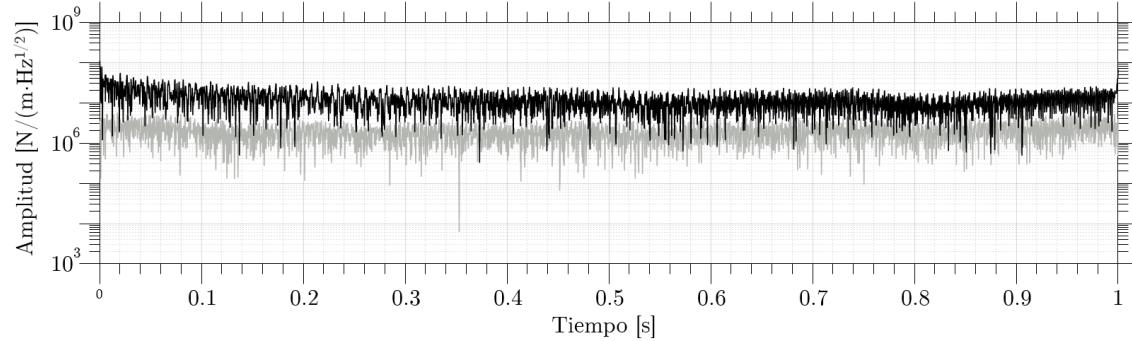


Figura 2.4: Espectro temporal de la fuerza de contacto. —: componente vertical. —: componente horizontal.

En realidad, no se está calculando una fuerza real tal y como se podría pensar, sino que se calcula la fuerza de contacto asumiendo una rugosidad unitaria, para tener la capacidad de posteriormente aplicar la rugosidad real.

La potencia acústica descrita en el modelo de la Sección 2.3 es proporcional a la velocidad cuadrática de vibración, la cual es proporcional al cuadrado de la fuerza de contacto, siendo esta última proporcional a la rugosidad. Por tanto, los resultados serán funciones de transferencia con la rugosidad para la fuerza de contacto y con su cuadrado para la potencia acústica.

2.3. MODELO DE RADIACIÓN ACÚSTICA

2.3.1. Formulación

Existen diversos modelos capaces de predecir la radiación acústica emitida por las ruedas ferroviarias en su movimiento vibratorio. Fingberg [16] introdujo el uso del Método de Elementos de Contorno en el cálculo acústico ferroviario, un método en el cual la superficie de radiación se discretiza en elementos sobre los que se calcula el campo acústico resolviendo la integral de Helmotz discreta. Este es un modelo validado y reconocido, pero computacionalmente muy exigente.

En el estudio del ruido de rodadura es preferible el uso de modelos más simples, en los cuales las variables de entrada al modelo sean constantes conocidas, como las características geométricas de la rueda, o estén directamente relacionadas con la dinámica de la rueda, como el campo de velocidades de la misma. El modelo de radiación acústica más aceptado por la academia para el estudio del ruido de rodadura fue presentado por D. Thompson [17].

En el modelo de Thompson, el sonido producido por la fuente (en este caso, la rueda), se describe a partir de la potencia acústica, la cual se relaciona con la potencia acústica emitida por un disco contenido en una pared infinita vibrando uniformemente a través de la eficiencia de radiación, tal que

$$\sigma = \frac{W^D}{W}, \quad (2.11)$$

donde W^D es la potencia acústica emitida por el disco y W la de la rueda. La expresión para el cálculo de la potencia acústica W^D es analítica, y su formulación es tal que

$$W^D = \rho c S \langle \tilde{v}^2 \rangle, \quad (2.12)$$

donde ρ es la densidad del fluido que envuelve el disco, c la velocidad del sonido del mismo (siendo el producto de estas dos magnitudes conocido como impedancia acústica), S la superficie de emisión y \tilde{v}^2 la velocidad cuadrática de vibración del disco, promediada temporal ($\tilde{\cdot}$) y espacialmente ($\langle \cdot \rangle$).

La eficiencia de radiación depende de la frecuencia de vibración mecánica de la rueda, así como del número de diámetros nodales que aparecen en dicho movimiento. La formulación de dichas eficiencias se puede clasificar en función del tipo de movimiento (axial, radial y torsional), y fueron introducidas por Thompson y Jones [17].

Dichas eficiencias presentan valores bajos en frecuencias bajas, pero para prácticamente todos los modos de vibración alcanzan un valor unitario al pasar los 1000 Hz. El ruido de rodadura se caracteriza por ser un ruido con un ancho de banda amplio, con cobertura

predominante entre 1 y 5 kHz. Por ello, en el modelo acústico utilizado se asumen todas las eficiencias de radiación como unitarias.

Para la formulación de la potencia acústica radiada por la rueda, es necesario proyectar la respuesta de cada uno de los modos de vibración que, como se ve en la Subsección 3.3.3, se clasifican por su contenido axial, radial y torsional. La componente circunferencial no aparece en esta ecuación debido a que es un modo de vibración que no desplaza fluido.

$$W = \rho c \sum_k \left(S_a \langle \tilde{v}_{a,k}^2 \rangle + S_r \langle \tilde{v}_{r,k}^2 \rangle + S_t \langle \tilde{v}_{t,k}^2 \rangle \right), \quad (2.13)$$

donde los subíndices a , r y t representan la componente axial, radial y torsional, respectivamente, de la superficie de radiación S y de la velocidad cuadrática media $\langle \tilde{v}^2 \rangle$. Esta caracterización es crucial en el modelo, puesto que en geometrías complejas como la de la rueda, los modos propios de vibración no son puros, sino que existe acoplamiento entre las componentes axial, radial y torsional, por lo que es necesario descomponer el movimiento en sus tres componentes para poder ponderar con la superficie de emisión correspondiente.

En el proceso de división del movimiento de los elementos en cada uno de los modos de vibración, es importante destacar que el eje global de coordenadas de la rueda no coincide con los sistemas de referencia locales en cada uno de los elementos que sí representan la naturaleza axial, radial y torsional del movimiento de dicho elemento.

Tal y como se puede apreciar en la Figura 2.5, en la que se ha representado el sistema global de coordenadas mediante los ejes X , Y y Z y un sistema local en un elemento cualquiera mediante los ejes a , r y t , se puede comprobar que el eje X coincide con el eje a para todos los elementos de la discretización de la rueda, por lo que la componente axial del movimiento es global, y el cambio de sistema de coordenadas en cada uno de los elementos consiste en un giro sobre el eje X , tal que la clasificación del movimiento en sus componentes queda definida en la Ecuación 2.14.

$$\begin{bmatrix} v_{k,a} \\ v_{k,r} \\ v_{k,c} \end{bmatrix} = R_{x,k}(\theta) \begin{bmatrix} v_{k,x} \\ v_{k,y} \\ v_{k,z} \end{bmatrix}, \quad (2.14)$$

donde θ se ha definido en la Figura 2.5, y $R_{x,k}$ es la matriz de rotación del sistema con respecto al eje X del elemento k -ésimo, definida a continuación

$$R_{x,k}(\theta) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\theta) & -\sin(\theta) \\ 0 & \sin(\theta) & \cos(\theta) \end{bmatrix}. \quad (2.15)$$

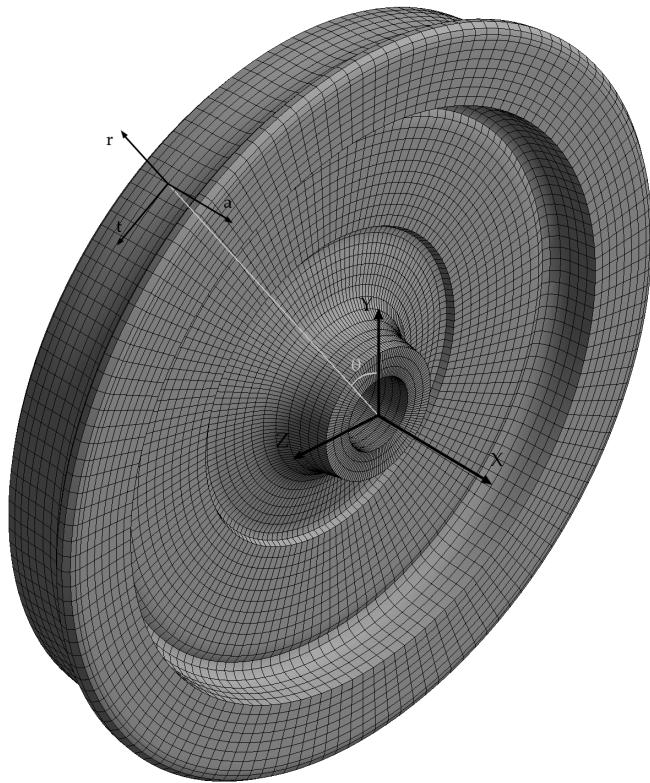


Figura 2.5: Ejes coordenados global y local.

Además, con el objetivo de reducir el coste computacional en el cálculo de la potencia acústica, se introducen otra serie de simplificaciones al modelo:

1. El término torsional de la emisión acústica es despreciable frente al axial y radial.
2. Las superficies de emisión axial (el velo y las caras laterales) no emiten ruido radial, y las superficies de emisión radial (interior y exterior de la llanta) no emiten potencia acústica axial.
3. La emisión axial es simétrica, es decir, la potencia acústica axial de ambas caras de la rueda es la misma.
4. La radiación acústica radial y axial se pueden discretizar, de manera que una serie de coronas características representan la distribución de velocidades de la rueda (veáse la Figura 2.6). La componente radial se evalúa en la circunferencia de contacto, representada como un punto gris en dicha figura.

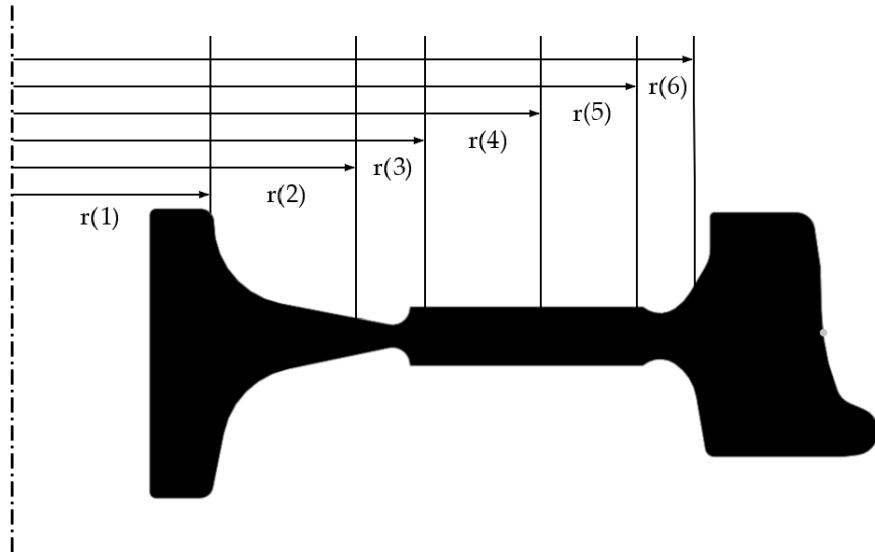


Figura 2.6: Esquema de la discretización de la superficie de radiación axial.

Todas estas hipótesis y simplificaciones están respaldadas por la literatura y se utilizan en modelos de referencia como el software TWINS [18]. De esta forma, la Ecuación 2.13 se puede aproximar como

$$W = \rho c \sum_k \left(\sum_{i=1}^6 \left(S_{a,i} \langle \tilde{v}_{a,i,k}^2 \rangle \right) + S_r \langle \tilde{v}_{r,k}^2 \rangle \right), \quad (2.16)$$

siendo el término i del sumatorio el que recorre cada una de las coronas de la discretización axial.

2.3.2. Percepción humana del ruido

A lo largo de este trabajo se trata con sistemas que presentan un campo de velocidades vibratorio en un amplio rango de frecuencias. Este movimiento vibratorio provoca una emisión acústica en también un amplio rango de frecuencias. Sin embargo, si se define el ruido como aquellos sonidos considerados como molestos para el ser humano, es importante considerar la percepción humana del sonido como factor ponderador del cálculo.

El ser humano es mucho más sensible a frecuencias entre los 3 y 4 kHz que a frecuencias inferiores y superiores. De hecho, el rango máximo de frecuencias que el ser humano puede detectar va de los 20 Hz a los 20 kHz, reduciéndose éste con la edad y el desgaste de los órganos auditivos.

Para compensar este efecto y ajustar las estimaciones de emisión de potencia acústica a la intensidad percibida por las personas, se debe corregir dicha potencia mediante un

filtro de ponderación, similar a los filtros paso-banda, que amplifique el espectro cercano al rango entre 3 y 4 kHz y amortigüe las frecuencias altas y bajas.

Esta ponderación se aplica en el postproceso del resultado, realizando una suma aritmética en decibelios de la potencia emitida con los valores de la función de ponderación. En este caso, se utilizará la ponderación A, ya que es la más ampliamente utilizado en este tipo de estudios. Está definida por la Ecuación 2.17:

$$W_x(f) = 20 \log_{10}(T_x(f)) - 20 \log_{10}(T_x(1000)), \quad (2.17)$$

donde $T_x(f)$ viene dada por la Ecuación 2.18:

$$T_x(f) = \frac{12194^2 f^4}{(f^2 + 20,6^2)(f^2 + 12194^2)\sqrt{(f^2 + k_1^2)(f^2 + k_2^2)}}, \quad (2.18)$$

siendo f la frecuencia en Hz, y $(k_1, k_2) = (107.7, 737.9)$.

En la Figura 2.7 se muestra la función de ponderación A. De ahora en adelante en este trabajo, todas las figuras representando emisión de potencia acústica con unidades de decibelios con ponderación A (dB(A)) han sido postprocesadas con este filtro.

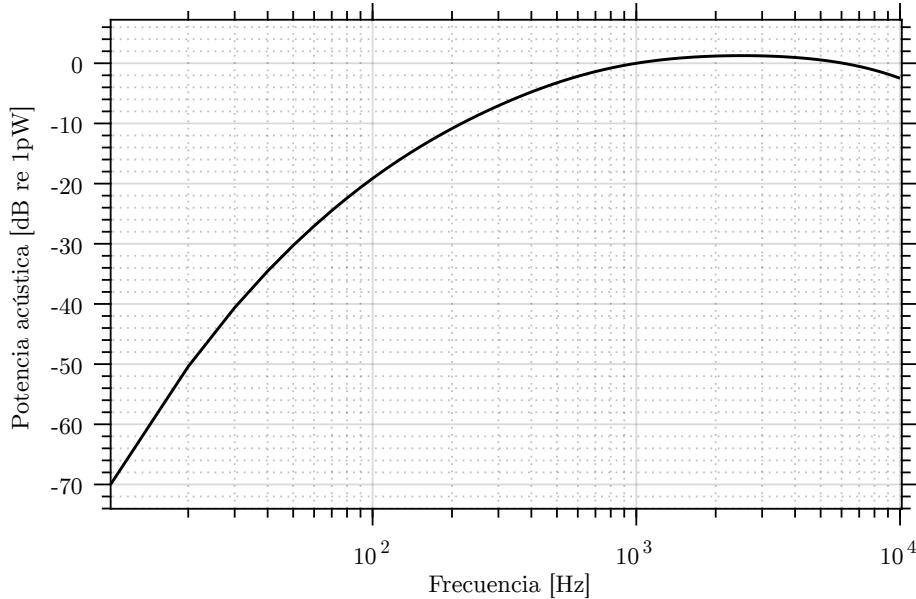


Figura 2.7: Curva de ponderación A.

2.4. VISCOELASTICIDAD

Como su propio nombre indica, la viscoelasticidad es una propiedad de ciertos materiales que presentan propiedades viscosas y propiedades elásticas.

Atendiendo a la clasificación más general de los estados de la materia, existen tres estados fundamentales: sólido, líquido y gas, por los cuales se permite la propagación de vibraciones mecánicas. Las fuerzas intermoleculares de cada uno de los estados es distinta, siendo mayor en los sólidos y menor en gases, por lo que la respuesta a la aplicación de fuerzas externas es también distinta. Las propiedades viscosas de los materiales se relacionan con fluidos (líquidos y gases), mientras que las elásticas se relacionan con sólidos, por lo que el tratamiento de la viscoelasticidad de los polímeros conlleva un especial interés, por su potencial aplicación en la mitigación de vibraciones de elementos mecánicos.

2.4.1. Elasticidad

Los sólidos se pueden subdividir en sólidos perfectamente rígidos, lo cual se considera como un caso ideal y no existente en la naturaleza, y sólidos elásticos, caracterizándose estos últimos por la existencia de deformación. Si se asume el caso ideal sin pérdidas en los sólidos elásticos, se puede representar la relación tensión-deformación del material mediante la ley de Hooke (Ecuación 2.19), mediante la introducción del módulo elástico (módulo de Young). La representación matemática de la ley de Hooke para el caso 1D es

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (2.19)$$

donde σ es la tensión, ε la deformación por unidad de longitud y E es el módulo de Young, el cual es una propiedad intrínseca del material y no depende de las dimensiones del sistema considerado.

Ningún material es perfectamente elástico de manera lineal, aunque este es un modelo ampliamente validado que representa fielmente gran parte de los casos de carga de diferentes materiales. La principal consecuencia derivada de su definición es que, en un material perfectamente elástico que cumple la Ley de Hooke, toda la energía de deformación generada tras la aplicación de una carga se transmite de manera eficientemente perfecta, volviendo el sistema a su estado inicial de forma reversible.

La tensión en un cuerpo elástico es, en realidad, la reacción del cuerpo y su resistencia a ser deformado. Por tanto, mientras se comporten como un sólido Hookeano, esta reacción será exactamente igual a la fuerza aplicada por unidad de superficie, y se hará cero instantáneamente al cesar la fuerza. Por tanto, no hay ningún tipo de retraso ni *lag* temporal entre deformación y tensión en un sólido que cumpla la ley de Hooke.

2.4.2. Viscosidad

De manera homóloga a la ley de Hooke, Newton definió en 1833 [19] que la resistencia ejercida por un fluido al deslizamiento por la aplicación de una fuerza cortante al mismo es proporcional a la velocidad a la que las partes del fluido son separadas entre sí, como se describe en la Ecuación 2.20:

$$\sigma = \mu \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial t}, \quad (2.20)$$

donde t es el tiempo y μ es la viscosidad, con unidades de tensión por tiempo. Si el fluido es Newtoniano, a condiciones termodinámicas constantes, la viscosidad también se mantiene constante. Esta proporcionalidad tiene como consecuencia que parte de la energía aportada al sistema para su deformación no será convertida en energía de deformación, sino que aparecerán pérdidas internas debidas a dicha viscosidad.

2.4.3. Viscoelasticidad en polímeros

Debido a su estructura interna, basada en cadenas largas de monómeros interconectados entre sí, todos los polímeros presentan propiedades viscoelásticas. En condiciones de equilibrio y sin aplicación de cargas externas, las cadenas poliméricas tienen a enrollarse y enredarse unas con otras en estructuras más o menos compactas (Figura 2.8a). Al añadir la carga externa, la estructura cambia, desarrollándose y extendiéndose las cadenas en la dirección de la fuerza (Figura 2.8b).

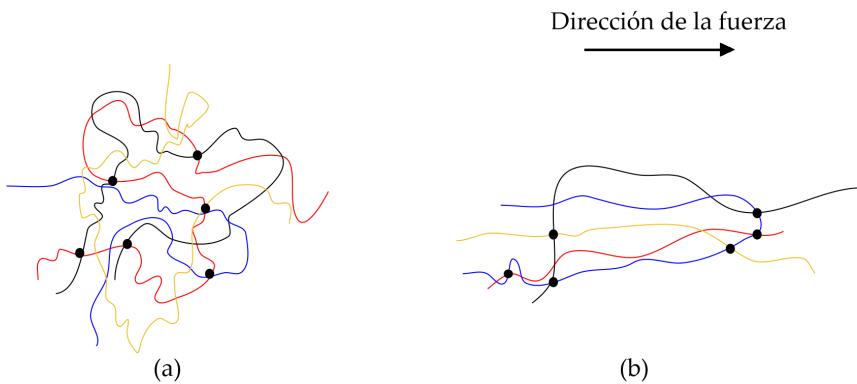


Figura 2.8: Entrelazamiento de las cadenas de un polímero sin (a) y con (b) fuerzas externas aplicadas.

Estas estructuras presentan características elásticas, por lo que el material almacena la energía de deformación empleada en desplazarlas. Además, la fricción entre las cadenas provoca pérdidas de energía antes de volver a su posición original, por lo que la fuerza aplicada y la velocidad de extensión de las cadenas son proporcionales. Atendiendo a

la definición dada al inicio de esta sección, se puede concluir que los polímeros tienen propiedades viscoelásticas.

Sin embargo, no todos los tipos de polímeros son lo suficientemente viscoelásticos como para tenerlos en cuenta, y de los que sí, no se puede asumir con todos que el modelo lineal simule el comportamiento real. Aun así, la teoría de viscoelasticidad lineal es una aproximación ampliamente usada en aplicaciones de ingeniería, incluso como punto de partida en modelos que requieren un tratamiento más avanzado, como el modelo de Maxwell [20] y el de Kelvin-Voigt [21].

Capítulo 3

Modelo de Elementos Finitos

En este capítulo se desarrolla el proceso de modelado del sistema formado por la rueda y las capas viscoelástica y restrictora mediante una formulación y discretización por elementos finitos en MATLAB®. Se presenta todo el proceso de modelado y procesado de los resultados del análisis modal de la rueda ferroviaria en 2D y 3D.

3.1. INTRODUCCIÓN Y DIAGRAMA DE FLUJO DE TRABAJO

El principal método de cálculo utilizado en el desarrollo de este trabajo es el Método de los Elementos Finitos (MEF), debido a que las ecuaciones que rigen la dinámica vibratoria y la respuesta estructural de los sistemas considerados no tienen solución para sistemas continuos, por lo que se requiere de la discretización del modelo en elementos más pequeños, cuya formulación es conocida.

El diagrama de flujo que resume la metodología de trabajo seguida en esta sección se puede encontrar en la Figura 3.1. Cabe destacar que, según dicho diagrama, un error en la validación del modelo requiere un reinicio prácticamente total del proceso. En realidad, la no validación del cálculo puede tener como origen errores en muchas de las etapas del cálculo computacional del modelo, por lo que requiere de una validación segmentada y en bloques en busca de dicho error, empezando desde las primeras fases de preprocess.

Cada uno de los elementos finitos que discretiza el modelo está formado por nodos sobre los que se aplican las ecuaciones dinámicas, y el espacio en los elementos entre nodos se estima a partir de funciones de forma que interpolan el resultado en las zonas de la geometría en las que no hay un nodo [22].

Atendiendo a la bibliografía, el modelo de elementos finitos más eficiente computacionalmente es el axisimétrico, en el cual sólo se modela la sección de la rueda y se aplica la condición de axisimetría al resto del sólido, reduciendo el número de nodos y elementos del problema y permitiendo un mayor refinamiento de la malla y el cálculo para el mismo coste

3 Modelo de Elementos Finitos

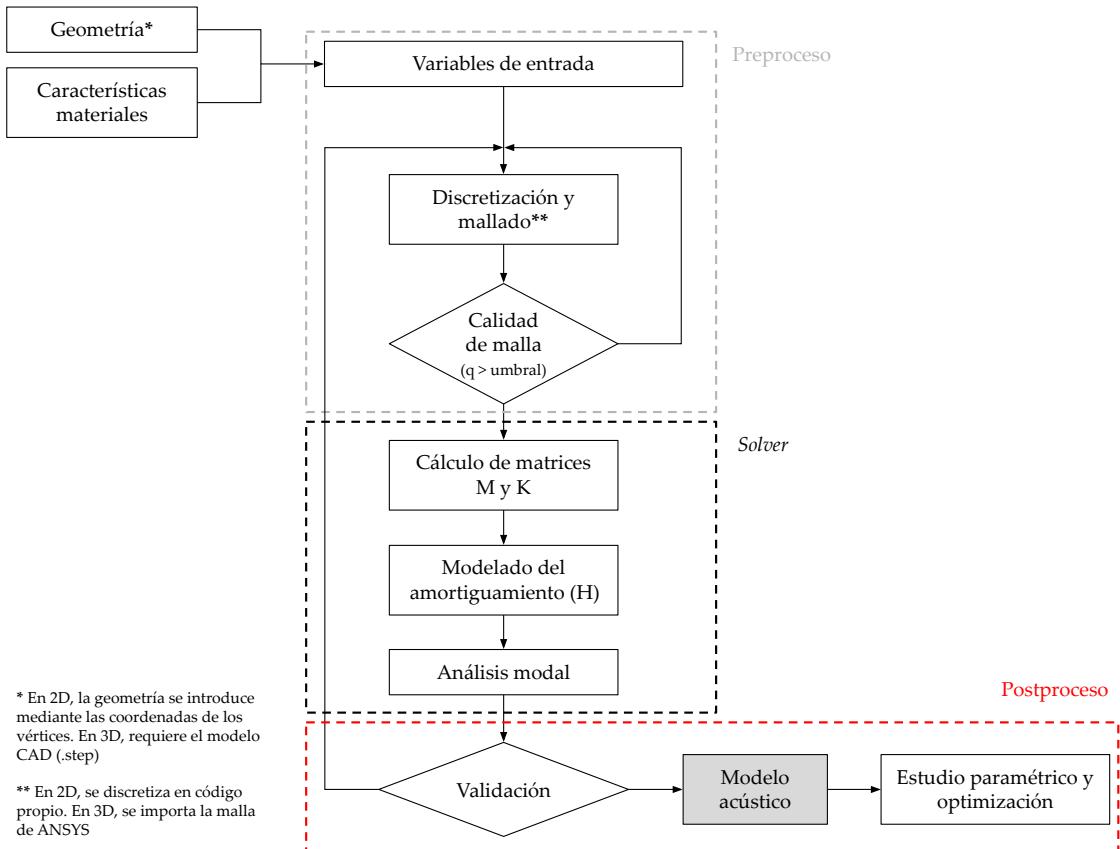


Figura 3.1: Diagrama de flujo de la metodología de trabajo empleada.

computacional [13]. De esta forma, se resuelve el problema bidimensional y se recalcula el caso para cada uno de los armónicos.

El modelo axisimétrico es un modelo muy utilizado, puesto que no introduce simplificaciones con respecto al modelo completo en tres dimensiones. De hecho, en el modelo axisimétrico se integra analíticamente una de las tres coordenadas, la circunferencial, mientras que la radial y axial se integran numéricamente, por lo que esto reduce el error frente a la triple integral numérica del modelo tridimensional completo.

Este modelo se basa en el mismo principio por el cual se pueden descomponer las funciones periódicas en series de Fourier sin pérdidas en las generalidades de la función, ya que la dirección circunferencial de la respuesta de la rueda es una función periódica que se repite, como mínimo, cada 360° . Por tanto, se descompone la respuesta del sistema en una suma de armónicos.

Mediante un desarrollo algebraico desarrollado por M. Petyt [23], se alcanza la conclusión de que la respuesta de los distintos armónicos aparece desacoplada, por lo que se pueden plantear distintas ecuaciones del movimiento a resolver por separado para cada uno de los armónicos, resolviendo la dinámica de la rueda para distintos números de diámetros nodales.

