



Universidad
Carlos III de Madrid
www.uc3m.es

TESIS DOCTORAL

Metodología para la mejora del diseño de sistemas mecánicos de responsabilidad para el uso de tecnologías avanzadas de mantenimiento DM&M

Autor:

Alejandro Bustos Caballero

Directores:

Higinio Rubio Alonso

Juan Carlos García Prada

Tutor

Higinio Rubio Alonso

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

Leganés, octubre 2017

TESIS DOCTORAL

**METODOLOGÍA PARA LA MEJORA DEL DISEÑO DE SISTEMAS
MECÁNICOS DE RESPONSABILIDAD PARA EL USO DE
TECNOLOGÍAS AVANZADAS DE MANTENIMIENTO DM&M**

Autor: ***Alejandro Bustos Caballero***

Directores: **Higinio Rubio Alonso**
Juan Carlos García Prada

Firma del Tribunal Calificador:

Firma

Presidente: María Luisa Martínez Muneta

Vocal: María Tomás Rodríguez

Secretario: Cristina González Gaya

Calificación:

Leganés, de de

AGRADECIMIENTOS

En primer lugar me gustaría mencionar a los directores de la presente Tesis Doctoral, Higinio Rubio y Juan Carlos García Prada, a los que quiero agradecer su confianza, dedicación y colaboración en todo momento, especialmente en esas largas reuniones de trabajo.

También me gustaría agradecer al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid por la oportunidad de desarrollar este trabajo y, especialmente, a mis compañeros del grupo de investigación MAQLAB con los que he compartido estos años de trabajo por sus conocimientos, consejos y momentos vividos juntos.

Del mismo modo, agradecer a Renfe, Alstom, SKF y Danobat los medios físicos puestos y la gentileza de su personal para la realización de esta Tesis a través de los proyectos Euraxles, Rankine 21 y MAQSTATUS.

Por último, y no por ello menos importante, a mi familia (también al bicho peludo de cuatro patas) por el apoyo dado.

RESUMEN

El ferrocarril es uno de los medios de transporte más utilizados y seguros en la actualidad, jugando un papel muy importante en la movilidad de las personas entre territorios. Además, en los últimos años está experimentando un crecimiento significativo, impulsado por la Alta Velocidad, con trenes capaces de superar los 300 km/h que reducen ostensiblemente la duración de viajes en trayectos de largo recorrido.

El mantenimiento del parque ferroviario en un estado de funcionamiento óptimo es prioritario para la operatividad y la seguridad de los servicios. Esto requiere un conocimiento del estado de la vía y de los vehículos ferroviarios, lo cual suele hacerse vía técnicas de auscultación y análisis de parámetros vibratorios.

En la presente Tesis Doctoral se ha desarrollado una metodología original encaminada al establecimiento de un procedimiento de diagnóstico del estado de los elementos mecánicos de un sistema ferroviario de alta velocidad mediante el análisis de vibraciones. Esta metodología engloba todos los procesos necesarios para realizar la diagnosis del estado operativo: definición del sistema mecánico analizado, establecimiento de las condiciones de medida, definición del sistema de medida y del sistema de adquisición y registro de datos, acceso y gestión de la base de datos de vibración, selección y consolidación de los datos, tratamiento de los datos mediante técnicas de análisis de señal, en el dominio del tiempo, de la frecuencia y del tiempo-frecuencia y selección de indicadores del estado operativo del sistema.

La metodología se aplica a un Tren de Alta Velocidad durante su operación comercial, registrando medidas de las señales de vibración en diferentes condiciones de velocidad, trayecto, tramo y estado operativo. Las medidas vibratorias se han analizado utilizando diversas técnicas de tratamiento de señales en los dominios del tiempo, de la frecuencia y del tiempo-frecuencia, algunas tomadas de la literatura técnica y otras originales, desarrolladas expresamente para esta investigación. La interpretación de los resultados obtenidos ha permitido la selección de indicadores del estado operativo del vehículo ferroviario.