Sin embargo, este enfoque para el modelado es más complejo, puesto que también desacopla el movimiento simétrico del antisimétrico. Los modos con un diámetro nodal o más, tal y como se verá en la Subsección 3.3.3, aparecen aparejados con otros modos en cuadratura de fase. Este hecho cuenta con una base teórica poco evidente, por lo que su desarrollo en código propio e implementación requiere de la validación con un modelo completo sin simplificaciones dimensionales, como un modelo tridimensional completo.

Por ello, en este trabajo no se desarrolla el modelo axisimétrico, sino dos modelos con los siguientes objetivos:

- **Modelo bidimensional.** Tras su validación, se utiliza como referencia para el desarrollo de un modelo analítico computacionalmente más eficiente que el modelo MEF.
- **Modelo tridimensional.** De gran interés al no incluir simplificaciones dimensionales, se utiliza para el estudio paramétrico de la capa viscoelástica si el modelo analítico no ofrece resultados correctos.

En el caso bidimensional se asume que cada uno de los nodos presenta dos grados de libertad, correspondientes al desplazamiento en las dos direcciones del plano $X-Y$, de manera que los giros y desplazamientos fuera del plano se desprecian y se asume que el grado de libertad correspondiente al giro dentro del plano $X-Y$ (giro en el eje Z) se puede caracterizar mediante la combinación de los grados de libertad translacionales [24]. De este modo, el vector de desplazamientos para el nodo k -ésimo se define como

$$\mathbf{u}_k(x, y) = \begin{Bmatrix} u_k \\ v_k \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_k(x, y) \\ v_k(x, y) \end{Bmatrix}, \quad (3.1)$$

donde u_k y v_k representan el desplazamiento nodal en los ejes x e y respectivamente. Por tanto, la matriz \mathbf{U} que se obtiene como resultado de la resolución de la Ecuación 2.2 y contiene información sobre todos los grados de libertad del sistema, se define como

$$\mathbf{U} = \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_1(1) \\ \mathbf{u}_1(2) \\ \mathbf{u}_2(1) \\ \mathbf{u}_2(2) \\ \vdots \\ \mathbf{u}_k(1) \\ \mathbf{u}_k(2) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ \vdots \\ u_k \\ v_k \end{Bmatrix}. \quad (3.2)$$

En 3D se enriquece el problema, incluyendo el desplazamiento en el eje Z como GDL del modelo. Cabe destacar, tal y como se ha visto en la Figura 2.5, que el interés en el estudio del desplazamiento aparece al considerar coordenadas locales y no globales.

En este modelo, el vector de GDL's del sistema se define como

$$\mathbf{U} = \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_1(1) \\ \mathbf{u}_1(2) \\ \mathbf{u}_1(3) \\ \mathbf{u}_2(1) \\ \mathbf{u}_2(2) \\ \mathbf{u}_2(3) \\ \vdots \\ \mathbf{u}_k(1) \\ \mathbf{u}_k(2) \\ \mathbf{u}_k(3) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ w_2 \\ \vdots \\ u_k \\ v_k \\ w_k \end{Bmatrix}, \quad (3.3)$$

donde w_k es el desplazamiento nodal en el eje global Z del nodo k -ésimo.

3.2. MODELO 2D

3.2.1. Geometría y mallado

A lo largo del desarrollo de los objetivos de este trabajo, es necesario calcular diversos casos con el objetivo de caracterizar la influencia de parámetros materiales y geométricos. Por ello, es crucial contar con un método de mallado escalable y rápido.

En *softwares* comerciales de cálculo mediante elementos finitos, los generadores de mallas suelen considerarse como cajas negras, y su código es en gran medida inaccesible, perdiendo el usuario control sobre gran parte de los parámetros y algoritmos necesarios para su uso. Es por ello que uno de los objetivos secundarios de este proyecto reside en el desarrollo de un mallador en código propio en MATLAB®.

La característica principal de la estrategia de mallado 2D que se ha seguido es que se basa en elementos triangulares (Figura 3.2). Las ventajas de estos elementos son las siguientes:

- En comparación con los elementos cuadriláteros, permiten aproximar de una manera más sencilla el contorno [25]. Además, la disposición de los nodos en el elemento puede realizarse de forma evidente siguiendo el esquema del triángulo de Pascal [26]. Esta es su principal ventaja cumpliendo con el objetivo de la escalabilidad del algoritmo.
- La literatura disponible al respecto, así como las librerías y funciones de código abierto encontradas durante el proceso de documentación del trabajo, son mucho más amplias en el uso de elementos triangulares que en el de cuadrilateros o geometrías más complejas.

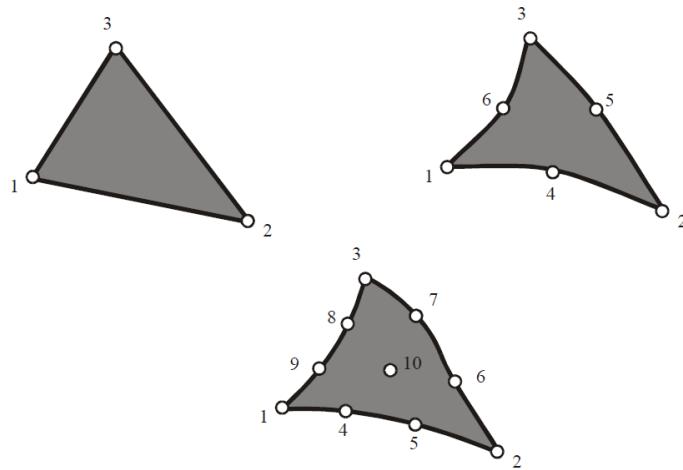


Figura 3.2: Elementos triangulares en función del grado de interpolación y el número de nodos por elemento.

Las desventajas de estos elementos son que dificultan el uso de mallas estructuradas, y que el área cubierta por un elemento manteniendo la longitud característica constante es menor que en los cuadriláteros, por lo que se requieren más elementos para una misma geometría.

Apoyándose en la librería de Ecuaciones Diferenciales Parciales (EDP) de MATLAB® y en la publicación de P. Persson y G. Strang [27] se puede desarrollar la función capaz de mallar la geometría bidimensional que se requiera en cada caso. El proceso seguido es el siguiente:

1. La geometría es cargada en MATLAB® como una serie de puntos emulando los vértices de un polígono. En este punto, a través de la función *decsg* de la librería de EDP se descompone la geometría en un formato consistente con el resto de funciones de la librería.
2. El segundo paso consiste en la creación de una distribución nodal en la geometría introducida, de manera que todos los nodos estén a la misma distancia formando una red estructurada de triángulos equiláteros. Posteriormente, se eliminan todos aquellos nodos que se encuentran fuera del dominio definido por la geometría extendido un cierto margen dependiente de los gradientes de sección de la geometría. Los nodos que se encuentran fuera de la geometría pero dentro de la extensión son desplazados hasta el punto más cercano del contorno de la geometría.

Como condición de contorno y entrada al algoritmo, se introduce un parámetro que define el refinamiento de la malla, indicando el número de divisiones de la base de la geometría.

3. En este punto, se genera la topología inicial de la malla, triangulando los nodos de manera iterativa a través de la triangulación de Delaunay [28], según la cual la circunferencia circunscrita de cada triángulo de la red no debe contener ningún vértice de otro triángulo.

4. Finalmente, se actualiza la posición de cada uno de los nodos forzando el equilibrio de fuerzas que llega a cada nodo a través de las barras (lados del elemento) que finalizan en él y optimizando la calidad de la malla. Este proceso es complejo debido a la discontinuidad de los modelos de la función de fuerza, pero la aproximación llevada a cabo por P. Persson y G. Strang consigue simplificarlo a través de la introducción de una ecuación diferencial artificial dependiente también del tiempo. Esta simplificación se introduce en este trabajo como un bloque completo con entradas y salidas, ya que su adaptación y desarrollo se consideran fuera del alcance del proyecto.

En la Figura 3.3 se puede observar una representación gráfica del proceso seguido en el algoritmo de mallado.

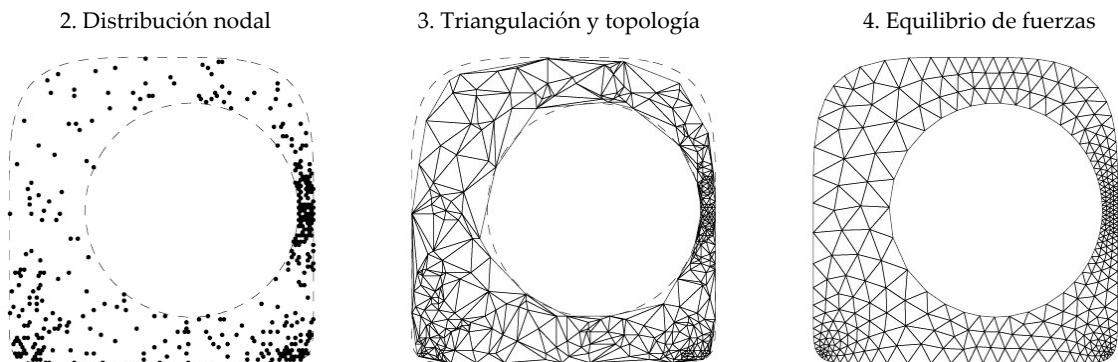


Figura 3.3: Representacion gráfica de los pasos de mallado [27].

Con todo ello, la malla a considerar en el problema base es la de la Figura 3.4. Cabe destacar que el refinamiento de la malla es mucho mayor que lo que se suele utilizar en problemas de cálculo estructural. Esto se debe a que, tal y como se puede ver en la vista de detalle en la Figura 3.5, el espesor de las capas viscoelástica y restrictora obliga a que los elementos sean muy pequeños en esa zona, y para mantener la calidad de los resultados, el factor de crecimiento de la malla no puede ser muy elevado, por lo que este pequeño tamaño de los elementos condiciona también a la malla en la zona de la rueda.

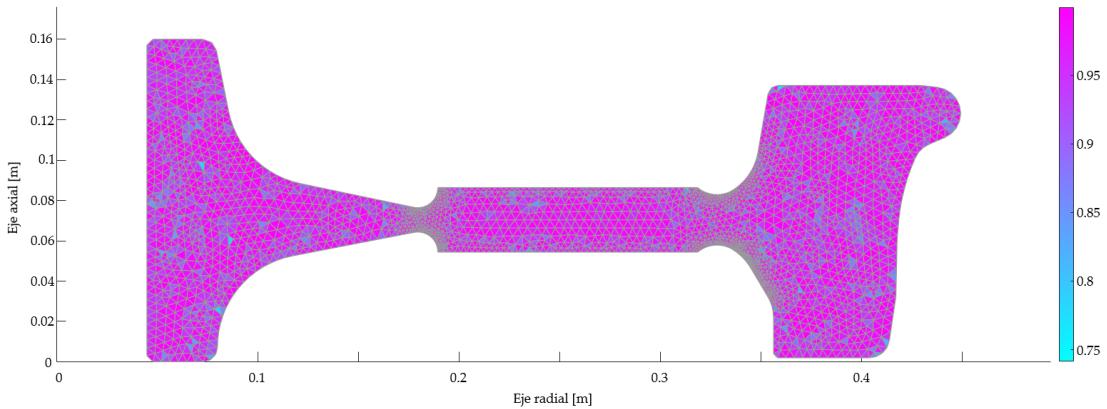


Figura 3.4: Malla y calidad de los elementos del caso base (sin capas). Malla de 2382 nodos. La escala de colores representa la calidad de los elementos.

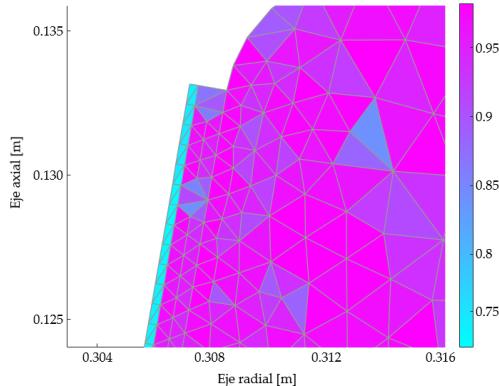


Figura 3.5: Detalle de las capas viscoelástica y restrictora en la malla. Malla de 6738 nodos. La escala de colores representa la calidad de los elementos.

La función de mallado también calcula la calidad de cada uno de los elementos, la cual se ha representado en las Figuras 3.4 y 3.5 en el código de colores. Se trata de la calidad geométrica del elemento y se define como la desviación de dicho elemento con respecto su referencia regular (en este caso, un triángulo equilátero). Cuanto mayor es la diferencia entre el elemento y la referencia regular, mayor es el error de discretización y, en consecuencia, peor es la calidad de la malla, definida para cada elemento como

$$q = 4\sqrt{3} \frac{A}{\sum_{i=1}^3 L_i^2}, \quad (3.4)$$

donde q es la calidad del elemento, A la superficie y L_i cada una de las longitudes de los tres lados del triángulo que define el elemento. Esta relación fue introducida por Bhatia y Lawrence [29] en 1990.

Atendiendo a esta definición, en la Figura 3.6 se puede observar la calidad de los elementos de la malla del caso base, la cual en gran medida está por encima de 0.9 y nunca es menor que el umbral de 0.6 que indicaría una calidad insuficiente [29].

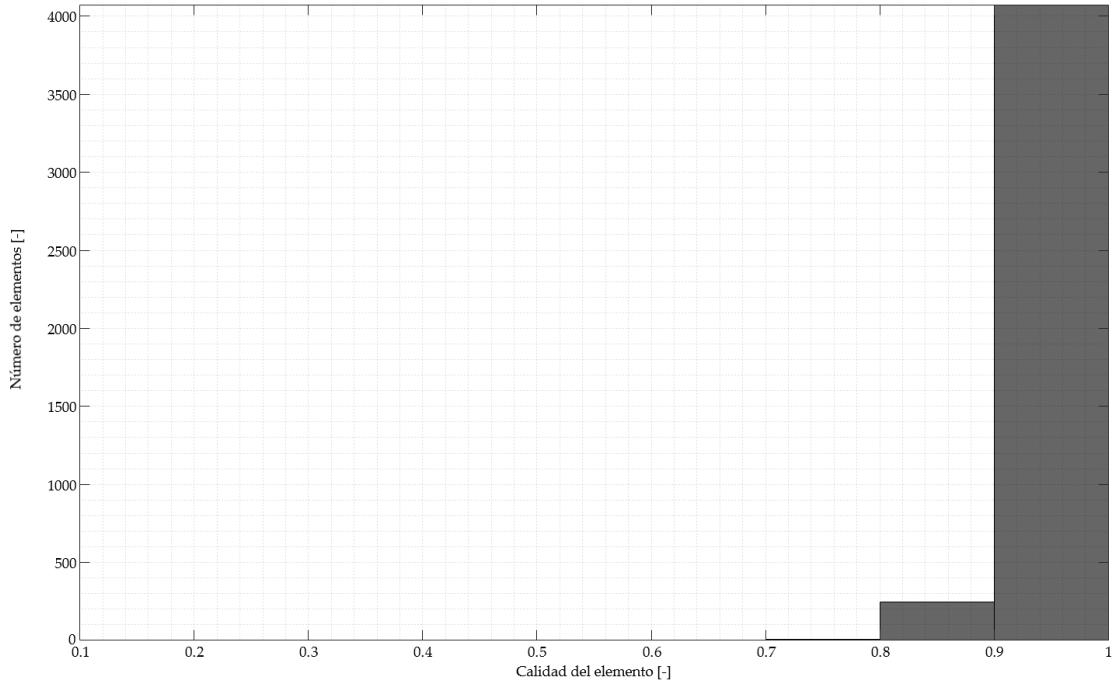


Figura 3.6: Calidad de los elementos de la malla del caso base.

Además, cabe destacar que el enriquecimiento del modelo con las capas viscoelástica y restrictora¹, introduciendo dos nuevas zonas con unas dimensiones características varios órdenes de magnitud inferiores a las de la rueda, tampoco induce una calidad de malla por debajo del umbral. De hecho, tal y como se puede observar en la Figura 3.7, la mayoría de los elementos siguen teniendo una calidad por encima de 0.9, siendo muchos de ellos correspondientes a las capas de amortiguamiento (el número de elementos en esta condición pasa de aproximadamente 4000 en la Figura 3.6 a 10000 en la Figura 3.7).

3.2.2. Matrices de masa y rigidez

El siguiente paso en el modelado por elementos finitos, teniendo en cuenta que el mallado se realiza con elementos triangulares lineales, es la formulación de las matrices de rigidez y masa de cada uno de los elementos, para su posterior ensamblaje en la matriz global del sistema.

Con el objetivo de simplificar la compresión y seguimiento de este apartado, se utilizan los índices i , j y k para numerar globalmente los nodos del elemento (que se usa en el

¹De ahora en adelante, la rueda modificada o intervenida se refiere a la rueda con las capas viscoelástica y restrictora

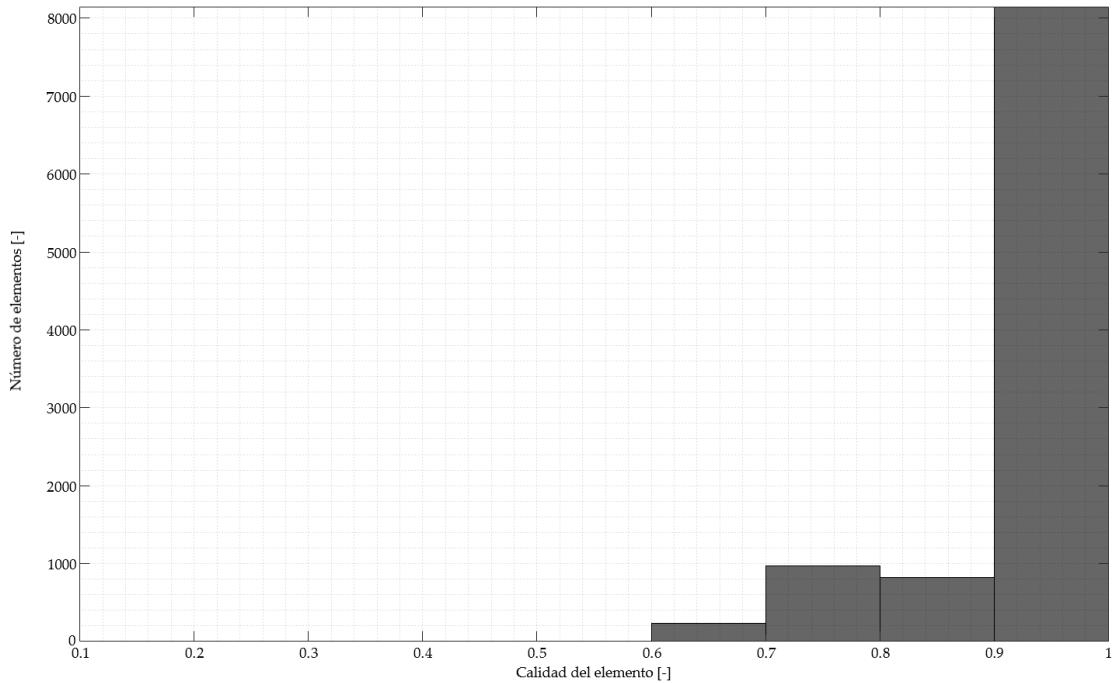


Figura 3.7: Calidad de los elementos de la malla de la rueda modificada.

ensamblaje de la matriz global), y 1, 2 y 3 para la numeración local. En todo momento se respeta el orden antihorario para dicha numeración.

Debido a la axisimetría del problema, la formulación utilizada es la desarrollada por Batoz [30] en 1982, ya que según la literatura consultada es el modelo que mejor reproduce el comportamiento de una placa fina en el caso bidimensional. Se trata de elementos triangulares con 3 nodos y 2 grados de libertad por nodo, siendo estos últimos el desplazamiento en cada una de las coordenadas del plano definido por la geometría a estudiar.

De ahora en adelante en este trabajo, se incluye la siguiente nomenclatura [30] para abreviar las expresiones:

- Diferencia entre coordenadas locales de los nodos:

$$x_{ij} = x_i - x_j \quad (3.5)$$

$$y_{ij} = y_i - y_j, \quad (3.6)$$

siendo $i, j = 1, 2, 3$.

- Longitud del lado del elemento:

$$l_{ij} = \sqrt{x_{ij}^2 + y_{ij}^2}, \quad (3.7)$$

de manera que $i \neq j$.

- Área del elemento:

$$A = \frac{y_{21}x_{13} - x_{21}y_{13}}{2}. \quad (3.8)$$

A parte de esto, se introduce una modificación en los elementos con el objetivo de independizar las funciones de forma de la geometría del elemento y facilitar la resolución de las ecuaciones que aparecerán en el desarrollo. Para ello, se usa la formulación isoparamétrica [30], con la que se transforma la geometría real del elemento en un elemento normalizado, pasando de estar definido en las coordenadas X e Y a estarlo en las coordenadas ξ y η . En la Figura 3.8 se puede observar esta transformación.

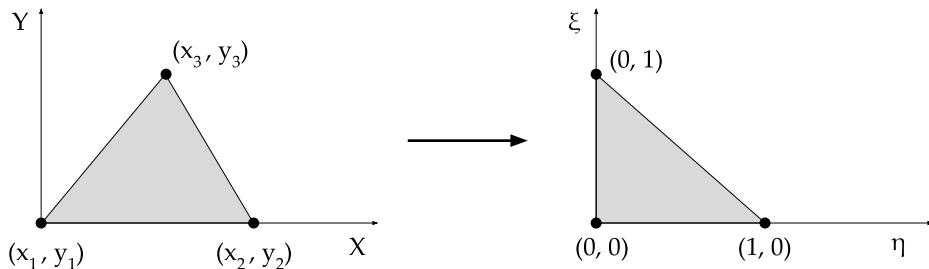


Figura 3.8: Isoparametrización de los elementos

Mediante esta simplificación, las funciones de forma del triángulo isoparamétrico en su forma lineal (3 nodos por elemento) son:

$$\begin{aligned} N_1(\xi, \eta) &= 1 - \xi - \eta, \\ N_2(\xi, \eta) &= \xi, \\ N_3(\xi, \eta) &= \eta. \end{aligned} \quad (3.9)$$

En el proceso de cálculo de las matrices de masa y rigidez también se requiere del cálculo de las derivadas parciales. Por la simplicidad de las funciones de forma, las derivadas naturales (respecto a las coordenadas ξ y η) son sencillas y explícitas, pero las cartesianas se deben obtener a partir del siguiente sistema de ecuaciones lineales.

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \end{bmatrix}, \quad (3.10)$$

donde $i = 1, 2, 3$, y donde la matriz Jacobiana (\mathbf{J}) es la que relaciona las coordenadas locales con las globales:

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} \end{bmatrix}. \quad (3.11)$$

Despejando en la Ecuación 3.10, se obtienen las derivadas globales de las funciones de forma:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial x} \\ \frac{\partial N_i}{\partial y} \end{bmatrix} = \mathbf{J}^{-1} \begin{bmatrix} \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \end{bmatrix}. \quad (3.12)$$

Con ello, y conocidas todas las derivadas parciales, se genera la matriz \mathbf{B} de deformación del elemento:

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_1}{\partial y} & 0 & \frac{\partial N_2}{\partial x} & 0 & \frac{\partial N_3}{\partial y} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_3}{\partial y} & \frac{\partial N_3}{\partial x} \end{bmatrix}. \quad (3.13)$$

La matriz de rigidez del elemento isoparamétrico con el que se está trabajando, en ejes locales y atendiendo a la literatura [30], se expresa como:

$$\mathbf{K}_e = 2A \int_0^1 \int_0^{1-\eta} \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} d\xi d\eta, \quad (3.14)$$

donde \mathbf{D} es la matriz de rigidez del material, definida en función del coeficiente de Poisson (ν) y el Módulo de young (E):

$$\mathbf{D} = \frac{E}{1 - \nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & (1-\nu)/2 \end{bmatrix}. \quad (3.15)$$

Mediante una comprobación dimensional sencilla, considerando que $B^T \in \mathbb{R}^{6x3}$, $D \in \mathbb{R}^{3x3}$ y $B \in \mathbb{R}^{3x6}$, la matriz de rigidez del elemento es una matriz cuadrada 6 x 6. Esta conclusión se puede generalizar, indicando que la matriz de rigidez elemento es una matriz $N_e \times N_e$, siendo N_e el número de grados de libertad total del elemento.

El modelo en elementos finitos desarrollado en este trabajo se ha implementado en MATLAB®, por lo que el coste computacional del cálculo analítico de las ecuaciones es muy

elevado en comparación a otro tipo de cálculos para los que el software sí está optimizado. Por ello, se asume que las propiedades mecánicas y másicas del material que forma el elemento son constantes a lo largo y ancho de su superficie, por lo que se aproxima la solución de las integrales de la Ecuación 3.14 mediante la cuadratura de Gauss, aproximando la integral a la suma ponderada de 3 puntos del elemento, cuyas coordenadas locales y peso en la integración han sido recogidos en la Tabla 3.1.

Tabla 3.1: Parámetros de la cuadratura de Gauss. ξ y η representan las coordenadas locales del elemento y w es el factor de ponderación del sumando en el proceso de integración numérica.

i	ξ	η	w
1	1/2	1/2	1/3
2	0	1/2	1/3
3	1/2	0	1/3

Por tanto, la matriz de rigidez del elemento se calcula siguiendo la Ecuación 3.16. Tras el cálculo de las matrices locales de todos los elementos y su posterior ensamblaje, se genera la matriz \mathbf{K} de rigidez global que se usa en la resolución del modelo dinámico desarrollado en el Capítulo 2.

$$\mathbf{K}_e = \frac{A}{3} \sum_{i=1}^3 \mathbf{B}(\xi_i, \eta_i)^T \mathbf{D} \mathbf{B}(\xi_i, \eta_i). \quad (3.16)$$

Por otro lado, la formulación de la matriz de masa de cada uno de los elementos triangulares lineales depende también de las funciones de forma del elemento y de las propiedades másicas del material [25]. En coordenadas locales, la matriz de masa del elemento que se ensambla en la matriz \mathbf{M} global siguiendo el mismo procedimiento que con la rigidez es la siguiente:

$$\mathbf{M}_e = \rho \int_0^1 \int_0^{1-\eta} \mathbf{N}^T \mathbf{N} d\xi d\eta \approx \frac{\rho}{3} \sum_{i=1}^3 \mathbf{N}(\xi_i, \eta_i)^T \mathbf{N}(\xi_i, \eta_i). \quad (3.17)$$

3.2.3. Análisis modal y validación

El análisis modal de cualquier sistema es un estudio crucial en la caracterización estructural del mismo, puesto que permite obtener sus frecuencias de resonancia (frecuencias naturales) y modos de vibración. Tanto las frecuencias naturales como los modos de vibración son propiedades intrínsecas del sistema y se obtienen resolviendo el problema de autovalores (frecuencias naturales) y autovectores (modos de vibración) de la ecuación de movimiento de la rueda en su respuesta ante vibraciones libres, es decir, sin fuerza externa aplicada. Dado que el amortiguamiento es una de las características fundamentales que justifican el uso de la capa viscoelástica restringida como sistema de mitigación de ruido

de rodadura, la obtención de estas propiedades modales consiste en la resolución de la ecuación planteada en Ecuación 2.7.

La clasificación y caracterización de los modos de vibración permite un mayor entendimiento de la dinámica de la rueda.

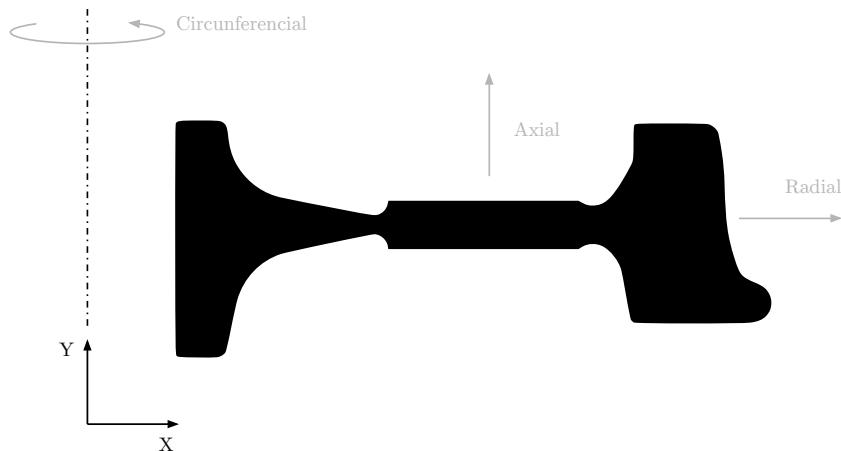


Figura 3.9: Sección transversal de la rueda ferroviaria, con las direcciones de vibración y radiación representadas.

La caracterización del tipo de deformación encontrada en cada uno de los modos permite una reducción significativa de la información necesaria para el postproceso del cálculo acústico. En morfologías tipo disco, como es el caso de la rueda de este estudio, se suelen definir líneas nodales donde la vibración es nula, y caracterizar los modos en función del número de líneas de cada tipo que presenten.

Los diámetros nodales son líneas nodales que cruzan el centro del disco considerado, mientras que las circunferencias nodales son circunferencias concéntricas al disco que no cruzan en ningún caso dicho centro. En la Figura 3.10 se ha representado esquemáticamente las líneas nodales, de manera que los signos positivo y negativo corresponden con vibraciones con amplitudes de signo opuesto (dentro o fuera del plano).

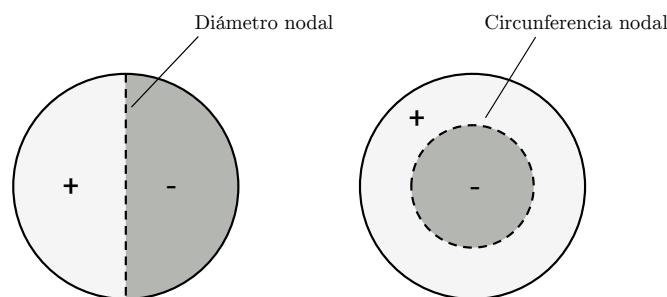


Figura 3.10: Representación de las líneas nodales que clasifican los modos de vibración. +/- indica la fase del movimiento relativo en cada área.

Para caracterizar los modos axiales, es común incluir tanto el número de diámetros nodales, n , como el número de circunferencias nodales, m , de manera que el modo de vibración se denota como modo (n, m) .

Matemáticamente, el comportamiento vibratorio de la rueda y su deformación se puede representar como una combinación lineal de los infinitos modos de vibración del sistema, aunque en la práctica este procedimiento se puede truncar sin asumir un error considerable (como se ve en la Subsección 3.3.3).

La propia definición de las frecuencias de resonancia implica que la excitación de la rueda con dichas frecuencias supone un crecimiento indefinido de la amplitud de la vibración hasta el fallo estructural del sistema, siempre y cuando no haya amortiguamiento. Sin embargo, no todas las fuerzas aplicadas con una frecuencia natural excitan el modo de vibración asociado a dicha frecuencia. Siguiendo la nomenclatura del problema, una fuerza de excitación radial no provoca la resonancia de un modo completamente axial y viceversa.

Además, tal y como se ha comentado en el Capítulo 2, el modelo vibroacústico utilizado en el proyecto postprocesa la dinámica vibratoria para predecir la radiación acústica clasificando el movimiento en radial o axial, puesto que la componente relevante en la emisión acústica es la normal a la superficie de radiación.

Los giros y desplazamientos fuera del plano se han despreciado en el modelo bidimensional, asumiendo que los grados de libertad translacionales dentro del plano $X-Y$ son capaces de representar completamente el movimiento de los nodos. El objetivo final del proyecto permite justificar aún más el hecho de despreciar el movimiento torsional puro, ya que, aunque bien es cierto que el contenido torsional de los modos de vibración es elevado, cuando éste se convierte en movimiento de la superficie externa de la rueda no desplaza una cantidad tan significativa de aire como para que su participación en el modelo de emisión acústica sea relevante.

En la Figura 3.11 se han representado los cuatro primeros modos de vibración de la rueda. El postprocesado de los autovalores y autovectores y su representación en la geometría deformada se ha realizado, igual que los cálculos, mediante una función implementada en código propio en MATLAB®, y permite la representación de la malla original para comparar la deformación relativa del modo con su estado no excitado.

El primer modo, a 83.6 Hz, es un modo casi completamente axial y, debido a que todas las secciones de la geometría en la coordenada radial vibran en fase, no presenta ninguna circunferencia nodal. Se puede observar que la naturaleza axial de este modo hace que el área de rodadura no presente deformación.

Los modos 2 y 3, respectivamente a 976 Hz y 2233 Hz, son también modos axiales como el primero, pero en este caso el movimiento de las distintas coronas de la rueda no presenta una amplitud en fase con el resto, siendo el modo 2 un modo con una circunferencia nodal y el modo 3 un modo con dos circunferencias nodales. La existencia de circunferencias nodales en estos modos provoca una deformación del velo, y por su relación de aspecto esto provoca un acoplamiento entre deformada axial y radial.

El cuarto modo, el cual aparece a 2811 Hz, es un modo mayoritariamente radial. En este caso, el acoplamiento axial es muy reducido, debido a que la geometría de la rueda que se ha considerado cuenta con un velo recto. En ruedas estandarizadas con velos curvados no aparecen modos con una participación radial tan predominante.

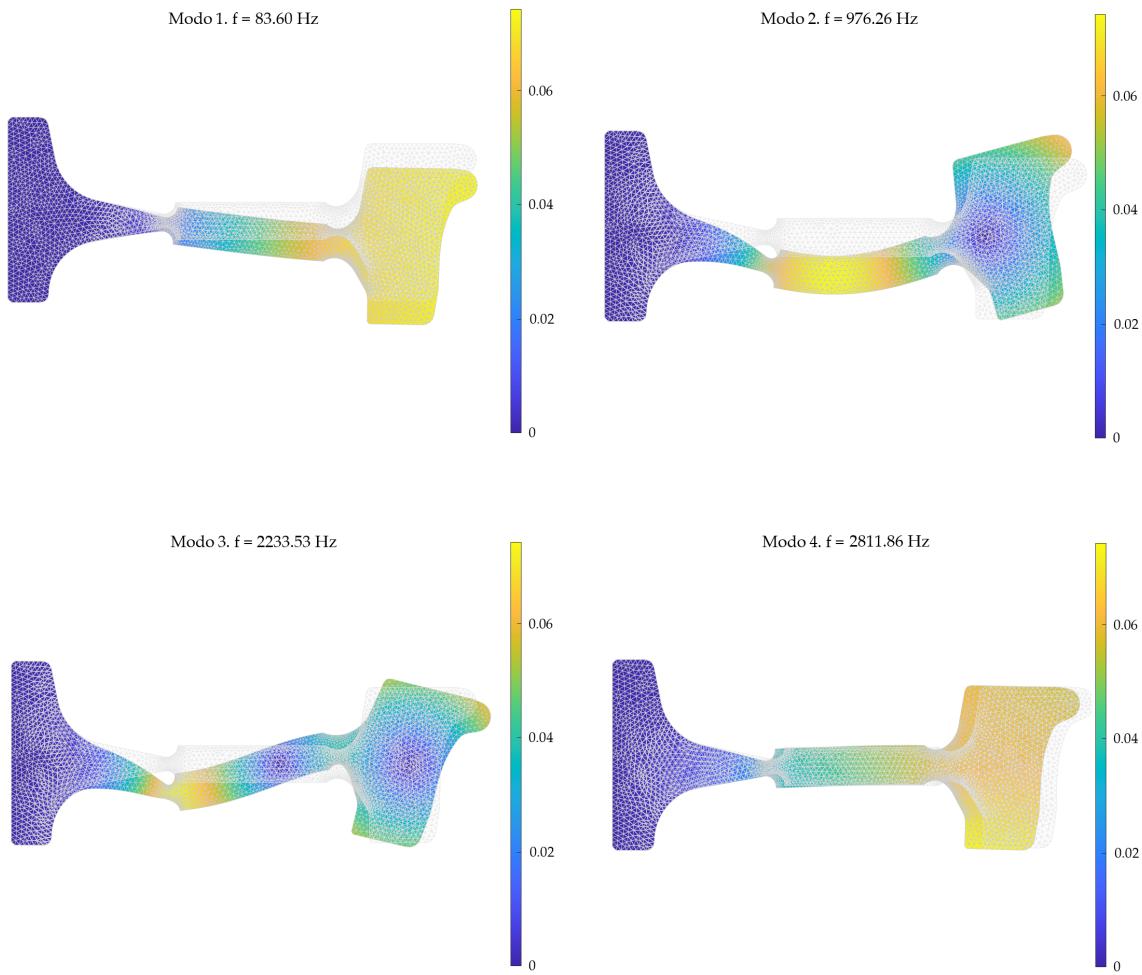


Figura 3.11: Cuatro primeros modos de vibración de la rueda, ordenados de izquierda a derecha y de arriba a abajo. La escala de colores representa el desplazamiento modal escalado a masa unitaria.

Las Funciones de Respuesta en Frecuencia (FRF) son también propiedades intrínsecas de la rueda, por lo que sólo dependen de su geometría y propiedades materiales, caracterizando la respuesta vibratoria de la misma. Esta respuesta se puede definir para desplazamiento, velocidad o aceleración, conociéndose respectivamente como receptancia (H), movilidad (Y) e inertancia (A).

La definición formal de estas funciones se corresponden con la respuesta del sistema ante una excitación unitaria. Por ello, se pueden calcular aplicando superposición modal, considerando tantos modos como se estime necesario. En general, existen tantos modos

como grados de libertad tenga el sistema, por lo que el número de modos de vibración de un sólido elástico es infinito. Tras la discretización del método de elementos finitos, este número de modos sigue siendo elevado, por lo que el truncamiento del número de modos considerados es una herramienta muy útil para el ahorro de coste computacional.

LA aportación de un modo a la respuesta, generalmente, es mayor en las frecuencias cercanas a su frecuencia natural y menor a medida que la frecuencia de vibración se aleja de la frecuencia natural. Por tanto, los modos más contribuyentes a la respuesta hasta una frecuencia determinada son los que tienen frecuencias naturales en ese rango.

El criterio en la selección de truncamiento depende del rango de frecuencias a analizar, puesto que la frecuencia natural máxima analizada, según la literatura, es un 50 % mayor que la máxima frecuencia a la que el modelo puede caracterizar la respuesta del sistema. En la Ecuación 3.18 se han definido las FRF's.

$$\begin{aligned} H_{jk}(w) &= \sum_{r=1}^{tr} \frac{\Phi_{kr}\Phi_{jr}}{\lambda_r^2 - w^2}, \\ Y_{jr}(w) &= iwH_{jk}(w), \\ A_{jk}(w) &= -w^2H_{jk}(w), \end{aligned} \quad (3.18)$$

donde k es el índice del GDL en el que se aplica la fuerza, j el del GDL en el que se representa la respuesta y r recorre todos los modos de vibración hasta el máximo definido en el truncamiento, tr .

En la Figura 3.12 se muestra la amplitud y la fase de la receptancia directa en la dirección radial del nodo de contacto, asumido como conocido. En la Figura 3.13 se muestra la misma función directa pero en la dirección axial. Además, en ambas representaciones se ha sobrerepresentado el resultado obtenido en ANSYS, con el objetivo de validar cuantitativamente el modelo bidimensional.

Tal y como se puede observar, y teniendo en cuenta que tanto el modelo en código propio como el modelo de ANSYS presentan mallas similares con el mismo tipo de elemento (linear triangular), el modelo en ANSYS, siendo éste un software comercial ampliamente utilizado en la industria, valida el modelo bidimensional desarrollado en MATLAB®.

Es importante subrayar que las FRF's representadas se han calculado sin amortiguamiento, ya que en todo momento se está considerando la rueda sin la capa viscoelástica restringida y el amortiguamiento estructural del acero se puede considerar despreciable, por lo que los resultados con y sin amortiguamiento se pueden considerar como equivalentes.

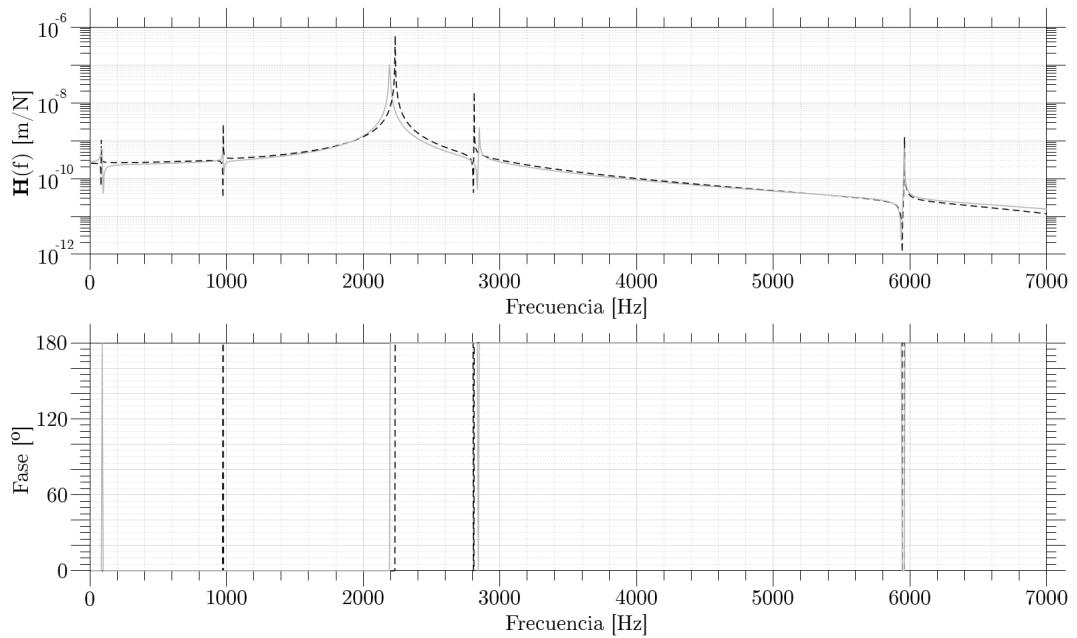


Figura 3.12: Amplitud y fase de la receptancia directa de la rueda en el nodo de contacto para la dirección radial. —: ANSYS, - -: modelo propio.

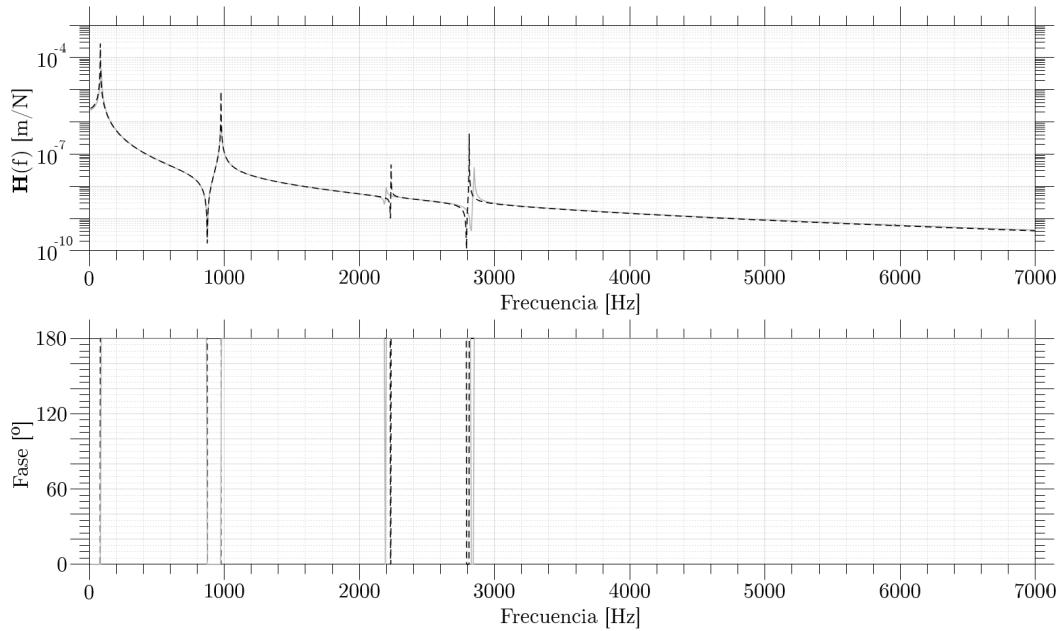


Figura 3.13: Amplitud y fase de la receptancia directa de la rueda en el nodo de contacto para la dirección axial. —: ANSYS, - -: modelo propio.

Además, la deformación modal de los cuatro modos presentados en la Figura 3.11 también coincide con el modelo de referencia, tal y como se puede comprobar en la Figura 3.14.

3 Modelo de Elementos Finitos

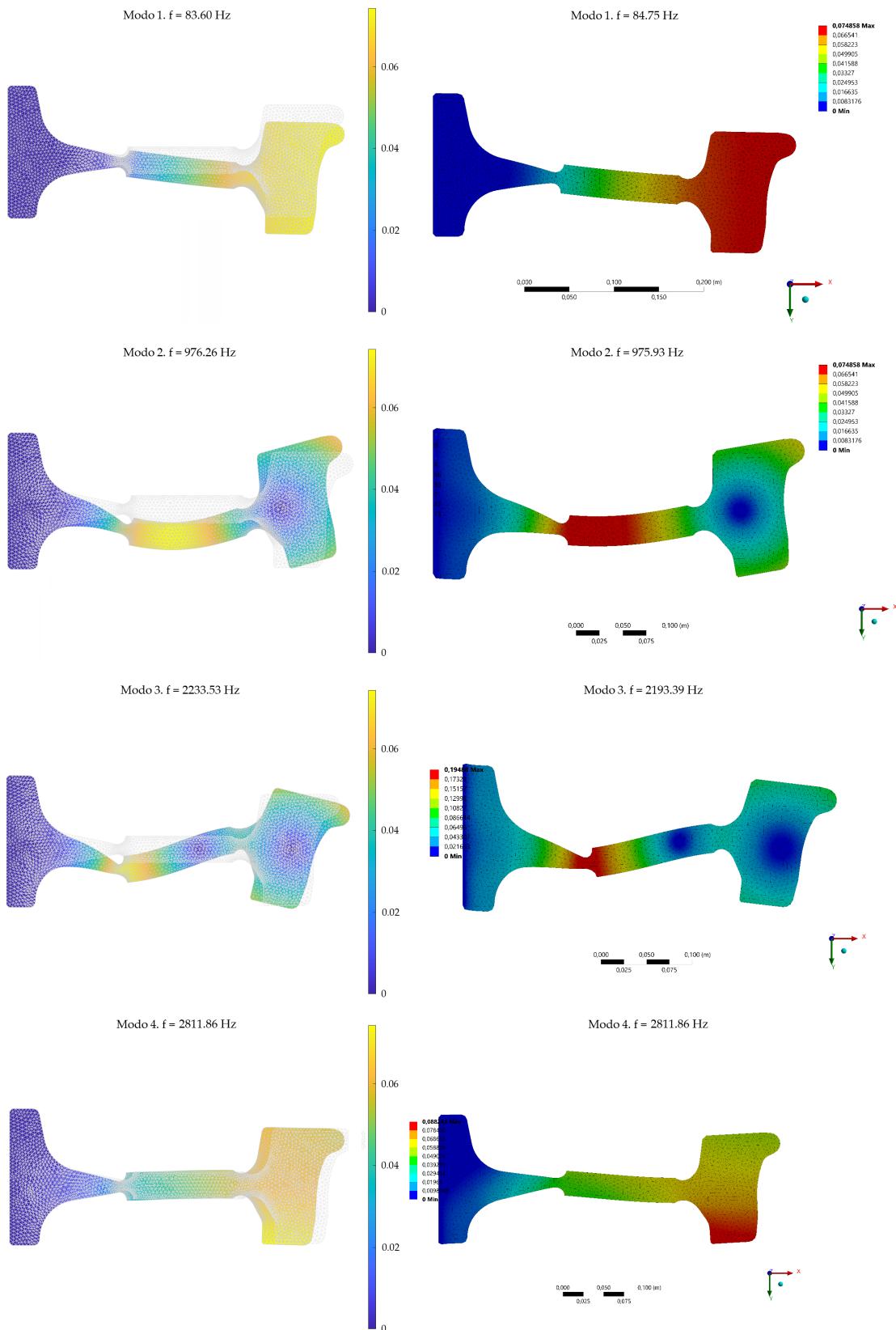


Figura 3.14: Cuatro primeros modos de vibración de la rueda, calculados mediante código propio (izquierda) y ANSYS (derecha).

3.2.4. Limitaciones del modelo

A pesar de haber validado el correcto funcionamiento del modelo para el cálculo 2D, varias limitaciones se hacen evidentes:

- El hecho de no incluir la axisimetría de la geometría deriva en que la cantidad de modos de vibración predichos es mucho menor que la real, contando sólo con 4 modos por debajo de 3 kHz, y 6 con una frecuencia natural inferior a 7 kHz. Debido a que la respuesta del sistema se calcula mediante superposición modal, esta limitación hace que los resultados obtenidos no sean un reflejo de la realidad.
- El modelo utiliza elementos triangulares, debido a que se ha decidido embarcar el algoritmo de mallado dentro del modelo, haciéndolo mucho más completo y menos dependiente de programas externos. Sin embargo, los elementos triangulares lineales son, según la literatura, muy rígidos para el estudio modal. Esto provoca que el modelo alcance la independencia de malla con mallas muy refinadas, aumentando el coste computacional del cálculo aun siendo un modelo bidimensional simplificado.
- Aunque se podría utilizar para analizar tendencias en un hipotético estudio paramétrico de la capa viscoelástica, los valores de potencia acústica calculados con este modelo no serían fiables, debido a la simplificación dimensional del mismo.

Aun así, debido a que los resultados para vibraciones en plano bidimensional son coherentes con los obtenidos con ANSYS, se considera este modelo como referencia para un potencial modelo analítico que relacione la dinámica vibratoria de la superficie de la rueda sin la capa viscoelástica con la dinámica de la cara externa de la capa restrictora tras aplicar la capa viscoelástica, mediante una función de transferencia computacionalmente más eficiente que el modelo MEF.

3.3. MODELO 3D

3.3.1. Geometría y mallado

Debido a la complejidad del mallado en 3D, en este caso la malla se exportará de ANSYS, a través de dos matrices características de la misma: la matriz de coordenadas de los nodos y la matriz de topología de la malla. En este caso, se discretiza la rueda mediante elementos hexaédricos lineales (*hex8*), teniendo cada nodo 3 GDL correspondientes a las tres direcciones de desplazamiento, por lo que cada elemento lineal cuenta con 24 GDL. En la Figura 3.15 se muestra la malla utilizada en el caso base sin capas aplicadas.

La capa viscoelástica cuenta una longitud característica (espesor) mucho menor que la longitud característica de la rueda. Por ello, incluirla en el modelo implica que los elementos que discretizan la rueda y que están en contacto con la capa deban reducir mucho su tamaño y, en consecuencia, aumentar su número refinando la malla. Esto provoca que las

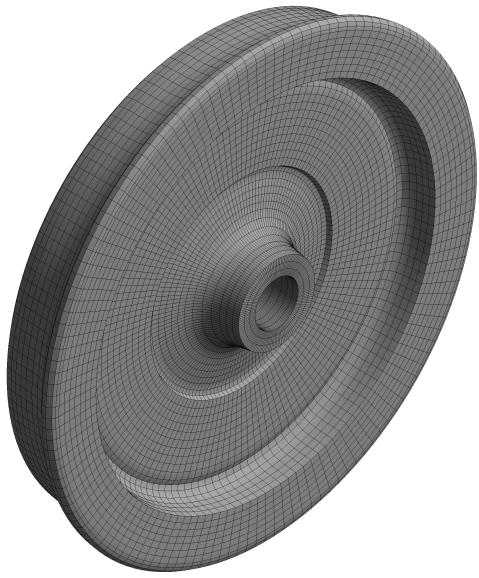


Figura 3.15: Malla generada para la rueda base.

mallas utilizadas estén más refinadas de lo realmente necesario para un estudio aislado de la rueda. En la Figura 3.16 se puede observar como en la segunda malla, con 11125 nodos, ya se había alcanzado la independencia en las características modales de la rueda. Aun así, se ha utilizado la de 31520 debido al posterior tratamiento de capa viscoelástica a aplicar.

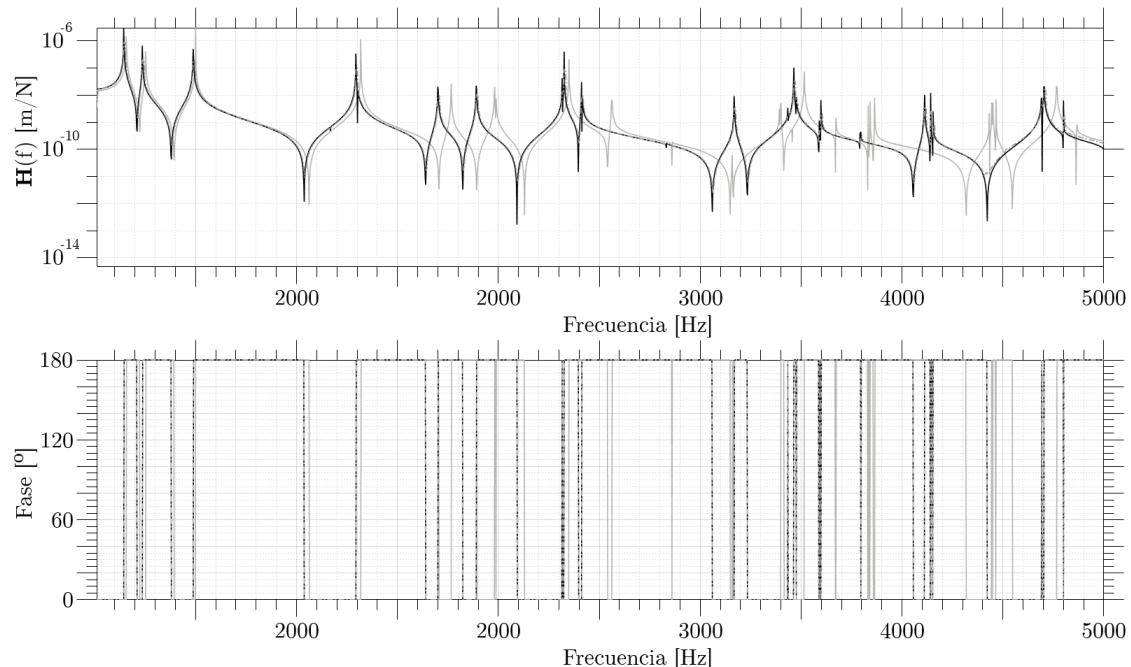


Figura 3.16: Receptancia directa de la rueda en dirección radial en el nodo de contacto. —: 4044 nodos, —: 11125 nodos, -·-: 31520 nodos.

Es importante destacar que las tres mallas propuestas evolucionan en el número de nodos de manera que se incremente en un 50 % el número de nodos en cada dirección, por lo que se utiliza un incremento aproximado de 1.5^3 nodos, 3.375.

En la Figura 3.17 se muestra la malla utilizada en el estudio con la capa viscoelástica restringida, incluyendo un corte transversal que permite observar el interior de la malla para comprobar que no existen imperfecciones que afecten a los resultados. Además, en la Figura 3.18 se presenta un detalle de la zona cercana a dichas capas, en la que se pueden observar los elementos que discretizan las capas.

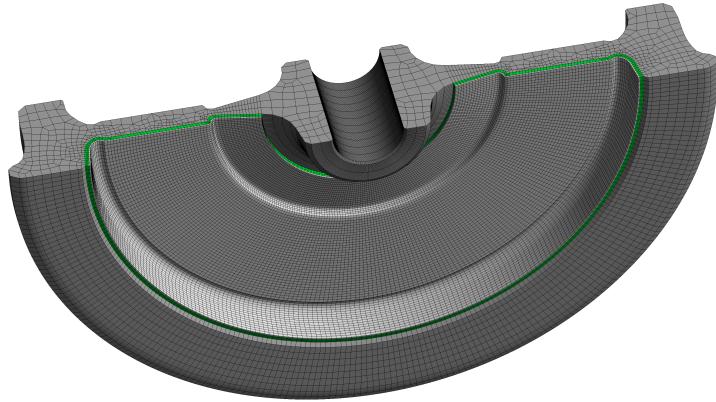


Figura 3.17: Malla generada para la rueda con la capa viscoelástica restringida.

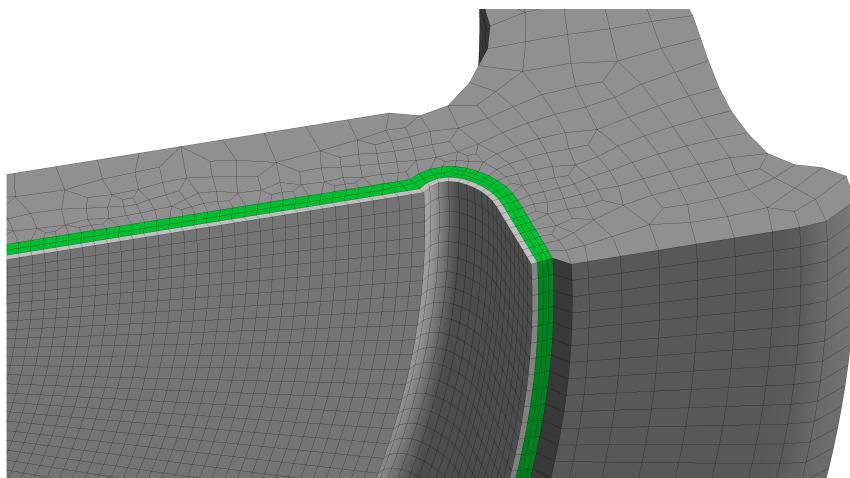


Figura 3.18: Detalle de la malla generada para la rueda con la capa viscoelástica restringida.

El modelado mediante MEF de la capa viscoelástica es computacionalmente exigente, debido a que el número de elementos utilizados en el modelo se puede llegar a multiplicar hasta por 8. A pesar de ello y de la diferencia de longitudes características de las diferentes partes del sistema a modelar, se ha conseguido mantener la calidad media de los elementos,

siendo ésta mayor que el umbral de 0.6 autodefinido por el autor. Las características de las dos mallas consideradas se han recogido en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2: Datos de las mallas de estudio.

Caso	Número de elementos	Calidad media	Tipo de elemento
Rueda base	25340	0.72996	hex8
Rueda intervenida	127368	-	hex8
Capa viscoelástica	46980	-	hex8
Capa restrictora	25404	-	hex8
Total	199752	0.71559	hex8

En el postprocesado del cálculo (veáse la Figura 3.1) se utiliza la librería de Ecuaciones Diferenciales Parciales (EDP) de MATLAB® y algunas de las funciones desarrolladas en esta librería sirven de apoyo para la visualización de los modos de vibración. Esta librería solamente acepta como entrada mallas formadas por elementos tetraédricos. Por este motivo, se desarrollan mallas auxiliares con tetraedros para la visualización de los modos de vibración.

Este tipo de malla, cuando se desarrolla con elementos lineales, no da buenos resultados en el estudio modal de materiales lineales como el acero. Por ello, este tipo de elemento se utiliza puntualmente para la representación cualitativa de las deformaciones modales, pero no se utiliza en el flujo de trabajo ni en el modelo vibroacústico principal.

3.3.2. Matrices de masa y rigidez

El proceso de cálculo de las matrices de masa y rigidez sí que se desarrolla en código propio, tras la importación de la malla desde ANSYS. El proceso de cálculo de las matrices de los elementos es muy similar al desarrollado en la Subsección 3.2.2, adaptando las funciones de forma al tipo de elemento utilizado y enriqueciendo las matrices de rigidez del material y de deformación para que sean coherentes con las tres dimensiones del problema.

La principal modificación de esta parte del proceso de cálculo al desarrollar el modelo 3D se encuentra en el ensamblaje de las matrices de los elementos en la matriz global del sistema. Una característica del método de los elementos finitos es que requiere del ensamblaje de matrices dispersas con millones de elementos. MATLAB® es un programa eficiente para el cálculo computacional basado en matrices, sin embargo, los algoritmos habituales para el ensamblaje de las matrices de elemento en la matriz global del sistema no están optimizados en cuanto a tiempo de cálculo.

Por ello, en este trabajo se implementa un algoritmo de ensamblaje vectorizado (sin bucles de cálculo), siendo éste una adaptación del algoritmo presentado por F. Cuvelier, C. Japhet y G. Scarella [31].

El uso de matrices dispersas (*sparse* en MATLAB®) reduce considerablemente la memoria requerida para el almacenamiento de las matrices de masa y rigidez del sistema,

una característica clave en el desarrollo del modelo MEF, puesto que es un gran limitante, tal y como se puede observar en la Figura 3.19.

En dicha figura se puede observar como la memoria RAM disponible en el ordenador ha limitado en gran medida el estudio. El ordenador habitual para el cálculo es un MSI GF63 Thin 10SC 017XES Intel Core I7 10750H 16GB RAM 512GB SSD GTX 1650 156, y como apoyo se ha utilizado una Workstation PC HP Z4 G4 128 GB RAM.

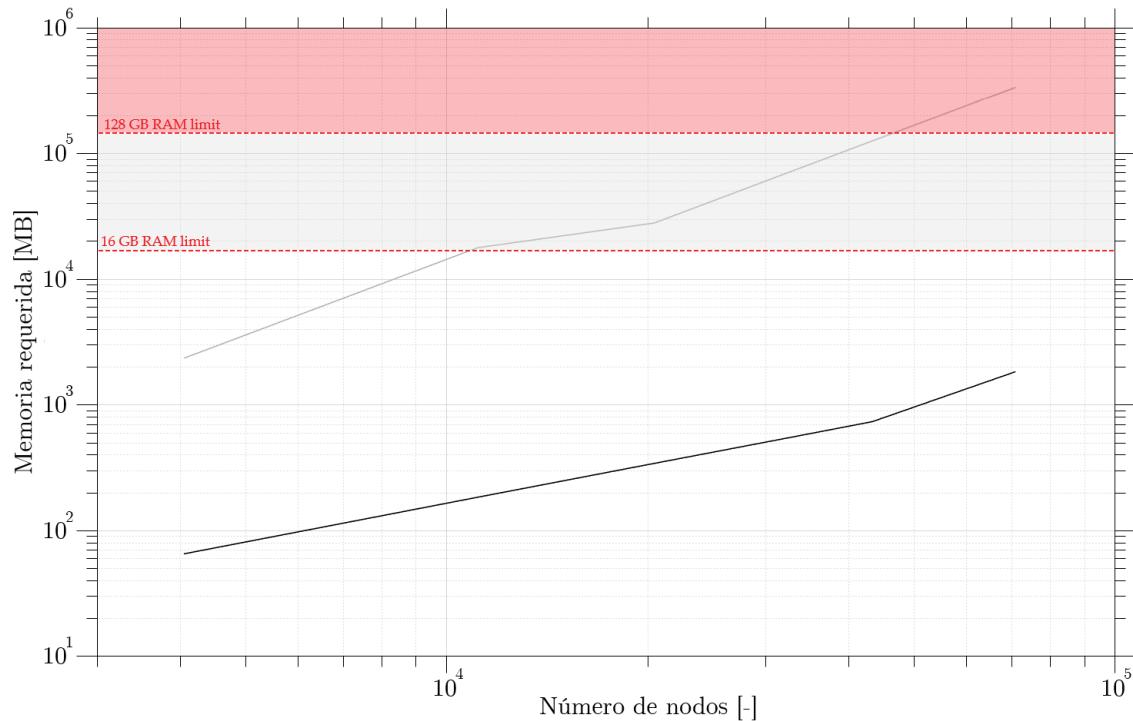


Figura 3.19: Memoria requerida para el cálculo en función del número de nodos. —: algoritmo habitual basado en bucles *for*, —: algoritmo optimizado.

A pesar de esto, aunque el uso de matrices dispersas reduzca los requerimientos de memoria, deriva en procesos de cálculo muy largos por la lentitud de la asignación de valores en los elementos de la matriz. Para entender este hecho, es importante entender el funcionamiento de las matrices *sparse* en el programa. Siendo $\mathbf{A} \in \mathbb{C}^{N \times N}$ una matriz dispersa cualquiera con NC elementos no-nulos, el almacenamiento como matriz *sparse* se realiza mediante tres matrices:

- $\mathbf{B}_a(1 : NC)$, la cual contiene el valor de los elementos no-nulos de \mathbf{A} .
- $\mathbf{B}_i(1 : NC)$, la cual contiene las filas de los elementos guardados en \mathbf{B}_a , en el mismo orden en el que aparecen en dicha matriz.
- $\mathbf{B}_j(1 : N + 1)$, donde N es el número de filas y columnas totales de la matriz original. Esta matriz contiene la información de que el primer valor no-nulo de la columna k -ésima de \mathbf{A} está en la posición $\mathbf{B}_j(k)$ de la matriz \mathbf{B}_a .

En el proceso de ensamblaje, tras la inicialización del programa, los elementos nulos de la matriz se reemplazan por valores no nulos. Cada vez que se reemplaza un cero en la matriz original almacenada como dispersa, todos los valores de \mathbf{B}_i y \mathbf{B}_a con un índice mayor al que se está reemplazando se deben desplazar una posición. Además, todos los valores de \mathbf{B}_j que aparecen tras la posición del elemento modificado deben incrementarse en 1. La repetición de este proceso es computacionalmente muy lenta, por lo que los algoritmos basados en bucles no son eficientes en este caso.

Como solución se plantea vectorizar el proceso, almacenando los elementos de las matrices y su posición en la matriz global en vectores 1D. En la Figura 3.20 se representa la inserción de la matriz del elemento en la matriz lineal de rigidez. Posteriormente, se crea la matriz dispersa mediante la función descrita en la Ecuación 3.19.

$$\mathbf{K} = \text{sparse}(\mathbf{I}_g, \mathbf{J}_g, \mathbf{K}_g, N, N), \quad (3.19)$$

donde \mathbf{I}_g y \mathbf{J}_g contienen los índices de las filas y columnas correspondientes a la matriz global de los elementos almacenados en \mathbf{K}_g y N es el número total de GDL. El procedimiento es el mismo para la matriz \mathbf{M} .

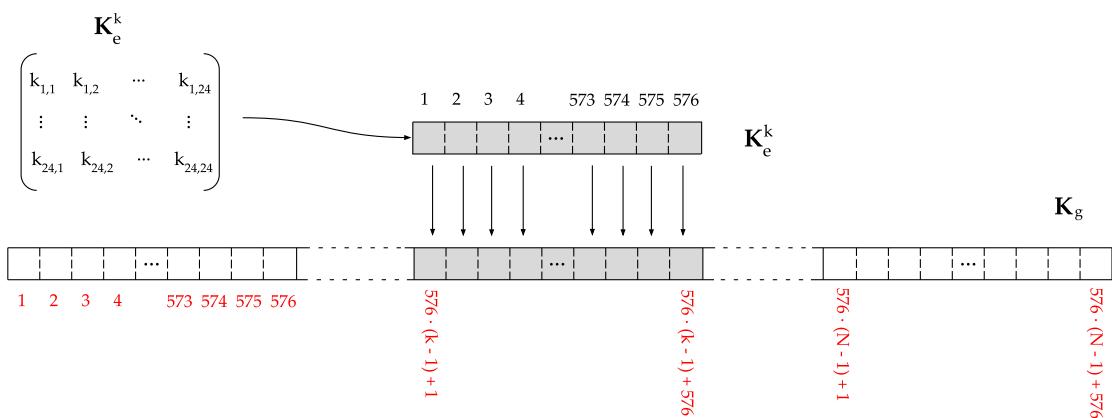


Figura 3.20: Inserción de una matriz de elemento en la matriz global.

Cabe destacar que el proceso detallado en la Figura 3.20 es escalable a cualquier tipo de elemento, ya que el valor 576 corresponde al número de elementos de la matriz del elemento (en este caso, hexaedro lineal), el cual coincide con el cuadrado del número de GDL del elemento.

Mediante este método se ha corroborado que la reducción del coste computacional es de varios órdenes de magnitud, como se puede comprobar en la Figura 3.21.

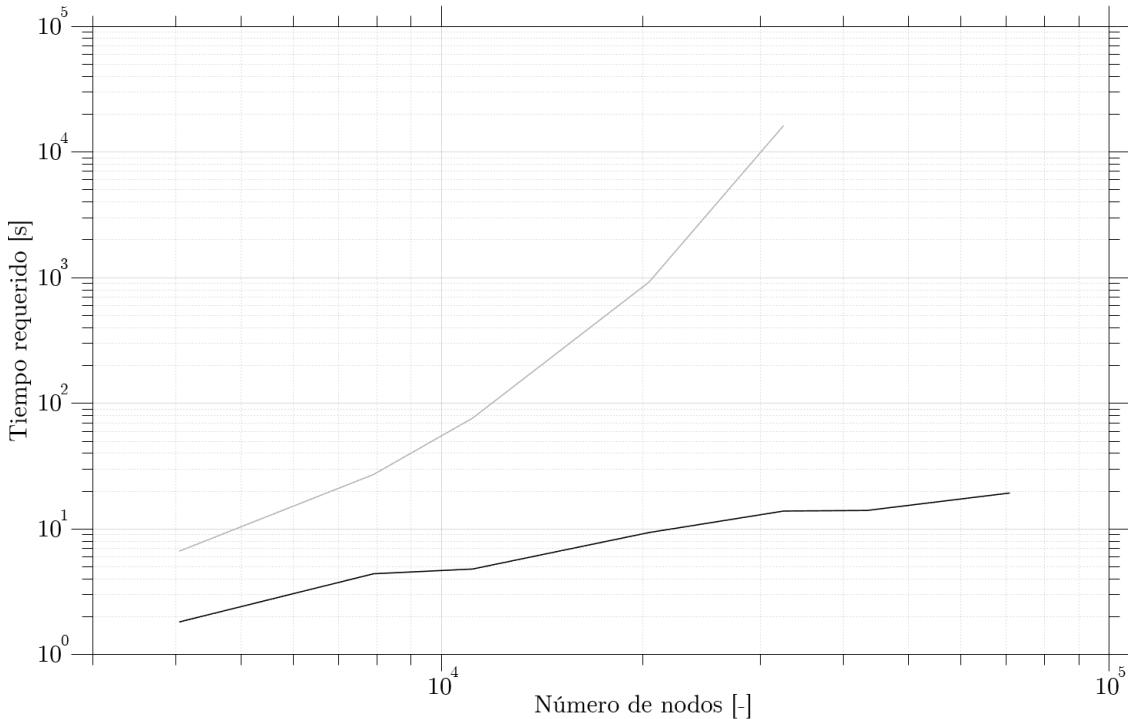


Figura 3.21: Tiempo requerido para el cálculo en función del número de nodos. —: algoritmo habitual basado en bucles *for*, —: algoritmo optimizado.

3.3.3. Análisis modal

En esta subsección se muestran los resultados del análisis modal de la rueda. Para poder resolver las ecuaciones del movimiento son necesarias condiciones de contorno que ciernen el problema. En el caso de estudio se restringirá el movimiento del eje de la rueda, afectando a todos los nodos de la superficie interna del cubo de la rueda (véase la Figura 3.22), puesto que es una condición de contorno que aporta una precisión adecuada en los modos que afectan al ruido de rodadura.

Esta condición de contorno conlleva errores en los modos con menos de 1 diámetro nodal, modos que normalmente aparecen a frecuencias bajas en comparación con las frecuencias de máxima emisión de ruido de rodadura.

Como ya se ha explicado en el modelo bidimensional (Subsección 3.2.2), el cálculo de la respuesta se desarrolla mediante superposición modal, por lo que el número de modos de vibración calculado y el truncamiento que se realice al cálculo modal son de gran relevancia. En la Figura 3.23 se puede encontrar la receptancia directa en la dirección radial de la rueda en el nodo de contacto, representada con la superposición de modos hasta 5,5, 6,7 y

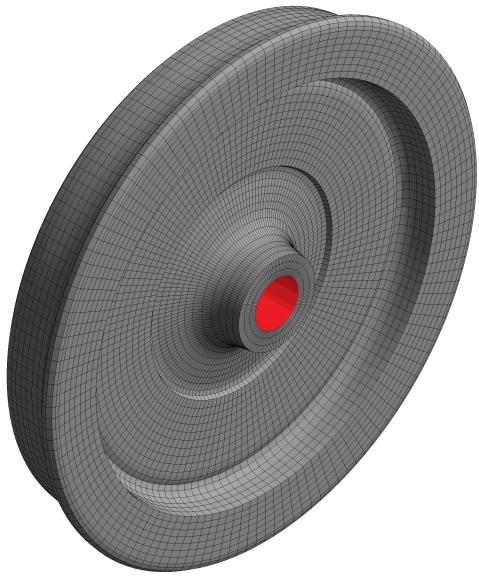


Figura 3.22: Nodos restringidos en el análisis modal.

8 kHz. Tal y como se puede observar, sólo aparecen diferencias en algunas antirresonancias y en la dinámica de una frecuencia más alta a la considerada.

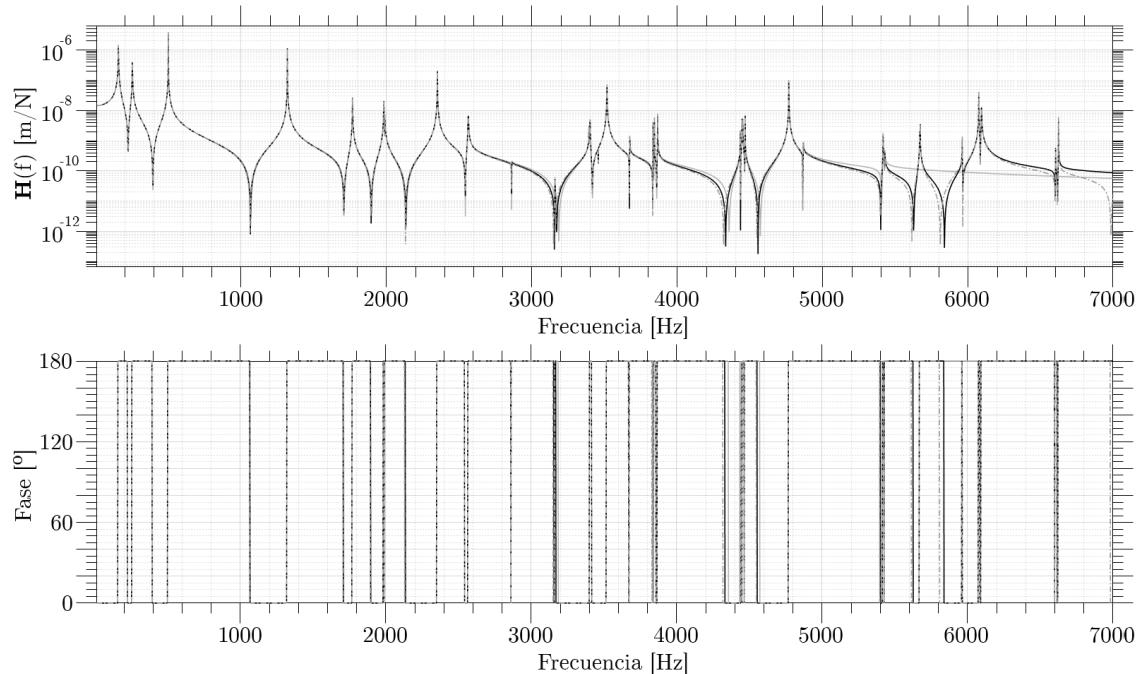


Figura 3.23: Receptancia directa del nodo de contacto en la dirección radial, calculada por superposición modal hasta: —: 5.5 kHz, —: 6.7 kHz y - - : 8 kHz.

Debido a las características de la emisión acústica que es objeto de análisis, se considera suficiente el cálculo de modos de vibración hasta 7 kHz, siendo el último modo que cumple esta restricción el correspondiente a 6.7 kHz.

En la Figura 3.24 cada barra representa la aportación en cada componente direccional de cada uno de los modos propios de vibración calculados.

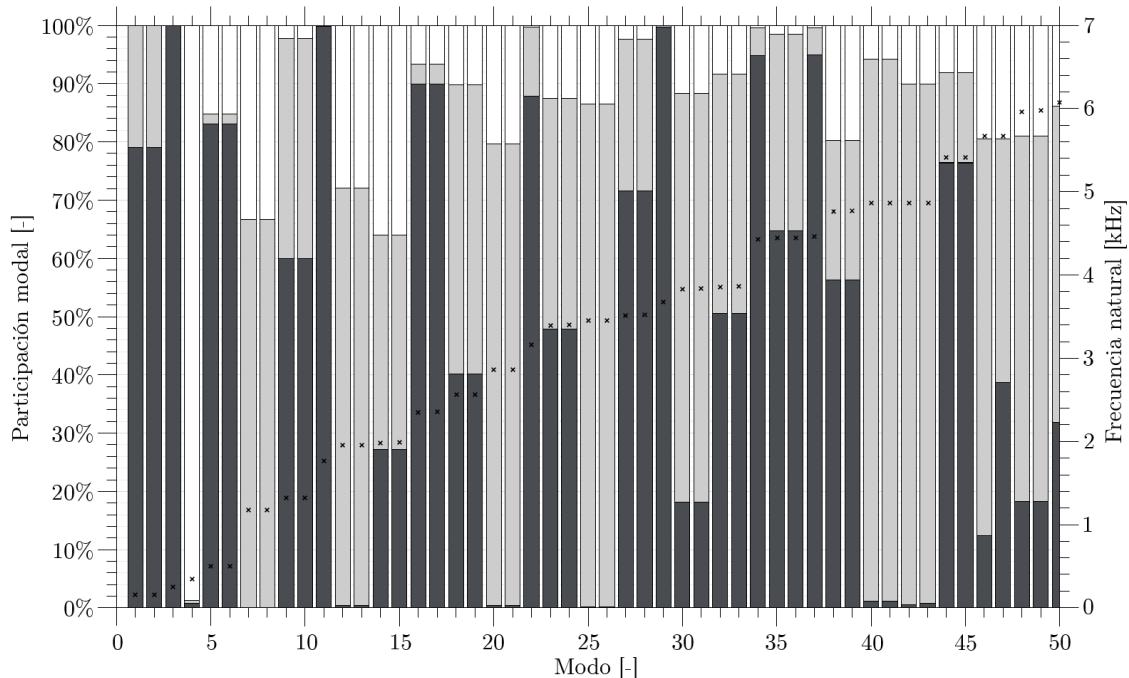


Figura 3.24: Participación modal. En negro, componente axial. En gris, componente radial. En blanco, componente circunferencial. Las cruces representan las frecuencias naturales de cada modo.

La principal característica que no se había podido predecir en el modelo bidimensional es el hecho de que aparecen muchos modos de vibración duplicados o modos propios de vibración con la misma frecuencia natural. Se puede comprobar que el modo de vibración o la deformación modal de éstos es la misma que el de su pareja con la misma frecuencia. Esto se debe a que, debido a las características axisimétricas de la geometría considerada, aparecen otros modos en cuadratura de fase en todos los modos que tienen más de un diámetro nodal, estando los diámetros nodales descritos en la Subsección 3.2.3.

El hecho de que los modos repetidos en cuadratura de fase tengan unas frecuencias naturales tan cercanas evidencia que el modelo y la malla utilizada están bien construidos.

Es relevante destacar también que excepto modos como el 3, el 11 o el 29, que son prácticamente puramente axiales, la mayoría de los primeros 50 modos de vibración presentan una combinación de las tres componentes. Esto se debe a que la geometría considerada no es un disco, sino una geometría compleja y la mayoría de los modos están acoplados con el movimiento en otra dirección.

Además, se puede observar que la componente circunferencial tiene mucha importancia en la dinámica vibratoria de la rueda, existiendo incluso modos casi puramente circunferenciales a baja frecuencia como el modo 4.

En las Figuras 3.25 - 3.27 se han representado los 6 primeros modos de vibración de la rueda, calculados y representados mediante el código desarrollado en el proyecto.

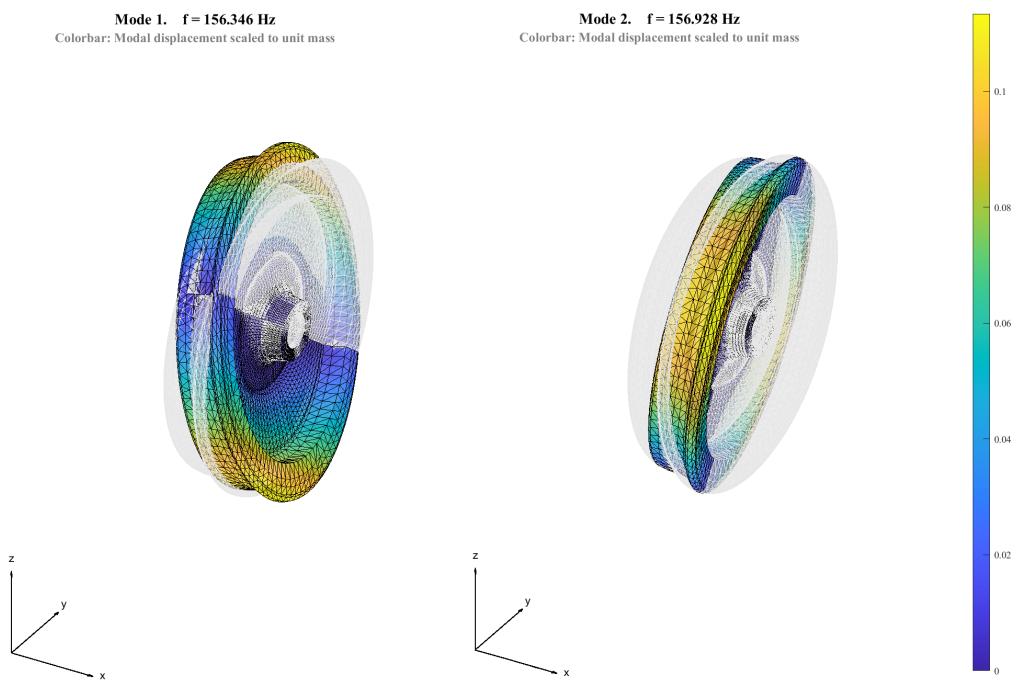


Figura 3.25: Modos de vibración 1 y 2.

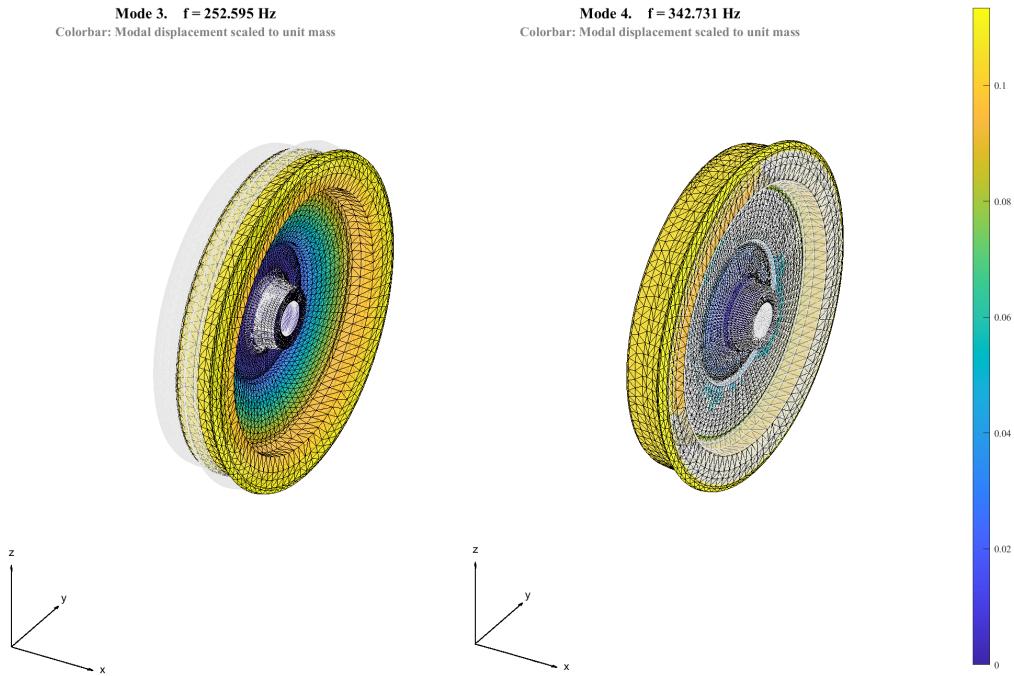


Figura 3.26: Modos de vibración 3 y 4.

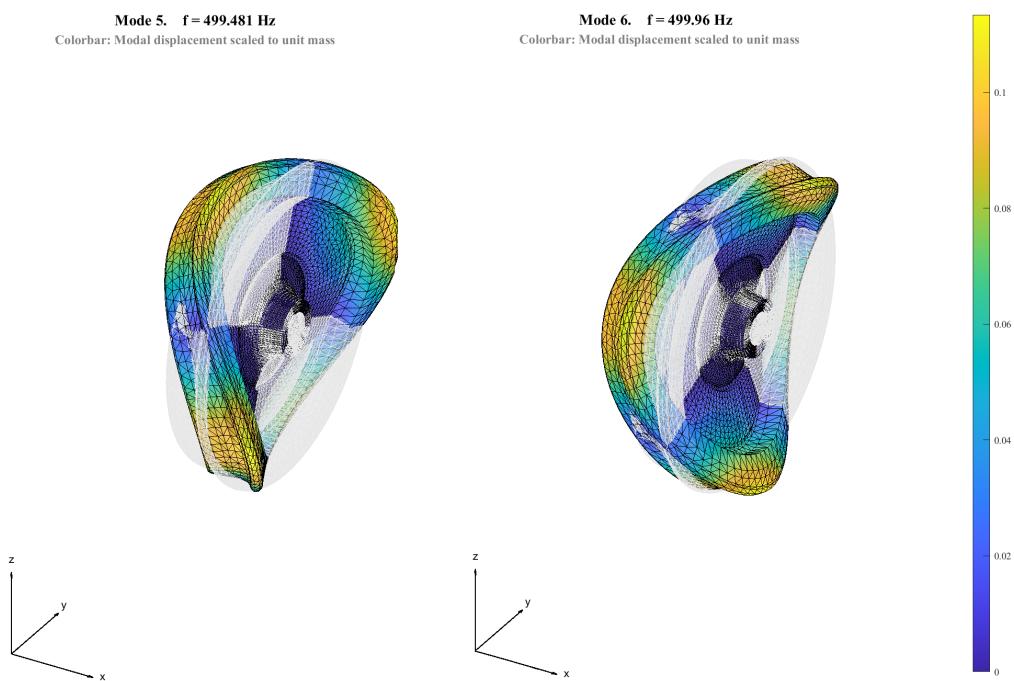


Figura 3.27: Modos de vibración 5 y 6.

La caracterización de los modos de vibración y su clasificación según los diámetros nodales es necesario en el modelo acústico, no sólo para el hipotético cálculo de las eficiencias de radiación (ya que éstas son función del número de diámetros nodales), sino para entender la dinámica vibratoria. En la Tabla 3.3 se recogen los 30 primeros modos de vibración.

Se comprueba, además, que los modos aparejados aparecen en aquéllos con uno o más diámetros nodales, estando en cuadratura de fase. Con el objetivo de completar la información dada se incluye una pequeña descripción del modo de vibración.

Tabla 3.3: Modos de vibración de la rueda, clasificados por diámetros nodales (d.n.) y circunferencias nodales (c.n.).

Frecuencia [Hz]	d.n.	c.n.	Descripción
156.35	1	0	Axial
156.92	1	0	Equivalente al modo anterior
252.59	0	0	Axial
342.73	0	0	Torsional puro
499.48	2	0	Axial
499.96	2	0	Equivalente al modo anterior
1176.91	0	0	Radial, movimiento semirígido
1177.20	0	0	Equivalente al modo anterior
1318.06	3	0	Axial
1319.20	3	0	Equivalente al modo anterior
1766.51	0	2	Acoplamiento radial y axial
1956.73	2	0	Radial
1957.10	2	0	Equivalente al modo anterior
1981.31	1	1	Axial
1982.45	1	1	Equivalente al modo anterior
2349.69	4	0	Axial
2353.59	4	0	Equivalente al modo anterior
2561.12	2	1	Movimiento axial del velo
2562.56	2	1	Equivalente al modo anterior
2859.01	3	0	Radial
2860.05	3	0	Equivalente al modo anterior
3158.54	0	0	Axial. Similar al modo 3
3392.33	3	1	Axial
3399.08	3	1	Equivalente al modo anterior
3455.99	1	0	Radial
3456.74	1	0	Equivalente al modo anterior
3515.43	5	0	Axial
3518.83	5	0	Equivalente al modo anterior
3672.51	0	2	Movimiento axial del velo

Capítulo 4

Modelo analítico

En este capítulo se introduce un modelo analítico simplificado que relaciona la dinámica vibratoria de los nodos de la superficie de la capa restrictora con los nodos de la superficie de la rueda, con el objetivo de formular una función de transferencia entre el caso original y el intervenido con la capa restringida.

4.1. GENERALIDADES E HIPÓTESIS

El modelo en elementos finitos del problema planteado conlleva un elevado coste computacional derivado de la introducción de las capas viscoelástica y restrictora como método de mitigación de la potencia acústica irradiada. Esto se evidenciaba mediante la Tabla 3.2, donde se puede observar que el número de elementos del modelo se multiplica hasta por 8.

El menor tamaño de los elementos que modelan esas capas en relación al que necesitaría el modelo sin capa aumenta el número de nodos y elementos del modelo. Este aumento no sólo se encuentra en la zona añadida, sino también en la propia rueda debido a que para asegurar una calidad de la malla adecuada, la tasa de crecimiento de los elementos es limitada.

Con el objetivo de encontrar una solución de compromiso entre coste computacional y precisión de los resultados se ha desarrollado un modelo analítico que relaciona la dinámica vibratoria de la superficie exterior de la capa restrictora (puesto que es la que irradia la potencia acústica) con respecto a la de la superficie externa de la rueda sin la capa. De este modo, resolviendo el caso sin capa viscoelástica y aplicando la ponderación modelada en este caso analítico, se puede llegar a estimar la reducción de potencia acústica radiada de una manera mucho menos exigente computacionalmente.

En la Figura 4.1 se puede observar un diagrama del sistema simplificado a modelar, en el que L_V es el espesor de la capa viscoelástica, L_R el espesor de la capa restrictora y A^* es el área por unidad de longitud de la superficie considerada. En el planteamiento

inicial del modelo se asumen tres hipótesis que caracterizan el desarrollo del mismo y que posteriormente se validan para estudiar su influencia en el resultado de las estimaciones:

- La zona local de la rueda en la que se añaden las capas restrictora y viscoelástica se considera como una placa plana infinita, por lo que en la zona de estudio no aparecen efectos ni discontinuidades derivados del final de las capas.
- Las capas viscoelástica y restrictora no modifican la dinámica vibratoria de la rueda debido a su pequeña masa, por lo que el movimiento de los nodos de la superficie de la rueda en los casos con y sin placa se asume como constante. Además, se considera que el movimiento de las placas es perpendicular a la superficie de la rueda, puesto que es esa componente la que tiene una mayor importancia en el modelo acústico, como se explica en el Capítulo 5.
- La rigidez a flexión de la placa restrictora de aluminio es despreciable frente a la rigidez del material viscoelástico que une dicha capa con la rueda.

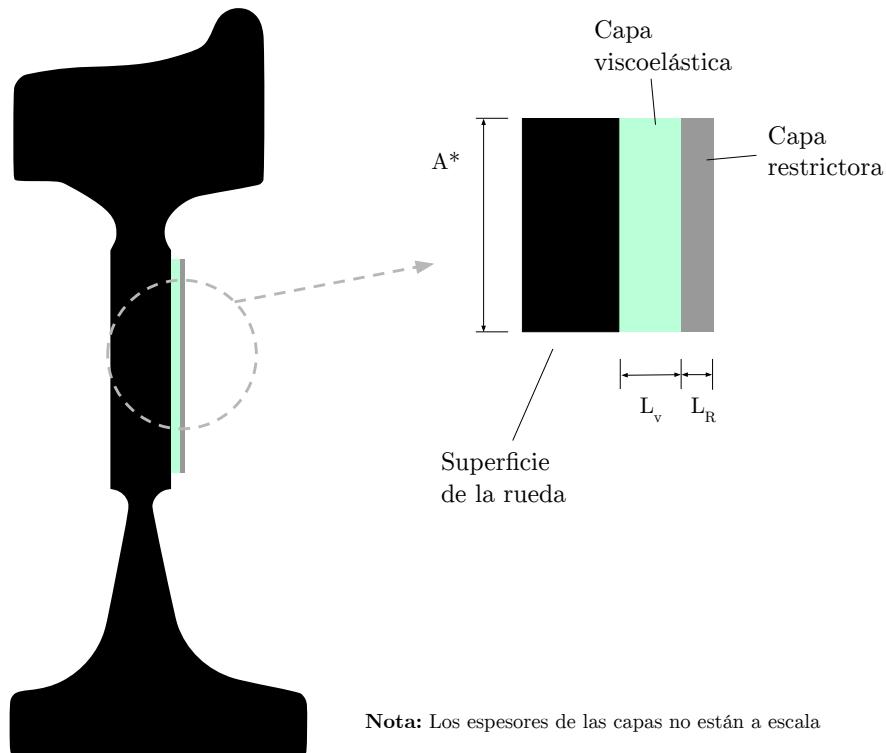


Figura 4.1: Diagrama de las capas viscoelástica y restrictora para su parametrización y modelado mediante su simplificación a una placa plana.

4.2. FORMULACIÓN

Si las hipótesis listadas anteriormente se asumen como ciertas, el sistema se puede representar como en la Figura 4.2, es decir, como una sucesión de sistemas de un grado de libertad en los que el movimiento de la base se impone como una condición de contorno.

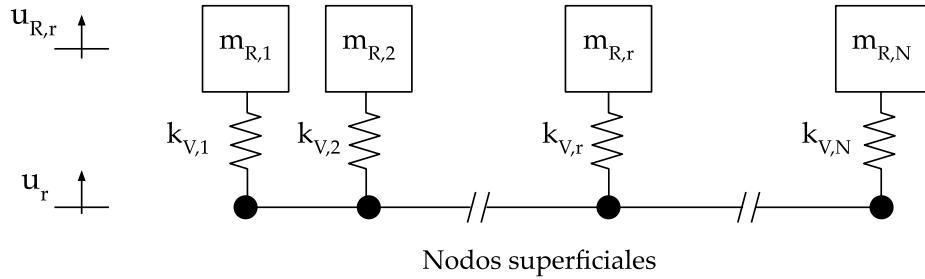


Figura 4.2: Modelo simplificado de la capa viscoelástica equivalente.

En este sistema la capa restrictora se modela mediante un conjunto de N masas puntuales en el que, dado que la rigidez a flexión de esta capa y el movimiento en el eje paralelo a la superficie de la rueda se han despreciado, cada una de las masas presenta un comportamiento dinámico desacoplado de sus masas vecinas.

La masa total de la capa restrictora, M_R , se puede calcular según la Ecuación 4.1.

$$M_R = \rho_R \cdot V_R = \rho_R \cdot L_R \cdot A, \quad (4.1)$$

tal que

$$\sum_{r=1}^N m_{R,r} = M_R. \quad (4.2)$$

Por lo que si se asume que la densidad del material es constante y las masas puntuales de cada uno de los sistemas de un grado de libertad que forman el modelo es la misma, es inmediato calcular cada una de las masas puntuales:

$$m_{R,1} = m_{R,2} = \dots = m_{R,R} \rightarrow m_{R,R} = \frac{M_R}{N} \quad 1 \leq R \leq N. \quad (4.3)$$

En cuanto a la capa viscoelástica, nótese que se añaden dos hipótesis adicionales. En primer lugar, se asume como despreciable la masa de esta sección del sistema. En segundo lugar, se considera que el sistema se comporta igual que un conjunto de muelles en paralelo con una rigidez local idéntica. Partiendo de la definición del módulo de Young, E , y su relación con la tensión sobre el material, σ , y la deformación del mismo, ϵ , se puede definir la rigidez equivalente de la capa viscoelástica, K_V :

$$E = \frac{d\sigma}{d\varepsilon} \approx \frac{\sigma}{\varepsilon} \rightarrow \frac{F}{A^*} = \frac{\Delta L}{L_R} \cdot E \rightarrow F = \frac{A^* \cdot E}{L_R} \cdot \Delta L = K_V \cdot \Delta L. \quad (4.4)$$

Por tanto, asumiendo que las rigideces de todos los sistemas son iguales:

$$k_{V,1} = k_{V,2} = \dots = k_{V,R} \rightarrow k_{V,R} = \frac{K_V}{N} \quad 1 \leq R \leq N. \quad (4.5)$$

Como consecuencia de las simplificaciones descritas, cada uno de los sistemas r -ésimos caracterizados en la Figura 4.2 se puede modelar de manera desacoplada, estudiando la respuesta dinámica del sistema tras una separación de la masa de su posición de equilibrio. Cabe destacar que, aunque se haya simplificado el sistema hasta reducir los grados de libertad a uno, el nodo r -ésimo está unido mediante fuerzas disipativas, elásticas e iniciales al resto de nodos de su alrededor, por lo que en la propia resolución de la dinámica vibratoria y en el hecho de asumir el movimiento de la base como condición de contorno permite no perder de vista el modelo inicial.

La ecuación que describe el movimiento del grado de libertad $u_{R,r}$, cuyo esquema dinámico se puede encontrar en la Figura 4.3, es la siguiente:

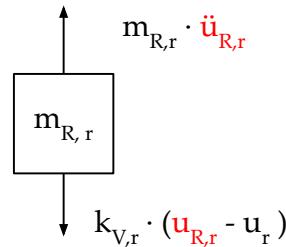


Figura 4.3: Esquema de fuerzas sobre la masa r -ésima que forma parte del sistema simplificado a modelar analíticamente.

$$m_{R,r} \ddot{u}_{R,r} + k_{V,r} (u_{R,r} - u_r) = 0. \quad (4.6)$$

Asumiendo que el movimiento es armónico, el desplazamiento tendrá la siguiente forma:

$$\begin{cases} u_r = \bar{u}_r e^{iwt} \\ u_{R,r} = \bar{u}_{R,r} e^{iwt} \end{cases} \quad (4.7)$$

Por lo que sustituyendo estas dos expresiones en la Ecuación 4.6 y operando en función de la frecuencia de excitación a la que el sistema está sometido, w , se puede alcanzar una relación directa entre la amplitud del desplazamiento de los nodos situados en la superficie externa de la capa restrictora y el desplazamiento de los nodos externos de la rueda. Esta relación está descrita en la Ecuación 4.8.

$$\bar{u}_{R,r} = \frac{k_{V,r}}{k_{V,r} - m_{R,r}w^2} \cdot \bar{u}_r \quad (4.8)$$

Como consecuencia, si todas las hipótesis asumidas en el modelado tienen un impacto despreciable sobre el resultado final, la Ecuación 4.8 simula el movimiento de la capa a partir de la dinámica de la rueda sin la capa viscoelástica. El cálculo de la dinámica sin la capa por el método de los elementos finitos puede optimizarse hasta alcanzar costes computacionales bajos sin comprometer la validez de los resultados, y la ecuación que modela el efecto de la capa indica un comportamiento proporcional entre la dinámica de la rueda y de la capa, por lo que se trata de un modelo sencillo y con un cálculo poco exigente.

4.3. VALIDACIÓN

A continuación, con el objetivo de determinar la validez de la relación analítica, se resuelve la dinámica vibratoria de una placa plana, con unas dimensiones equivalentes a la sección de la rueda considerada durante este estudio (0.46×0.1 m), y a la que posteriormente se le añade una capa viscoelástica de etilvinilacetato de 3 mm de espesor, unida a una capa de aluminio que funciona como restrictora.

El procedimiento de cálculo y validación del modelo analítico se muestra en la Figura 4.4.

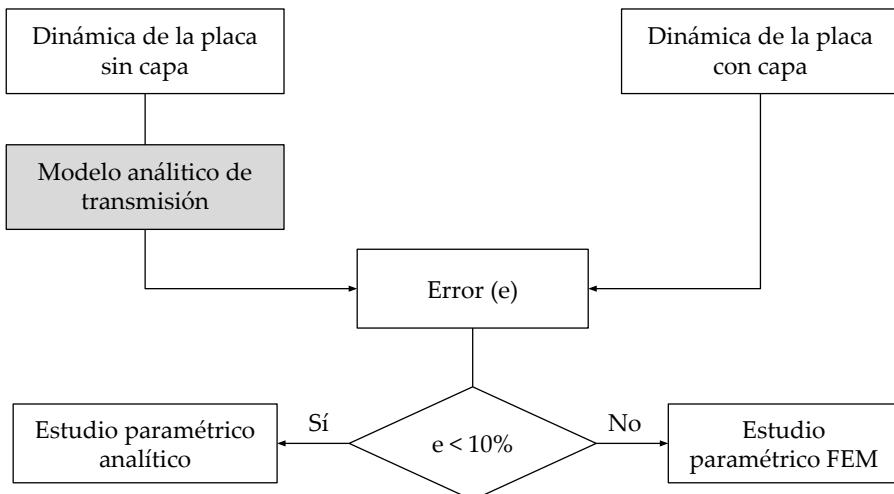


Figura 4.4: Diagrama de flujo para la decisión del método de modelado físico a implementar durante el estudio paramétrico.

Nótese que el margen de error impuesto en la validación es amplio (del 10 %). Esto se debe a que el objetivo principal del estudio mediante el modelo analítico es la parametrización del problema, el análisis de tendencias y la búsqueda de relaciones directas entre las

características materiales y geométricas de la capa restrictora con la radiación acústica de la rueda.

A pesar de que no se trabaje la sección de la rueda sino una placa plana, se respetan ciertas decisiones que hacen que no se pierda de vista el problema ingenieril planteado. En la Figura 4.5 se puede observar la respuesta axial de algunos nodos característicos ante una excitación armónica unitaria radial.

Se estudia la respuesta axial ya que, como se ha visto en la Sección 2.3, el modelo acústico planteado asume que la fuente de radiación sonora en la zona del velo se debe a la vibración *out-of-plane*.

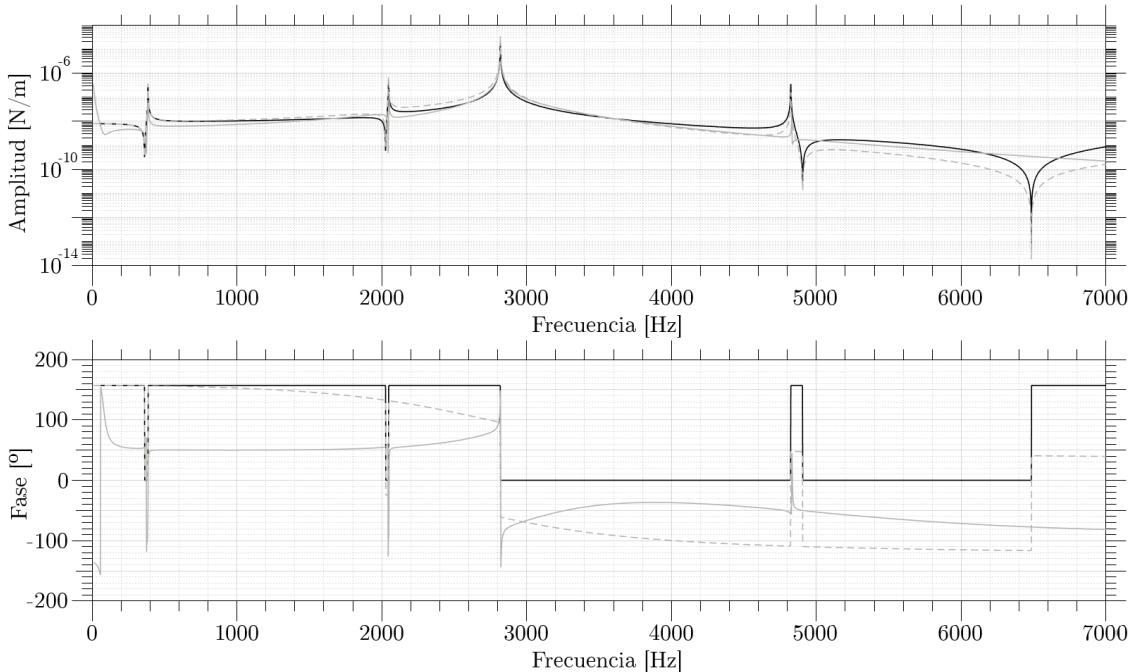


Figura 4.5: Desplazamiento de los nodos exteriores de la placa. —: modelo de referencia, sin tratamiento. —: modelo MEF de la capa amortiguadora. - -: modelo analítico.

Tal y como se puede observar, las características modales del problema no varían en ninguno de los dos casos y se puede asumir de manera preliminar que la hipótesis según la cual la capa viscoelástica no modifica estas características es cierta. Las resonancias del sistema aparecen en las mismas frecuencias naturales en los tres casos.

Sin embargo, el resultado en cuanto a la amplitud del desplazamiento de la cara exterior de la placa es distinto en función del método de estimación utilizado. Ambos modelos coinciden en la reducción de la amplitud a frecuencias superiores a 3500 Hz, pero el modelo analítico sobreestima en gran medida esta reducción.

Aun así, el comportamiento hasta los 4000 Hz del modelo, aunque esté validado con un grado de error aceptable, es relativamente similar. Además, el comportamiento de la capa viscoelástica modelada mediante las dos tendencias es el mismo: en frecuencias bajas, la

amplitud del desplazamiento aumenta al aplicar el tratamiento de capa restringida, puesto que la transmisión del movimiento de la base (superficie de la rueda) a la masa (capa restrictora) es bastante rígida. Por su parte, el comportamiento de la capa a frecuencias altas es prometedor, puesto que la disminución de la amplitud de la receptancia es notable.

Por ello, este modelo acústico de postproceso no se establece como el método principal para el cálculo de tendencias ni el estudio paramétrico, pero no se descarta hasta la aplicación del modelo acústico en el Capítulo 5.

Cabe destacar que en esta sección sólo se ha comparado la receptancia en la dirección axial. Esto es una característica del modelo analítico, ya que desprecia el resto de componentes del movimiento. Por ello, al aplicar el modelo acústico para el postproceso de los resultados obtenidos mediante este modelo, sólo se considera la aplicación de la capa viscoelástica en las superficies axiales.

Capítulo 5

Resultados

En este capítulo se presentan los resultados del estudio paramétrico realizado a partir de los modelos desarrollados en el Capítulo 3 tras su validación. Se comparan los resultados finales de la emisión acústica de la rueda variando las características de las capas viscoelástica y restrictora. Finalmente, se utilizan las conclusiones sacadas del estudio para prediseñar un caso óptimo.

5.1. GENERALIDADES

Tras la validación del modelo vibroacústico de la rueda, y considerando que el post-proceso desarrollado para acoplar la dinámica con la emisión de potencia acústica se ha basado en revisión bibliográfica de estudios similares, se puede desarrollar un estudio sobre el efecto de la capa viscoelástica restringida en dichas emisiones.

En primer lugar, se evalúa la potencia acústica en tercios de octava de la rueda modelada sin tratamiento de mitigación y se compara con un caso con la capa viscoelástica restringida, cuyas características se han recogido en las Tablas 5.1 - 5.3. Las características de la capa viscoelástica de este estudio acústico preliminar se han basado en la literatura consultada durante la documentación del presente proyecto, pues en 1999 Jones y Thompson [32] publicaron un estudio sobre el efecto de los tratamientos para incrementar el amortiguamiento en ruedas ferroviarias en el que se incluye la capa viscoelástica restringida, por lo que se espera que el óptimo esté cerca de estas características.

Tabla 5.1: Características materiales de la rueda.

Rueda	
Material	Acero
Modulo de Young [GPa]	210
Coeficiente de Poisson [-]	0.3
Densidad [kg/m ³]	7850

5 Resultados

Tabla 5.2: Características materiales de la capa restrictora.

Capa restrictora	
Material	Aluminio
Modulo de Young [GPa]	72
Coeficiente de Poisson [-]	0.33
Densidad [kg/m ³]	2700
Factor de amortiguamiento [-]	0.0011
Espesor [mm]	1

Tabla 5.3: Características materiales del material viscoelástico.

Capa viscoelástica	
Material	Etilvinilacetato (EVA)
Modulo de Young [GPa]	0.025
Coeficiente de Poisson [-]	0.48
Densidad [kg/m ³]	950
Factor de amortiguamiento [-]	0.83
Espesor [mm]	1

Adicionalmente, tras estos primeros resultados se realiza un estudio paramétrico con el objetivo de caracterizar las tendencias y dependencias entre el efecto real en la mitigación de la potencia acústica radiada y las características geométricas y materiales de la capa viscoelástica.

En la Figura 5.1 se ha representado la potencia acústica radiada por la rueda sin el tratamiento de mitigación, en tercios de octava y con una potencia de 1 pW como referencia en el cálculo de los decibelios. Como recordatorio del carácter antropológico del estudio, se ha representado también la potencia ponderada con la ponderación A, una ponderación que ajusta las mediciones de potencia acústica para que coincidan con el umbral de sensibilidad del oído humano.

Tras la aplicación de la capa viscoelástica restringida de este estudio preliminar, se puede observar (véase la Figura 5.2) que la mitigación de radiación acústica mediante este método se empieza a hacer evidente a partir de los 2000 Hz, y para frecuencias menores el efecto es nulo o incluso incrementa el ruido. A medida que aumenta la frecuencia, el efecto del amortiguamiento añadido al sistema se hace más evidente, aunque es cierto que, debido a las simplificaciones añadidas al modelo acústico descritas en el Capítulo 2, en las bandas de frecuencia más altas este efecto está sobredimensionado, llegando a 20 dB de reducción en algunos casos.

Es importante destacar, además, que el modelo analítico infravalora el efecto de la capa viscoelástica en potencias bajas pero ofrece un resultado excesivamente optimista en frecuencias altas. Por ello, aunque la potencia acústica total (presentada posteriormente) sea similar, la distribución en el espectro frecuencial de la misma no justifica su uso.

5 Resultados

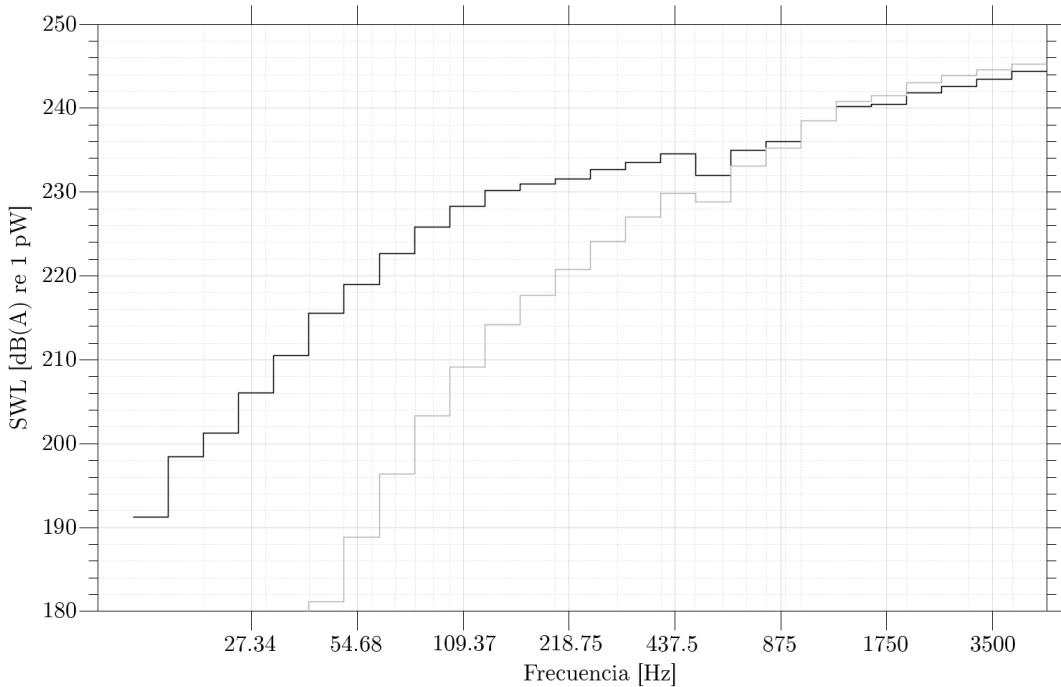


Figura 5.1: Potencia acústica radiada por la rueda en tercios de octava. —: emisión real. ---: ponderación A.

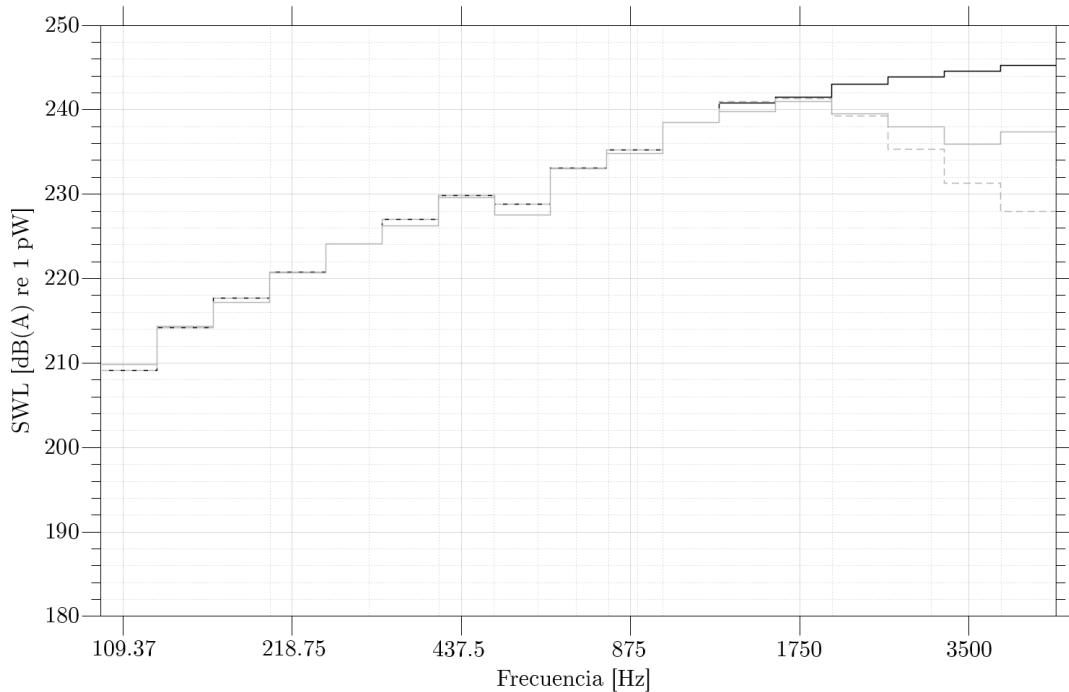


Figura 5.2: Potencia acústica radiada por la rueda en tercios de octava. —: rueda orginal. ---: rueda amortiguada, predicción por MEF. - - -: rueda amortiguada, predicción por modelo analítico.

5 Resultados

En frecuencias bajas, el amortiguamiento efectivo del sistema es menor, puesto que, como se ha definido en la ecuación de movimiento (Ecuación 2.7) que rige el sistema, el amortiguamiento es proporcional a la velocidad de los grados de libertad considerados. A medida que disminuye la frecuencia, el acoplamiento entre la componente radial y axial que se deriva de la instalación de la capa viscoelástica tiene un efecto mayor en el resultado final que el propio amortiguamiento.

En la Figura 5.3 se muestran las componentes de la potencia acústica. Cabe destacar que ambos modelos utilizados desprecian la componente torsional, por lo que las dos componentes del ruido mostradas son la radial y la axial. La superficie de emisión axial es mucho mayor que la radial, por lo que era un resultado esperable que las emisiones en esta componente fuesen mayores que las radiales.

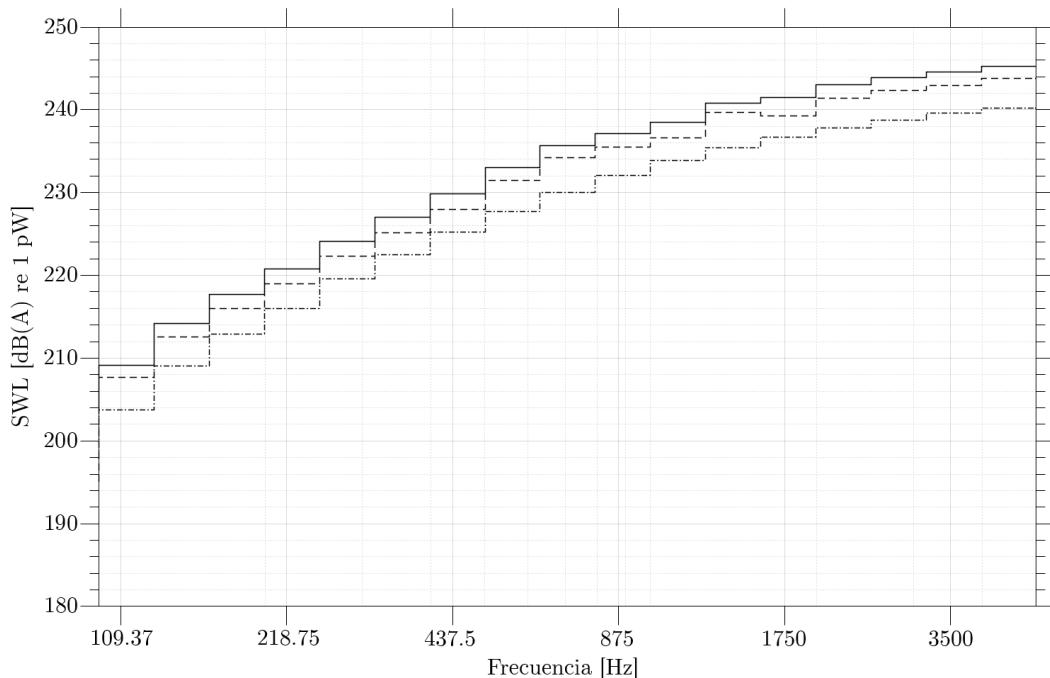


Figura 5.3: Potencia acústica radiada por la rueda en tercios de octava. —: potencia total. - -: componente axial. - · -: componente radial.

Al analizar por separado las componentes de la emisión acústica se pueden sacar conclusiones importantes sobre este método de mitigación de ruido. Como se vio en la Figura 3.18, la capa viscoelástica no sólo cubre el velo de la rueda, sino también la parte interna de la llanta, la cual en el modelo acústico se considera una fuente puramente radial de emisión. Por ello, el efecto de la capa viscoelástica aparece tanto en la mitigación del ruido radial (Figura 5.4) como axial (Figura 5.5).

En la Figura 3.24 se destaca que los modos de vibración radiales aparecen a frecuencias más altas que los axiales, los cuales dominan la dinámica de baja frecuencia de la rueda. Por ello, no es de extrañar que el efecto de la capa viscoelástica se haga evidente a frecuencias menores para la radiación axial que radial.

5 Resultados

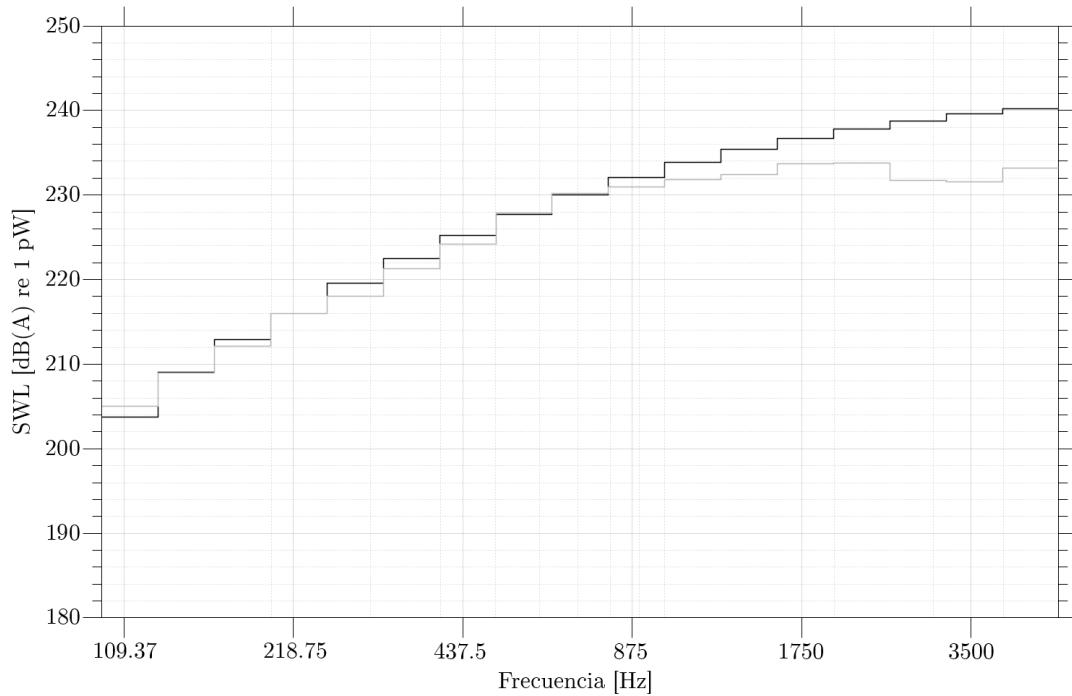


Figura 5.4: Componente radial de la potencia acústica radiada por la rueda en tercios de octava.
—: rueda orginal. —: rueda amortiguada.

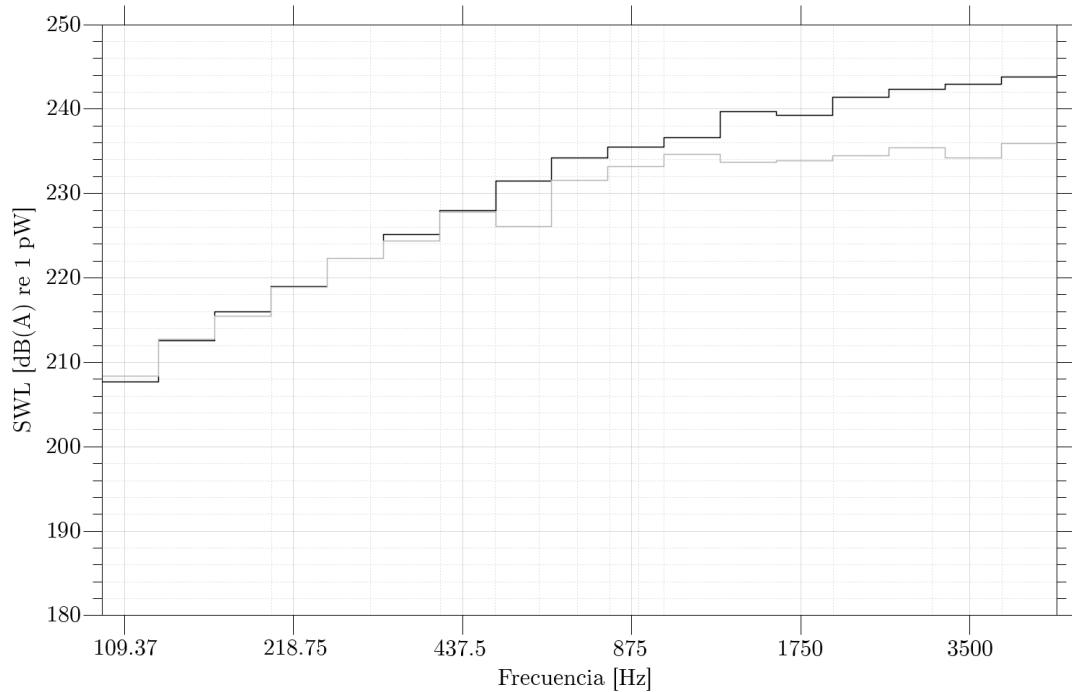


Figura 5.5: Componente axial de la potencia acústica radiada por la rueda en tercios de octava.
—: rueda orginal. —: rueda amortiguada.

5 Resultados

Cabe destacar que aunque las diferencias puedan parecer pequeñas entre las emisiones axiales y radiales y sus respectivas emisiones amortiguadas, una reducción de 3 dB equivale a reducir la potencia acústica a la mitad.

La radiación total del sistema se cuantifica, al igual que la representación en tercios de octava mostrada en las Figuras 5.1 y 5.2, en decibelios, y es habitual sumar toda la energía contenida en el espectro en frecuencia, tal que

$$SWL = 10 \log_{10} \left(\sum_{i=1}^{n_f} 10^{\frac{L_i}{10}} \right), \quad (5.1)$$

donde SWL es la potencia acústica total radiada por la rueda, n_f el número de bandas de frecuencia consideradas y L_i es la potencia en cada una de dichas bandas. Aplicando este método, y tal y como se puede observar en la Figura 5.6, se calcula una reducción de 5.4 dB según el modelo MEF y de 6.5 dB según el modelo analítico simplificado.

Teniendo en cuenta que el modelo MEF ha sido el utilizado para validar el modelo analítico y que sus resultados son más fiables que el desarrollo analítico, se puede considerar que el modelo es satisfactorio, puesto que la reducción está en el orden de magnitud de estudios similares desarrollados en este tema. En [32] Thompson predijo una reducción de hasta 5 dB al aplicar este método para el caso de una capa viscoelástica de 1 mm y una capa restrictora de 1 mm. Además, estos 5 dB se caracterizan experimentalmente en [17].

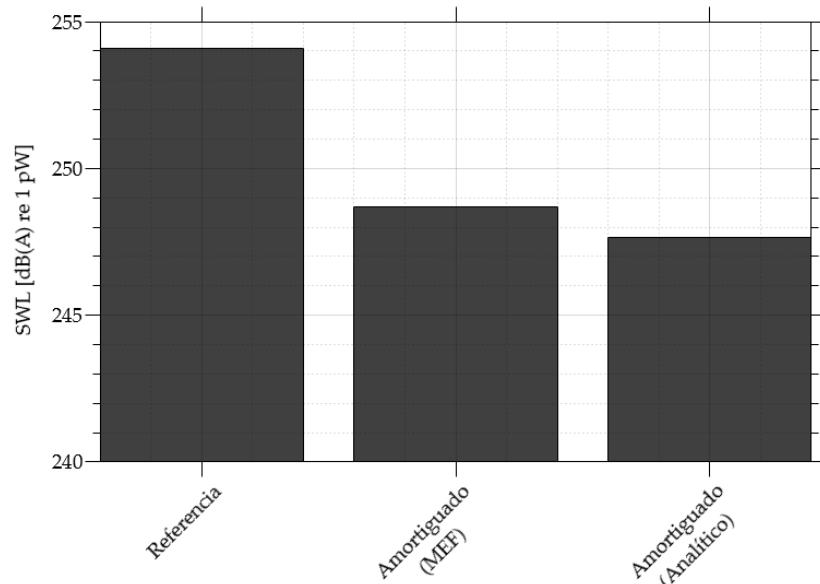


Figura 5.6: Emisiones de la rueda original y de la tratada con la capa viscoelástica

5.2. ESTUDIO PARAMÉTRICO

El siguiente paso en el modelado del sistema consiste en el desarrollo de un estudio paramétrico de la capa viscoelástica restringida con el objetivo de definir tendencias y relaciones entre las características de las capas y la emisión acústica total de la rueda, así como analizar cuáles son los parámetros con mayor influencia en el diseño.

En este análisis se varían, dentro de los límites lógicos, los siguientes parámetros:

- Rigidez del material viscoelástico (E_v), definida a través del Modulo de Young.
- Amortiguamiento del material viscoelástico (η_v), parámetro fundamental en el modelo de amortiguamiento estructural utilizado.
- Densidad del material de la capa restrictora (ρ_r).
- Rigidez del material de la capa restrictora (E_r), definida a través del Módulo de Young.

La metodología de trabajo consiste en la variación local de cada uno de estos parámetros manteniendo el resto constantes, para definir la relación explícita entre potencia acústica y parámetro. Además, idealmente, se debería realizar un diseño de experimentos y análisis de la varianza (ANOVA), para no sólo caracterizar el efecto de cada uno de los parámetros sino para definir si el efecto simple de la variación de cada uno de ellos es realmente significativo en el sistema y para analizar posibles efectos de interacción. Sin embargo, este estudio estadístico detallado se ha considerado fuera del alcance del estudio actual y se deja como una posible y potencial mejora en la obtención de conclusiones para estudios posteriores.

En el Capítulo 3 se desarrollan las características vibratorias de la rueda, tanto en su respuesta en vibraciones libres como el caso con excitación forzada de la misma por la interacción entre la rueda y el carril durante la rodadura. Tal y como se indica en dicho capítulo, se ha asumido que las características modales de la rueda no varían con la inclusión de la capa viscoelástica y como en el modelado de la fuerza de contacto estas características modales se introducen como *input* al modelo, al asumirlas constantes se está imponiendo que la magnitud y contenido en frecuencia de la fuerza es también constante.

Esta hipótesis es asumible en prácticamente todos los casos calculados, puesto que la masa y dimensiones relativas de las capas con respecto a la rueda son lo suficientemente pequeñas.

5.2.1. Influencia de la rigidez del material viscoelástico

Para el estudio de la influencia de la rigidez, se han definido seis casos proporcionalmente espaciados, entre 0.002 y 0.032 GPa. Una característica común de los estudios de parámetros materiales es que no se han usado referencias de materiales reales, sino que con las conclusiones sacadas a partir de estos casos generales se tratará de encontrar los materiales que mejor cumplan todas las características.

5 Resultados

En la Figura 5.7 se pueden observar los resultados de este estudio. Cabe recordar que la fuerza de excitación aplicada es en realidad una función de transferencia con la rugosidad, por lo que los resultados son para rugosidad unitaria.

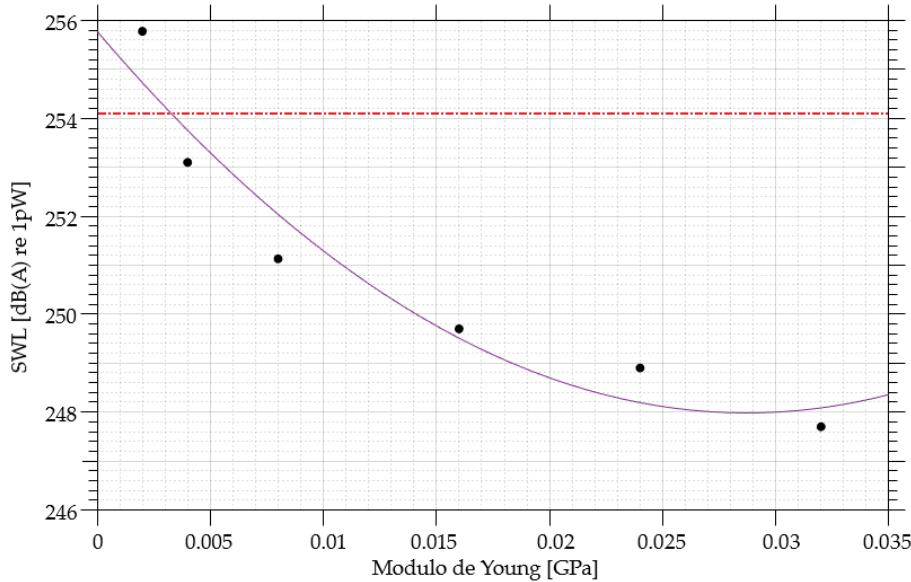


Figura 5.7: Efecto de la rigidez del material viscoelástico en la radiación acústica. —: casos de estudio, —: regresión cuadrática, -·-: caso sin capa.

Tal y como se puede observar, un aumento de la rigidez del material viscoelástico provoca en todos los casos una reducción de la potencia acústica emitida.

El comportamiento en el caso de menor rigidez, con un módulo de Young de 0.002 GPa, conlleva una reducción de la potencia acústica emitida prácticamente nula en relación al caso sin el tratamiento de amortiguamiento.

Por una parte, al mantener los coeficientes de amortiguamiento constantes en el estudio, el aumento de la rigidez conlleva un aumento del amortiguamiento efectivo por el hecho de estar utilizando un modelo de amortiguamiento estructural, por lo que el efecto de la capa viscoelástica restringida en la reducción de la radiación emitida es mayor cuanto mayor es la rigidez de los materiales según el modelo empleado.

Por otra parte, aunque la introducción de las capas viscoelástica y restrictora no provoque una variación de las características modales globales del sistema, la inclusión de nuevos grados de libertad deriva en la aparición de nuevas frecuencias de resonancia y modos de vibración locales en la capa. Aunque éstas no modifiquen la dinámica global y, de hecho, se desprecien en la superposición modal por aparecer a frecuencias tan elevadas, sí que tienen un efecto en la respuesta a alta frecuencia de la superficie de radiación de la rueda.

5 Resultados

Por tanto, aumentar la rigidez de la capa hace que estos modos locales de vibración aparezcan a frecuencias mayores, alejándose de la frecuencia de excitación de la fuerza (véase Figura 2.3) y siendo más complicado que alguno de los armónicos de la fuerza de contacto excite picos de resonancia del sistema.

En la Figura 5.7 se ha representado la regresión cuadrática de los datos obtenidos. La regresión lineal no logra un coeficiente de determinación apropiado en este estudio, por lo que la relación entre la reducción de potencia acústica y la rigidez del material viscoelástico puede considerarse parabólica.

5.2.2. Influencia del amortiguamiento del material viscoelástico

Otra característica material crucial en la caracterización de la capa viscoelástica es el factor de amortiguamiento, cuya relación con el amortiguamiento efectivo del modelo dinámico se ha definido en el Capítulo 2. Junto con la rigidez descrita en la subsección anterior, cubre con suficiente detalle las propiedades principales que se buscarán en la posterior selección de materiales.

En este caso, se ha consultado el software CES Edupack, que posteriormente se utiliza en este proyecto, para la obtención de órdenes de magnitud para el desarrollo del análisis de varianza del parámetro. Se calculan, como en el anterior estudio, 6 casos proporcionalmente espaciados, tal que el factor de amortiguamiento estructural esté comprendido entre 0 y 2.

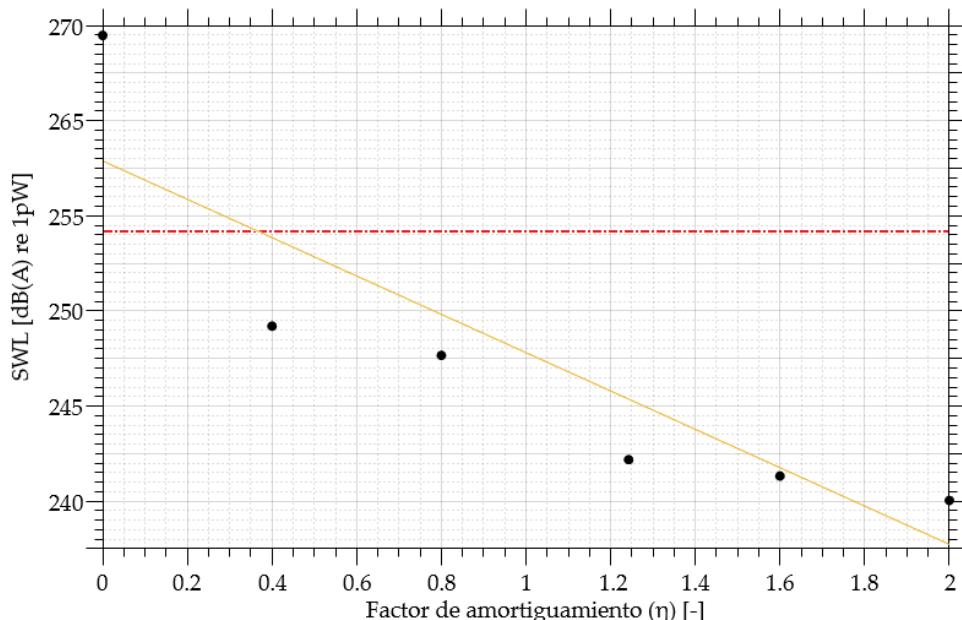


Figura 5.8: Efecto del amortiguamiento del material viscoelástico en la radiación acústica. —: casos de estudio, —: regresión lineal, - -: caso sin capa.

5 Resultados

Los resultados descritos en la Figura 5.8 corroboran que, tal y como apuntaban los fundamentos teóricos que justifican el uso de materiales viscoelásticos, el aumento del amortiguamiento disminuye la potencia acústica radiada. Para un material como la goma EVA, con un factor de amortiguamiento en torno a 0.9, el modelo predice una reducción de entre 4 y 5 dB de potencia acústica, coincidiendo con la literatura [32].

Estos resultados, además, se retroalimentan con los obtenidos en el estudio de influencia de la rigidez del material, corroborando las justificaciones dadas anteriormente por la estrecha relación entre rigidez y amortiguamiento cuando uno varía manteniéndose el otro constante.

Es de destacar que, para el caso con un factor de amortiguamiento nulo, la potencia acústica radiada es de 268.8 dB(A), siendo este valor mayor al del caso base (sin capa viscoelástica). Al no incluir amortiguamiento, la capa viscoelástica restringida tiene un efecto negativo en la respuesta acústica de la rueda, ya que por su baja rigidez provoca un acoplamiento entre la dinámica radial y la axial de la superficie de emisión acústica, de manera que las componentes de la fuerza incluidas en el modelo excitan modos de vibración cruzados, aumentando las probabilidades de que un armónico de la fuerza coincida con un pico de resonancia de la rueda.

5.2.3. Influencia de la densidad del material restrictor

Para que el método de mitigación de ruido de rodadura sea efectivo se requiere de la restricción de la capa viscoelástica, de manera que su efecto sea el de actuar sobre el movimiento relativo entre la superficie de la rueda y la capa restrictora. Por ello, su caracterización y estudio es tan importante como el de la propia capa viscoelástica.

En este estudio se analiza la dependencia de la emisión acústica con la masa del material, actuando sobre la densidad y manteniendo las propiedades geométricas constantes para no actuar indirectamente sobre la rigidez. Se han calculado 6 casos, modificando la densidad desde 950 hasta 7850 kg/m³.

Analizando los resultados recogidos en la Figura 5.9, se observa una tendencia decreciente de la potencia acústica emitida y la densidad del material de la capa restrictora. Al aumentar la densidad, manteniendo el espesor y superficie constantes, aumenta la inercia de la capa, por lo que la transmisión del movimiento entre la capa y la superficie de la rueda a través del material viscoelástico se reduce.

Este fenómeno se puede explicar reduciendo el sistema a una sucesión de sistemas de 1 GDL (véase Capítulo 4). La transmisión de movimiento a una masa por el movimiento de la base es reducida si el amortiguamiento es elevado y, para frecuencias lo suficientemente elevadas, si la masa del sistema es elevada debido a su inercia.

En la Figura 5.9 se puede observar un punto, representado en rojo, que no cumple con la tendencia decreciente que marcan el resto de puntos del estudio. Esto se debe a que para los 5 primeros casos, las propiedades materiales que se han mantenido constantes coinciden con

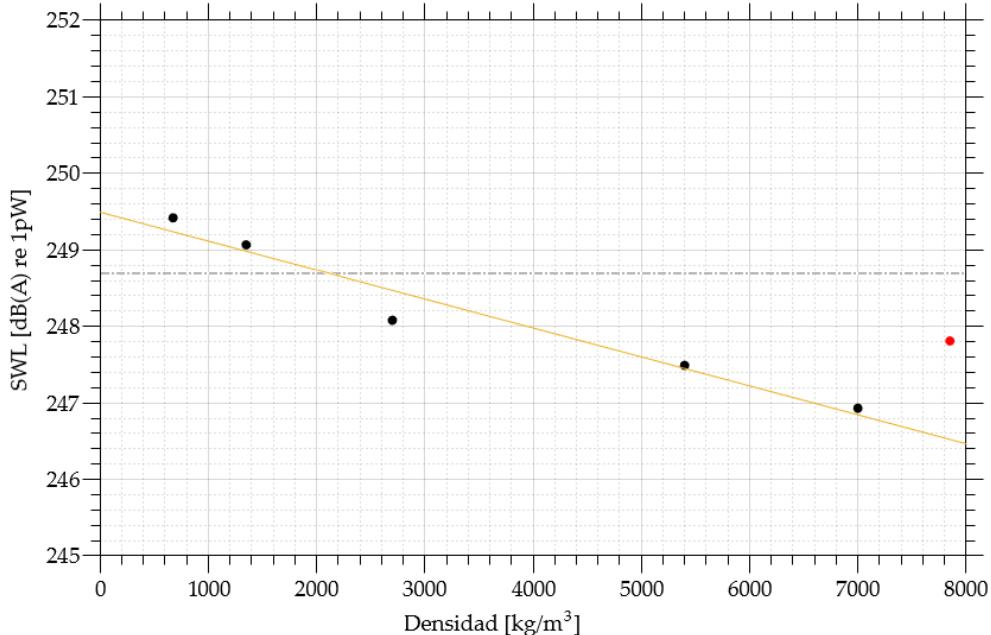


Figura 5.9: Efecto de la densidad del material restrictor en la radiación acústica. —: casos de estudio, —: regresión lineal, - -: caso con la capa base, descrito en la Tabla 5.3.

las propiedades medias del aluminio, mientras que, con el objetivo de introducir materiales reales, en el último punto no sólo se ha variado la densidad, sino que se han aplicado los datos del acero inoxidable.

5.2.4. Influencia de la rigidez del material restrictor

A continuación, se analizará el efecto de la rigidez del material empleado en la capa restrictora en la emisión acústica. Para ello, y siguiendo la metodología de trabajo utilizada a lo largo de todo el capítulo, se definirán 6 valores dentro de unos límites que permitan variaciones apreciables en la emisión acústica pero sigan siendo comparables con materiales reales. Se calcularán, por tanto, casos con un módulo de Young proporcionalmente espaciado entre 20 y 190 GPa.

Los resultados de potencia acústica emitida para estos casos se puede observar en la Figura 5.10.

A excepción de un valor en el mínimo del módulo de Young que aparece con alta emisión acústica pero que se puede considerar un *outlier*, existe una tendencia creciente de la emisión acústica con la rigidez de este material.

El modelo analítico desarrollado infradimensiona la rigidez de este material, en la medida en la que su rigidez a flexión se considera despreciable. Teniendo en cuenta que los resultados de este modelo no se han validado por ser demasiado optimistas, esta tendencia es coherente con lo mostrado a lo largo del estudio. Por ello, la elección del material de

esta capa no es evidente, puesto que debe encontrarse un compromiso entre densidad y rigidez puesto que sus efectos son contrapuestos.

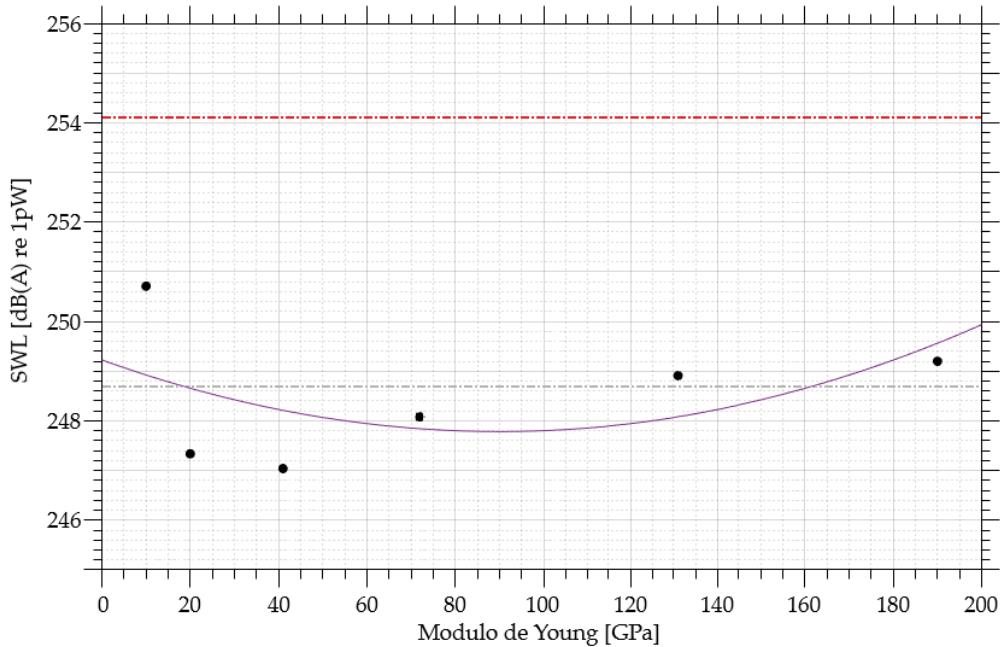


Figura 5.10: Efecto de la rigidez del material restrictor en la radiación acústica. —: casos de estudio, —: regresión cuadrática, - -: caso sin capa, - -: caso con la capa base.

5.3. APLICACIÓN INDUSTRIAL

A continuación, y gracias a las conclusiones derivadas del estudio paramétrico de la anterior sección, se proponen varias combinaciones de materiales reales y espesores de las capas viscoelástica y restrictora para optimizar el tratamiento de amortiguación reduciendo la emisión acústica de la rueda. Para ello, se combinarán las tendencias del estudio paramétrico para determinar si existen materiales que maximicen el efecto de este tratamiento.

En todos los casos la rueda es de acero, estando sus propiedades definidas en la Tabla 5.1. Para la selección del material viscoelástico se emplea la herramienta GRANTA EduPack 2021, la cual incluye una amplia base de datos de materiales, propiedades y aplicaciones. Mediante este *software* se puede generar un diagrama que permita una clasificación y selección gráfica de los materiales.

En la Figura 5.11 se ha representado el diagrama de flujo de trabajo durante esta parte del proyecto.

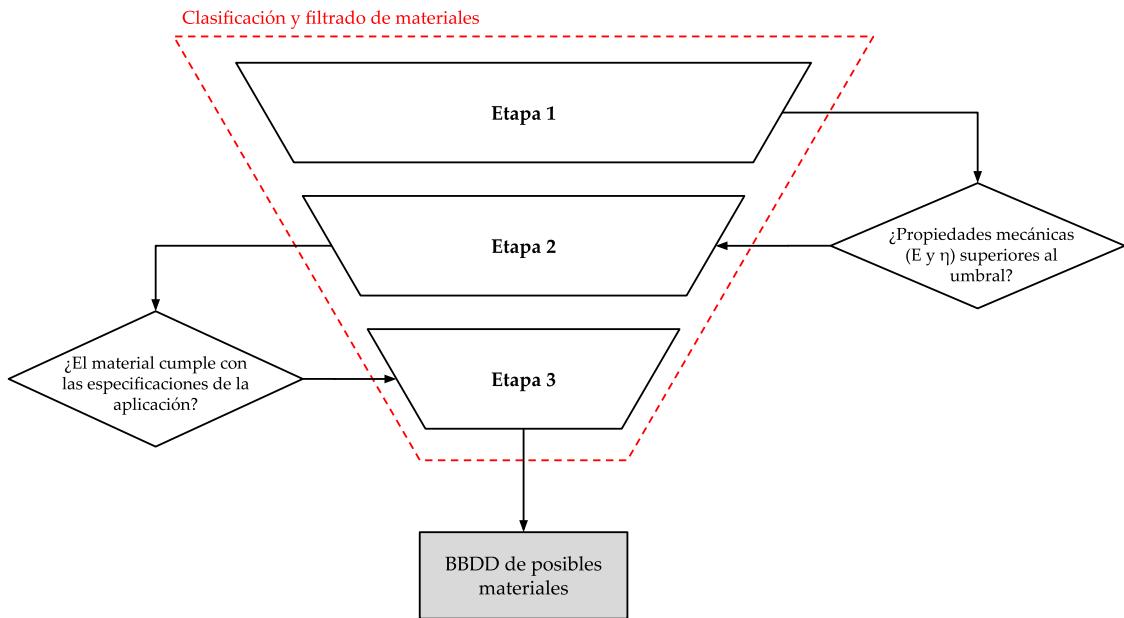


Figura 5.11: Diagrama de flujo para la selección de materiales viscoelásticos.

- **Etapa 1.** La herramienta permite una primera clasificación de los materiales en grandes subgrupos, por lo que para la selección del material viscoelástico solamente se analizan polímeros.
- **Etapa 2.** Vista la dependencia de la emisión acústica con el factor de amortiguamiento y la rigidez del material que forma la capa viscoelástica, estas dos propiedades son las que se utilizan en la representación gráfica de los polímeros, la cual se puede encontrar en la Figura 5.12.

En esta figura, además, se han clasificado los distintos polímeros en familias con propiedades materiales similares, representadas mediante burbujas de color translúcido. El verde se corresponde a espumas, el azul claro a elastómeros, el azul oscuro a plásticos y el granate a polímeros compuestos.

En el estudio paramétrico se ha concluido que las dos propiedades que rigen este estudio gráfico tienen una relación inversa con las emisiones, de manera que si ambos aumentan, la emisión acústica disminuye. Por ello, se filtraran los materiales definiendo dos umbrales: $\eta = 0.8$ y $E = 0.01$ GPa, quedando los materiales que se pueden encontrar en la Figura 5.13.

5 Resultados

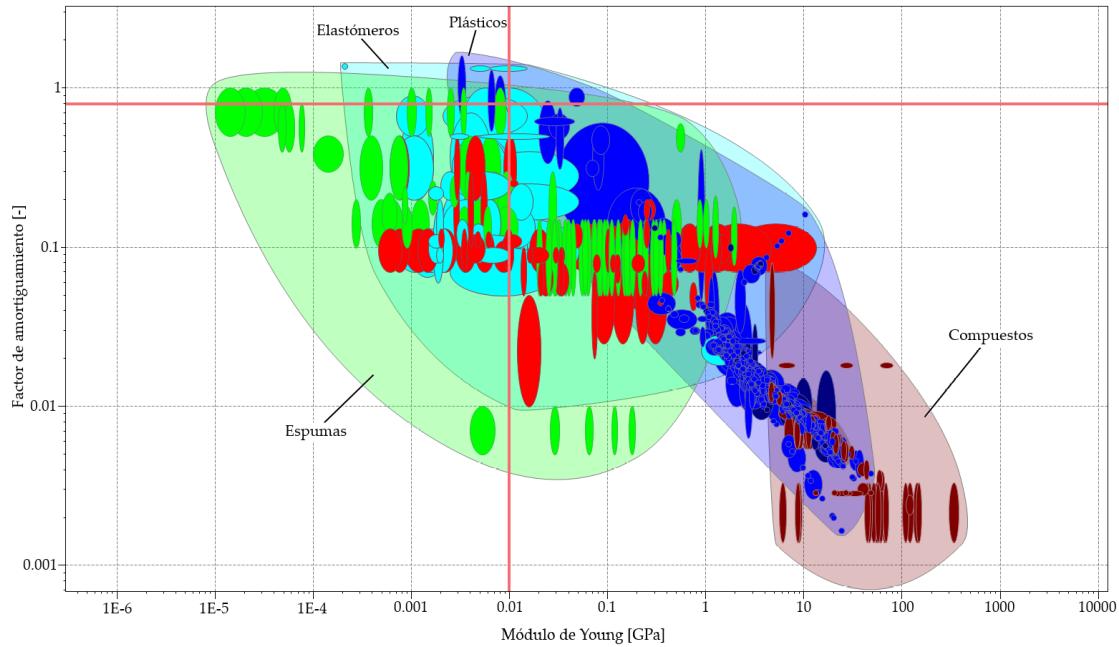


Figura 5.12: Mapa entre módulo de Young y factor de amortiguamiento de los polímeros en la base de datos. Las líneas rojas representan los umbrales inferiores definidos.

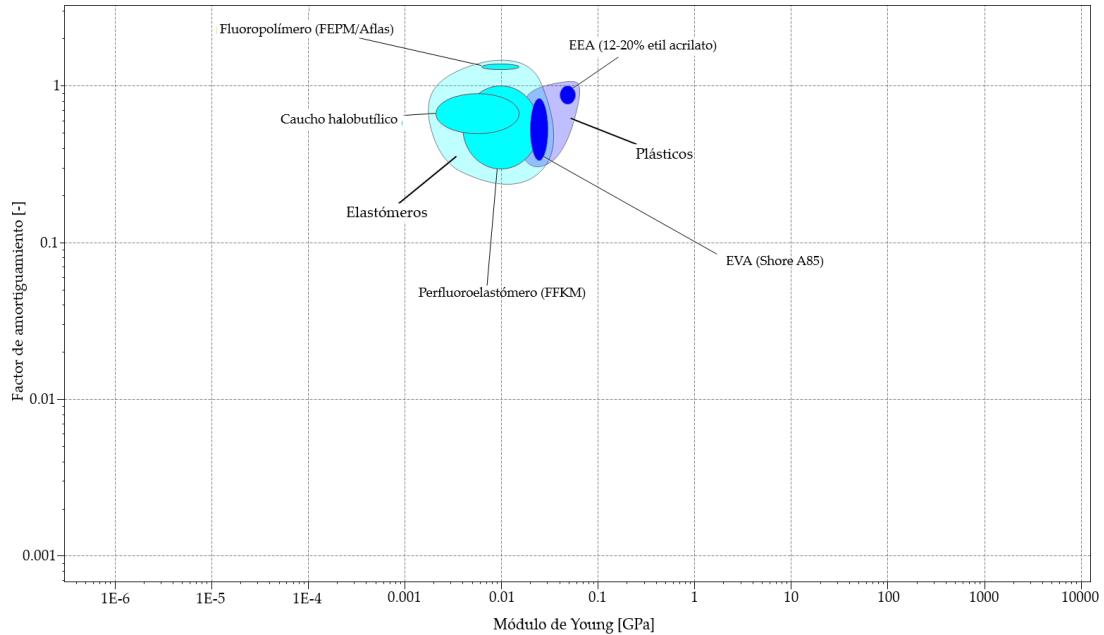


Figura 5.13: Detalle del mapa entre módulo de Young y factor de amortiguamiento de los polímeros en la base de datos filtrados.

- **Etapa 3.** Aunque el filtrado haya sido contundente y el número de materiales disponibles en la base de datos se haya reducido considerablemente, cumplir con el umbral de propiedades mecánicas no es el único criterio que se debe emplear para

5 Resultados

la selección de materiales para la propuesta de mitigadores. Es crucial no perder de vista la aplicación del material y su uso en la interfase entre la superficie de la rueda y la capa metálica restrictora, por lo que la durabilidad y la resistencia térmica son también aspectos fundamentales a considerar. En la Tabla 5.5 se resumen dichas propiedades para los materiales que han quedado en la Etapa 2.

Tabla 5.4: Durabilidad y temperatura máxima de operación de los materiales de la Etapa 2 (I).

	EEA	FEPM	Caucho halobutílico
Durabilidad			
Agua	Excelente	Excelente	Excelente
Agua salada	Excelente	Excelente	Excelente
Ácidos débiles	Aceptable	Excelente	Excelente
Ácidos fuerte	Uso limitado	Uso limitado	Uso limitado
Álcalis débiles	Aceptable	Excelente	Excelente
Álcalis fuertes	Uso limitado	Excelente	Excelente
Aceites	Inaceptable	Aceptable	Inaceptable
Radiación UV (sol)	Aceptable	Excelente	Buena
Características térmicas			
T_{max,uso}	57°C	230°C	120°C

Tabla 5.5: Durabilidad y temperatura máxima de operación de los materiales de la Etapa 2 (II).

	EVA	Perfluoroelastómero
Durabilidad		
Agua	Excelente	Excelente
Agua salada	Excelente	Excelente
Ácidos débiles	Excelente	Excelente
Ácidos fuerte	Inaceptable	Excelente
Álcalis débiles	Excelente	Excelente
Álcalis fuertes	Excelente	Aceptable
Aceites	Inaceptable	Excelente
Radiación UV (sol)	Mala	Excelente
Características térmicas		
T_{max,uso}	52°C	327°C

Por tanto, se evidencia que ni la EVA ni el Acrilato de etilo (EEA) son materiales óptimos para esta aplicación, pues su durabilidad ante la exposición exterior es mala y su temperatura máxima de uso es demasiado limitada.

Capítulo 6

Conclusiones

A lo largo del trabajo se ha llevado a cabo la modelización vibroacústica de materiales viscoelásticos para su aplicación en la mitigación del ruido de rodadura en ruedas ferroviarias. Esto se aplica mediante la instalación en el velo de la rueda de una fina capa del material viscoelástico restringida entre dos materiales de mayor rigidez.

Todos los modelos, tanto analíticos como numéricos (MEF), han sido desarrollados por el autor en código propio, por lo que la escalabilidad de los modelos y la capacidad de control sobre los mismos ha sido lograda cumpliendo uno de los objetivos principales del proyecto.

En primer lugar, se ha desarrollado y validado un modelo por elementos finitos bidimensional en MATLAB®. El principal objetivo de este modelo era meramente académico, puesto que es un problema más sencillo pero alejado del 3D. Con este modelo el autor ha podido entrar en materia y desarrollar buenas prácticas aplicables a otros modelos. Se ha comprobado que la simplificación dimensional es demasiado limitante en el estudio de la rueda completa. La rueda tridimensional presenta muchos modos de vibración por debajo de la frecuencia máxima de estudio, así como frecuencias de resonancia y antirresonancias que se pasan por alto en el estudio bidimensional.

Se desarrolla y valida, por tanto, el modelo completo sin simplificaciones dimensionales por elementos finitos. En el proceso de desarrollo se han implementado algoritmos para la optimización computacional del ensamblaje de las matrices del sistema, puesto que la longitud característica de la capa viscoelástica era varios ordenes de magnitud menor que la de la rueda, por lo que incluir dicha capa aumentaba en hasta un orden de magnitud el número de elementos considerados en el modelo.

La capa viscoelástica restringida ha resultado ser un método válido para la reducción del ruido de rodadura, una de las principales fuentes de emisión de contaminación acústica en los vehículos ferroviarios. Entre el caso base, sin tratamiento, y el caso que cuenta con la capa viscoelástica se alcanzan reducciones de hasta 5.4 dB(A). Esto supone una radiación 3.5 veces menor (aproximadamente, una reducción del 71 %).

6 Conclusiones

El uso de modelos con un número elevado de elementos, tridimensional y con un modelo de amortiguamiento requiere de amplios recursos computacionales que, a pesar de la optimización del proceso de ensamblaje y cálculo modal, deriva en cálculos del orden de 5 horas de duración para cada caso. Por ello, en el proyecto se desarrolla un modelo analítico simplificado, en primera instancia pensado para el caso bidimensional, con el objetivo de poder relacionar la dinámica vibratoria de la superficie de la rueda sin intervenir con la dinámica de la superficie de la capa restrictora tras la instalación de la capa viscoelástica.

Este modelo analítico no ha demostrado dar unos resultados acordes a la referencia, siendo pesimista a baja frecuencia y excesivamente optimista a alta. Se deja como trabajo futuro el refinamiento y enriquecimiento de este modelo.

En futuros trabajos, además, se plantea desarrollar un modelo axisimétrico de la rueda con la capa viscoelástica con el objetivo de reducir el coste computacional de cada cálculo. En este proyecto se descarta por la falta de un modelo de referencia tridimensional validado en código propio y porque la capa viscoelástica, eventualmente, no tiene por qué presentar axisimetría.

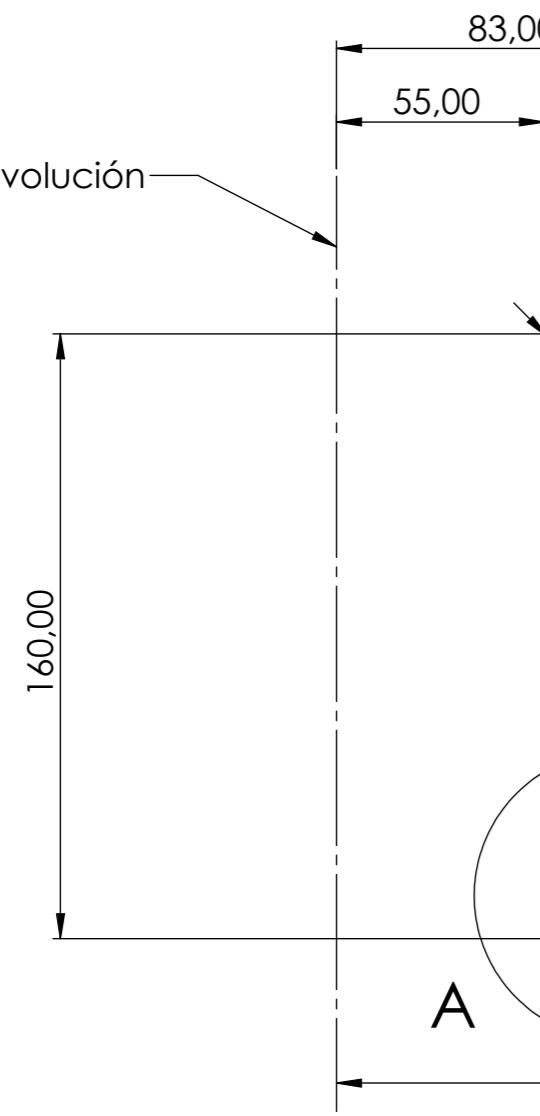
El modelo vibroacústico desarrollado se emplea para el estudio paramétrico de las características de la capa viscoelástica. En él, se han variado localmente algunas de las características materiales más importantes, encontrando tendencias interesantes para la implementación industrial de este método de mitigación. Los materiales viscoelásticos con mayor coeficiente de amortiguamiento y rigidez han demostrado dar mejores resultados frente a la mitigación de ruido. Por su parte, se debe encontrar un compromiso en las características de la capa restrictora, puesto que materiales más densos y menos rígidos consiguen unos mejores resultados.

Finalmente, y a través de la base de datos de GRANTA EduPack, se filtran los materiales viscoelásticos que pueden llegar a cumplir las especificaciones técnicas para la aplicación, tanto por prestaciones como por durabilidad ante la exposición a exteriores. De ellos, el perfluoroelastómero y el caucho halobutílico se señalan como mejores opciones.

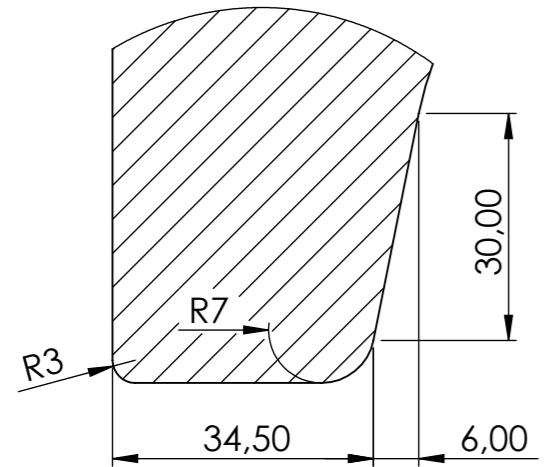
Parte II

Planos

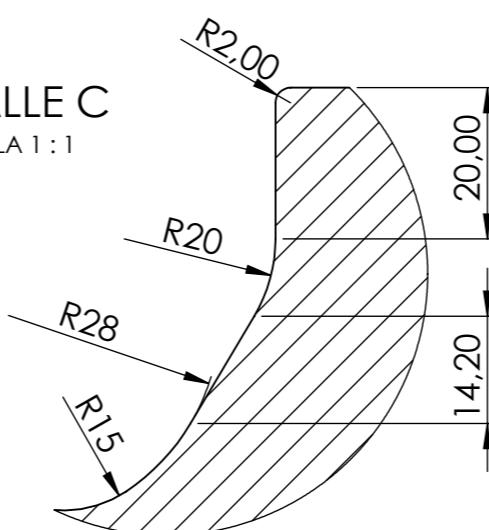
Eje de revolución



DETALLE A
ESCALA 1 : 1



DETALLE C
ESCALA 1 : 1



Plano:

RUEDA FERROVIARIA. W001-P1

Fecha:

SEPTIEMBRE 2021

Nº PLANO:

1

Autor:

F. DE ANDRÉS VERT

Escala: 1:2

Revisado:

V. ANDRÉS RUIZ



UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA
AEREOESPACIAL

Proyecto:
MODELIZACIÓN VIBROACÚSTICA DE
MATERIALES VISCOELÁSTICOS PARA REDUCIR
EL RUIDO DE RODADURA DE RUEDAS
FERROVIARIAS

8

7

6

5

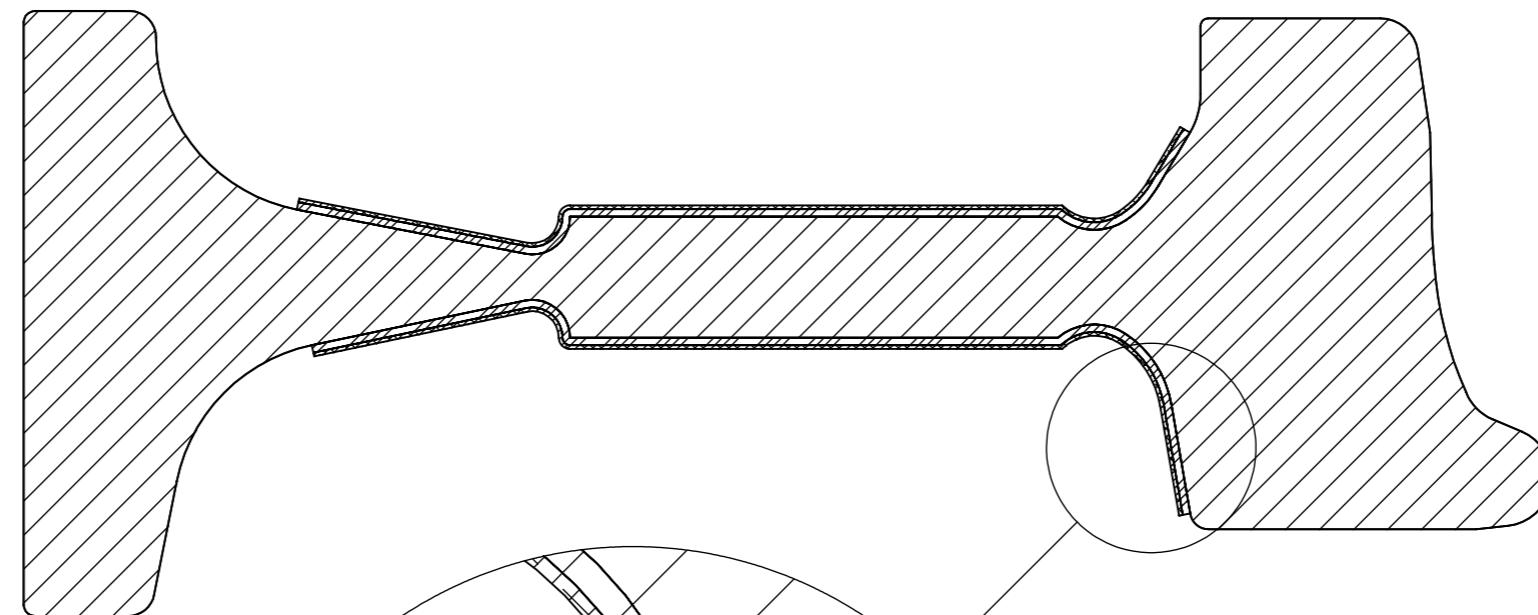
4

3

2

1

Eje de revolución

NOTA: Dimensiones de la rueda ferroviaria
referenciadas en W001-P1

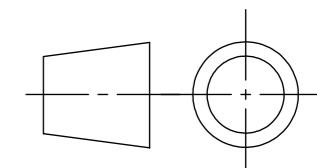
DETALLE

ESCALA 2 : 1

Capa restrictora

Material viscoelástico

1,00 2,00

TRABAJO FIN DE GRADO EN INGENIERÍA
AEROSPACEUNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Proyecto:
MODELIZACIÓN VIBROACÚSTICA DE
MATERIALES VISCOELÁSTICOS PARA REDUCIR
EL RUIDO DE RODADURA DE RUEDAS
FERROVIARIAS

Plano:
RUEDA FERROVIARIA INTERVENIDA. W002-P1

Fecha:
SEPTIEMBRE 2021

Nº PLANO:
2

Autor: F. DE ANDRÉS VERT

Escala: 1:2

Revisado: V. ANDRÉS RUIZ

8

7

6

5

4

3

2

1

Parte III

Presupuesto

1. INTRODUCCIÓN

En esta parte del documento se presenta el presupuesto del proyecto en el supuesto que éste fuese encargado por una empresa privada. El presupuesto ha sido dividido en una primera colección de costes unitarios, que posteriormente se ponderan con su rendimiento o uso real. Se incluye, finalmente, un 1% en concepto de Costes Indirectos y se asume un 6% de beneficio industrial para el grupo proyectista.

Todos los costes e importes son presentados en euros.

2. COSTES UNITARIOS

Código	Unidad	Descripción	Coste
Mano de obra			
MO.01	h	Ingeniero Técnico Aeronáutico	15.00
MO.02	h	Ingeniero Aeronáutico	20.00
MO.03	h	Doctor Ingeniero Industrial	40.00
Materiales			
MA.01	ud.	Ordenador MSI GF63 Thin 10SC 16GB/512 GB SSD i7	898.99
MA.02	ud.	Workstation PC HP Z4 G4 128 GB/2 TB IntelXeon	6524.00
MA.03	ud.	CadMouse Pro Wireless	143.99
MA.04	ud.	Disco Duro Externo Toshiba Canvio 1TB USB 30	36.81
MA.05	ud.	Encuadernación de la memoria en A4 tapa blanda	49.48
Software			
SW.01	año	Ansys Workbench License	6000.00
SW.02	ud.	Ansys GRANTA EduPack	0.00
SW.03	año	SolidWorks Professional License	13200.00
SW.04	año	Matlab License	800.00
SW.05	ud.	Microsoft Windows 10	110.00
SW.06	año	Microsoft Office 365 Personal	69.99
SW.07	ud.	TeX Maker	0.00
SW.08	ud.	Inkscape	0.00
Bibliografía y normativa			
BN.01	ud.	D.J. Thompson. Railway Noise and Vibration	201.16
BN.02	ud.	M. Petyt. Introduction to Finite Element Vibration Analysis	126.95
BN.03	ud.	B. C. Chakraborty. Polymers for Vibration Damping Applications	138.32
BN.04	ud.	UNE-EN ISO 3095:2014	98.01
BN.05	ud.	UNE-EN 13979-1:2021	101.64
BN.06	ud.	UNE-EN ISO 5455:1996	27.83
BN.07	ud.	UNE-EN ISO 5457:2000	56.87

3. COSTES DESCOMPUESTOS

P.01 Documentación y desarrollo de modelos						
Código	Unidad	Descripción	Rendim.	Coste	Importe	
Mano de obra						
MO.01	h	Ingeniero Técnico Aeronáutico	300.00	15.00	4500.00	
MO.02	h	Ingeniero Aeronáutico	15.00	20.00	300.00	
MO.03	h	Doctor Ingeniero Industrial	15.00	40.00	600.00	
Materiales						
MA.01	ud.	Ordenador MSI GF63 Thin 10SC 16GB 512 GB SSD i7	0.08	898.99	74.92	
MA.03	ud.	CadMouse Pro Wireless	0.08	143.99	12.00	
Software						
SW.01	año	Ansys Workbench License	0.42	6000.00	2500.00	
SW.03	año	SolidWorks Professional License	0.42	13200.00	5500.00	
SW.04	año	Matlab License	0.42	800.00	333.33	
SW.05	ud.	Microsoft Windows 10	1.00	110.00	110.00	
SW.06	año	Microsoft Office 365 Personal	0.42	69.99	29.16	
SW.08	ud.	Inkscape	1.00	0.00	0.00	
Bibliografía y normativa						
BN.01	ud.	D.J. Thompson. Railway Noise and Vibration	1.00	201.16	201.16	
BN.02	ud.	M. Petyt. Introduction to Finite Element Vibration Analysis	1.00	126.95	126.95	
BN.03	ud.	B. Chakraborty. Polymers for Vibration Damping Applications	1.00	138.32	138.32	
BN.04	ud.	UNE-EN ISO 3095:2014	1.00	98.01	98.01	
BN.05	ud.	UNE-EN 13979-1:2021	1.00	101.64	101.64	
BN.06	ud.	UNE-EN ISO 5455:1996	1.00	27.83	27.83	
BN.07	ud.	UNE-EN ISO 5457:2000	1.00	56.87	56.87	
Costes directos						14710.19

En los elementos MA.01, MA.02 y MA.03 se asume una vida útil de 60 meses para el cálculo del rendimiento.

III Presupuesto

P.02	Cálculo y postprocesado de resultados
------	--

Código	Unidad	Descripción	Rendim.	Coste	Importe
Mano de obra					
MO.01	h	Ingeniero Técnico Aeronáutico	240.00	15.00	3600.00
MO.02	h	Ingeniero Aeronáutico	15.00	20.00	300.00
MO.03	h	Doctor Ingeniero Industrial	3.00	40.00	120.00
Materiales					
MA.01	ud.	Ordenador MSI GF63 Thin 10SC 16GB 512 GB SSD i7	0.07	898.99	59.93
MA.02	ud.	Workstation PC HP Z4 G4 128 GB2 TB IntelXeon	0.07	6524.00	434.93
MA.03	ud.	CadMouse Pro Wireless	0.07	143.99	9.60
MA.04	ud.	Disco Duro Externo Toshiba Canvio 1TB USB 30	1.00	36.81	36.81
Software					
SW.02	ud.	Ansys GRANTA EduPack	1.00	0.00	0.00
SW.04	año	Matlab License	0.33	800.00	266.67
SW.05	ud.	Microsoft Windows 10	0.33	110.00	36.67
SW.06	año	Microsoft Office 365 Personal	0.33	69.99	23.33
SW.08	ud.	Inkscape	1.00	0.00	0.00
Costes directos					4887.94

III Presupuesto

P.03 Desarrollo y revisión de la documentación						
Código	Unidad	Descripción	Rendim.	Coste	Importe	
Mano de obra						
MO.01	h	Ingeniero Técnico Aeronáutico	120.00	15.00	1800.00	
MO.02	h	Ingeniero Aeronáutico	3.00	20.00	60.00	
MO.03	h	Doctor Ingeniero Industrial	3.00	40.00	120.00	
Materiales						
MA.01	ud.	Ordenador MSI GF63 Thin 10SC 16GB 512 GB SSD i7	0.03	898.99	29.97	
MA.03	ud.	CadMouse Pro Wireless	0.03	143.99	4.80	
MA.05	ud.	Encuadernación de la memoria en A4 tapa blanda	1.00	49.48	49.48	
Software						
SW.05	ud.	Microsoft Windows 10	1.00	110.00	110.00	
SW.06	año	Microsoft Office 365 Personal	0.17	69.99	11.67	
SW.07	ud.	TeX Maker	1.00	0.00	0.00	
SW.08	ud.	Inkscape	1.00	0.00	0.00	
Costes directos						2185.91

4. CUADRO DE MEDICIONES

Código	Unidad	Descripción	Rendim.	Coste	Importe
P.01	ud.	Documentación y desarrollo de modelos	1.00	14710.19	14710.19
P.02	ud.	Cálculo y postprocesado de resultados	1.00	4887.94	4887.94
P.03	ud.	Desarrollo y revisión de la documentación	1.00	2185.91	2185.91
%		Costes indirectos	1	21784.04	217.84
Presupuesto de Ejecución (PE)					22001.88
Beneficio industrial					
%		Beneficio industrial	6	22001.88	1320.11
Presupuesto de Contratación (PC)					23321.99
Impuesto sobre el Valor Añadido					
%		Impuesto sobre el Valor Añadido	21	23321.99	4897.62
Presupuesto de Inversión (PI)					28219.61

5. PRESUPUESTO

El presupuesto total del proyecto asciende a la cantidad de VEINTIOCHO MIL DOSCIENTOS DIECINUEVE euros con SESENTA Y UN céntimos.

Parte IV

Pliego de condiciones

1. CONDICIONES GENERALES

1.1. Objeto del pliego

El presente pliego recoge las condiciones necesarias para el correcto desarrollo del proyecto de modelización vibroacústica de materiales ferroviarios para la reducción del ruido de rodadura presentado en este documento.

El incumplimiento de alguna de las condiciones recogidas en el pliego no supone una condición de incumplimiento del proyecto, pero puede devenir en dificultades para su realización.

Se reúnen las condiciones generales, legales y técnicas a considerar para la ejecución del proyecto. Esta parte del documento, por tanto, no pretende reunir detalles técnicos en relación a la replicabilidad, desarrollo y resultados del proyectos, sino que todos estos detalles se recogen en la Parte I y se considerará responsabilidad del hipotético contratista que la aplicación industrial de las conclusiones alcanzadas sean a las normas vigentes.

1.2. Documentación del proyecto

El contenido del proyecto se divide en distintas partes, que se deben presentar adjuntas en la entrega del proyecto. Estas partes aparecen listadas a continuación:

- Memoria. Este documento recoge la justificación para el desarrollo del proyecto, sus objetivos y marco teórico, los detalles del desarrollo, resultados y finalmente las conclusiones del proyecto.
- Planos. Representación de los sistemas objeto de estudio en el proyecto. Esta parte cobra especial importancia en trabajos posteriores de validación experimental y aplicación industrial.
- Presupuesto. Cuadro de costes derivados de la ejecución del proyecto.
- Pliego de condiciones. Permite establecer un marco legal para el desarrollo del proyecto, así como las responsabilidades generales de los agentes involucrados en el mismo.

1.3. Condiciones legales

Se deberán cumplir, en todo momento, los reglamentos y normativas aplicables, destacando:

- UNE-EN ISO 3095:2014. Acústica. Aplicaciones ferroviarias. Medición del ruido emitido por vehículos que circulan sobre carriles (ISO 3095:2013).

- UNE-EN 13979-1:2021. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas monobloque. Procedimiento de aprobación técnica. Parte 1: Ruedas forjadas y laminadas.
- UNE-EN ISO 5455:1996. Dibujos Técnicos. Escalas. (ISO 5455:1979).
- UNE-EN ISO 5457:2000. Documentación técnica de producto. Formatos y presentación de los elementos gráficos de las hojas de dibujo. (ISO 5457:1999).
- Real Decreto 488/1997, de 14 de abril, sobre disposiciones mínimas de seguridad y salud relativas al trabajo con equipos que incluyen pantallas de visualización.

2. ESPECIFICACIONES TÉCNICAS

A lo largo del proyecto se desarrolla un modelo matemático para la caracterización de materiales viscoelásticos para su aplicación en la reducción del ruido ferroviario. Además, se lanzan simulaciones para estudiar paramétricamente las variables más relevantes en su diseño. Por ello, se requieren unas condiciones específicas en cuanto al equipamiento y herramientas consideradas como necesarias.

2.1. Hardware

En el desarrollo del proyecto se ha empleado un ordenador con 6 núcleos de procesamiento Comet lake i7-10750H+HM470, con una memoria RAM de 16 GB y una memoria interna de 512 GB SSD, la cual se ha apoyado en un disco duro externo Toshiba Canvio de 1 TB. Con este ordenador se ha desarrollado la documentación y desarrollo de modelos.

Sin embargo, para el cálculo y postprocesado de resultados se ha requerido de mayor potencia de procesamiento y memoria RAM instalada. Para ello, se ha utilizado una Workstation PC HP Z4 G4 128 GB RAM 2 TB IntelXeon. Este ordenador ha sido cedido para el trabajo por Hyperloop UPV, un equipo adscrito al programa Generación Espontánea del Vicerrectorado de Estudiantes y Emprendimiento de la Universitat Politècnica de València.

2.2. Software

Los programas utilizados en el proyecto y cuya licencia es, por tanto, necesaria, son los siguientes:

- MATLAB® R2020a. Herramienta principal en el proyecto, para el modelado, cálculo y postprocesado de datos.
- ANSYS Workbench. Utilizado para la validación de los modelos desarrollados en código propio en MATLAB®, así como para exportar las mallas en los casos tridi-

mensionales. Su reciente extensión EduPack se utiliza en la revisión de materiales viscoelásticos.

- SolidWorks. Herramienta de diseño CAD utilizada para el modelado de la rueda ferroviaria a partir de sus planos de fabricación. También se utiliza una de sus extensiones para el desarrollo de los planos.
- Microsoft Office 365. En especial, Microsoft Excel ha sido utilizado en el tratamiento de datos y como herramienta necesaria en el procesado de las mallas exportadas de ANSYS antes de su importación en MATLAB®.
- En el desarrollo del documento y la presentación de los resultados se han utilizado otros programas de acceso libre, como TeX Maker para el procesamiento del texto e Inkscape para el diseño vectorial de las figuras adjuntas.

2.3. Características materiales del estudio paramétrico

Para sacar conclusiones sobre la capa viscoelástica se ha presentado un estudio paramétrico con las características materiales de sus elementos. Los casos lanzados en dicho estudio cuentan con las características recogidas en la Tabla IV.1.

Bibliografía

Tabla IV.1: Propiedades introducidas en los diferentes estudios paramétricos.

ID	Mod. Young [GPa]	Densidad [kg/m ³]	Coef. Poisson [-]	Fact. Amort. [-]
Perfluoroelastómero	0.008	950	0.48	0.85
Caucho halobutílico	0.009	1160	0.5	0.9
Polimero_rig_1	0.002	950	0.4	0.8
Polimero_rig_2	0.004	950	0.4	0.8
Polimero_rig_3	0.008	950	0.4	0.8
Polimero_rig_4	0.016	950	0.4	0.8
Polimero_rig_5	0.032	950	0.4	0.8
Polimero_rig_6	0.024	950	0.4	0.8
Polimero_DLF_1	0.008	950	0.4	0
Polimero_DLF_2	0.008	950	0.4	0.2
Polimero_DLF_3	0.008	950	0.4	0.4
Polimero_DLF_4	0.008	950	0.4	0.8
Polimero_DLF_5	0.008	950	0.4	1.6
Polimero_DLF_6	0.008	950.00	0.4	2
Polimero_chap	0.008	950.00	0.4	0.8
Chap_rho_1	72	675	0.33	1.05E-03
Chap_rho_2	72	1,350.00	0.33	1.05E-03
Chap_rho_3	72	2,700.00	0.33	1.05E-03
Chap_rho_4	72	5,400.00	0.33	1.05E-03
Chap_rho_5	72	7,000.00	0.33	0.00105
Chap_acero	210	7,850.00	0.285	0.0005
Chap_rig_1	10	2,700.00	0.33	1.05E-03
Chap_rig_2	20	2,700.00	0.33	1.05E-03
Chap_rig_3	41	2,700.00	0.33	1.05E-03
Chap_rig_4	72	2,700.00	0.33	1.05E-03
Chap_rig_5	131	2,700.00	0.33	1.05E-03
Chap_rig_6	190	2,700.00	0.33	1.05E-03

Bibliografía

- [1] Porcentaje de vehículos para uso personal en España. <https://www.ine.es/jaxi/Tabla.htm?path=/t25/p500/2008/p10/10/&file=10010.px&L=0>, s. f. [Online; recuperado el 16 de junio de 2021].
- [2] Estrategia de Movilidad Segura, Sostenible y Conectada 2030. <https://esmovilidad.mitma.es/>, 2020. [Online; recuperado el 16 de junio de 2021].
- [3] Leif Hockstad and L Hanel. Inventory of us greenhouse gas emissions and sinks. Technical report, Environmental System Science Data Infrastructure for a Virtual Ecosystem, 2018.
- [4] Thomas Münzel, Sebastian Steven, Omar Hadad, and Andreas Daiber. Environmental transportation noise as a cardiovascular risk factor.
- [5] S Pocketbook. *EU transport in figures*. Luxembourg: Publications Office of the European Union, 2020.
- [6] J. Gutiérrez Ibarlucea. *Mapas estratégicos de ruido de los grandes ejes ferroviarios. Fase III. Lote 3: Zona este*. 2020.
- [7] Malcolm J Crocker. *Handbook of noise and vibration control*. John Wiley & Sons, 2007.
- [8] M Kalivoda, U Danneskiold-Samsøe, F Krüger, and B Barsikow. Eurailnoise: a study of european priorities and strategies for railway noise abatement. *Journal of Sound and Vibration*, 267(3):387–396, 2003.
- [9] International Union of Railways (UIC). *Railway Noise in Europe State of the art report*. Paris, 2021.
- [10] David J Thompson, Eduardo Latorre Iglesias, Xiaowan Liu, Jianyue Zhu, and Zhiwei Hu. Recent developments in the prediction and control of aerodynamic noise from high-speed trains. *International Journal of Rail Transportation*, 3(3):119–150, 2015.
- [11] S Leth. Train noise reduction scenarios for compliance with future noise legislation. *Journal of sound and vibration*, 267(3):675–687, 2003.
- [12] A Bracciali and M Bianchi. Lucchini crs syope® damped wheels noise qualification. In *13th International Wheelset Congress, Roma, Italy*, pages 17–21, 2001.

- [13] CJC Jones, DJ Thompson, A Frid, and MO Wallentin. Design of a railway wheel with acoustically improved cross-section and constrained layer damping. In *Proceedings of Internoise*, volume 2, pages 673–678, 2000.
- [14] Asociación Española de Normalización (UNE). Railway applications. wheelsets and bogies. monobloc wheels. technical approval procedure. part 1: forged and rolled wheels. une-en 13979-1:2006. 2006.
- [15] Zhi-Fang Fu and Jimin He. *Modal analysis*. Elsevier, 2001.
- [16] Udo Fingberg. A model of wheel-rail squealing noise. *Journal of sound and vibration*, 143(3):365–377, 1990.
- [17] David Thompson. *Railway noise and vibration: mechanisms, modelling and means of control*. Elsevier, 2008.
- [18] DJ Thompson, MHA Janssens, and FG de Beer. Twins track-wheel interaction noise software. *Theoretical manual (version 3.0)(Silent Freight/Silent Track Report) TNO-report HAG-RPT-9900211*, 1999.
- [19] Isaac Newton. *Philosophiae naturalis principia mathematica*, volume 2. typis A. et JM Duncan, 1833.
- [20] AR Johnson and CJ Quigley. A viscohyperelastic maxwell model for rubber viscoelasticity. *Rubber chemistry and technology*, 65(1):137–153, 1992.
- [21] Roman Lewandowski and B Chorążyczewski. Identification of the parameters of the kelvin–voigt and the maxwell fractional models, used to modeling of viscoelastic dampers. *Computers & structures*, 88(1-2):1–17, 2010.
- [22] Olgierd Cecil Zienkiewicz, Robert Leroy Taylor, Robert Leroy Taylor, and Robert Lee Taylor. *The finite element method: solid mechanics*, volume 2. Butterworth-heinemann, 2000.
- [23] Maurice Petyt. *Introduction to finite element vibration analysis*. Cambridge university press, 2010.
- [24] Eugenio Oñate. Cálculo de estructuras por el método de elementos finitos. *CIMNE, Segunda edición, Barcelona, España*, 1995.
- [25] Departamento de Ingeniería Mecánica y de Materiales (DIMM). *Técnicas computacionales en ingeniería mecánica (Apuntes de Clase)*. Escuela Técnica Superior de Ingeniería Industrial (UPV).
- [26] AD Breki, AE Gvozdev, and AG Kolmakov. Application of generalized pascal triangle for description of oscillations of friction forces. *Inorganic Materials: Applied Research*, 8(4):509–514, 2017.
- [27] Per-Olof Persson and Gilbert Strang. A simple mesh generator in matlab. *SIAM review*, 46(2):329–345, 2004.

- [28] Der-Tsai Lee and Bruce J Schachter. Two algorithms for constructing a delaunay triangulation. *International Journal of Computer & Information Sciences*, 9(3):219–242, 1980.
- [29] RP Bhatia and KL Lawrence. Two-dimensional finite element mesh generation based on stripwise automatic triangulation. *Computers & Structures*, 36(2):309–319, 1990.
- [30] Jean-Louis Batoz. An explicit formulation for an efficient triangular plate-bending element. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 18(7):1077–1089, 1982.
- [31] François Cuvelier, Caroline Japhet, and Gilles Scarella. An efficient way to perform the assembly of finite element matrices in matlab and octave. *arXiv preprint arXiv:1305.3122*, 2013.
- [32] CJC Jones and DJ Thompson. Rolling noise generated by railway wheels with visco-elastic layers. *Journal of sound and vibration*, 231(3):779–790, 2000.