Para facilitar las tareas de selección y análisis de los datos de vibraciones, se ha concebido una herramienta informática que implementa todas las técnicas de tratamiento de la señal utilizadas. La aplicación software desarrollada dispone de una interfaz gráfica que permite acotar las señales vibratorias a procesar y acceder a todas las técnicas de análisis. Además, permite generar automáticamente informes de los resultados gráficos obtenidos e ir generando un histórico de resultados.

Tanto la metodología propuesta como la herramienta software desarrollada tienen un carácter generalista, serían aplicables a cualquier otro sistema mecánico de similares características.

ABSTRACT

Railway is one of the most used and safest modes of transportation today, playing a key role in the mobility of people between territories. In addition, it is undergoing a significant growth driven by High Speed Rail in recent years. High Speed Trains are able to exceed 300 km/h and reduce significantly the duration of travel on long journeys.

The maintenance of rolling stock in a good working order is a priority for the operation and safety of the commercial services. This requires the knowledge of the condition of the track and the rail vehicles, which is usually done via auscultation techniques and analysis of vibratory parameters.

In this Doctoral Thesis, it has been developed an original methodology aimed at the development of a procedure for diagnosing the state of the mechanical elements of a high-speed rail system through the analysis of vibrations. This methodology encompasses all the processes necessary to perform the operating state diagnosis: definition of the analysed mechanical system, definition of measurement conditions, definition of the measurement system and of the data acquisition and registration system, access and management of the vibration data database, selection and consolidation of data, data processing through signal analysis techniques, in time, frequency and time-frequency domains, and selection of indicators of the operating state of the system.

The methodology is applied to a High Speed Train in commercial operation, recording the measurements of the vibration signals in different conditions of speed, path, section and operating state. Vibratory measurements have been analysed using different signal processing techniques in time, frequency and time-frequency domains; some techniques have been taken from the literature and other are original techniques, developed specifically for this research. The interpretation of the obtained results has led to the selection of indicators of the operating state of the railway vehicle.

To facilitate the tasks of selection and analysis of vibration data, it has been designed a computer tool that implements all the used signal processing techniques. The developed application software has a graphical interface that allows to set the vibratory signals to process and to access to all the analysis techniques. In addition, it allows to automatically generate reports of the graphic results and to create a history of results.

Both the proposed methodology and the developed software tool have a general nature, they would be applicable to any other mechanical system of similar characteristics.

LISTA DE ACRÓNIMOS

ADIF	Administrador De Infraestructuras Ferroviarias
AGV	Automotrice à Grande Vitesse, Automotor de alta velocidad
AMMF	Adaptive Multiscale Morphological Filtering, Filtrado morfológico adaptativo multiescala
ANC	Adaptive Noise Cancelling, Cancelación adaptativa del ruido
ASFA	Anuncio de Señales y Frenado Automático
CBF	Cromograma de bandas de frecuencia
EMD	Empirical Mode Decomposition, Descomposición Empírica en Modos
EMU	Electric Multiple Unit, Unidad Eléctrica Múltiple
ERTMS	European Rail Traffic Management System, Sistema europeo de gestión del tráfico ferroviario
FBG	Fibre Bragg Grating
FFT	Fast Fourier Transform, Transformada rápida de Fourier
GNSS	Global Navigation Satellite System, Sistema global de navegación por satélite
GPS	Global Positioning System, Sistema de Posicionamiento Global
GPU	Graphics Processor Unit
GPGPU	General-Purpose Computing on Graphics Processing Units
GSM	Global System for Mobile communications, sistema global para las comunicaciones móviles
GSM-R	GSM Railway, GSM Ferroviario
HHT	Hilbert-Huang Transform, Transformada de Hilbert-Huang
ICE	Intercity Express, trenes de alta velocidad de Alemania
IMF	Intrinsic Mode Function, Función intrínseca del modo
KVB	Contrôle de Vitesse par Balises, Control de velocidad por balizas
LAV	Línea de Alta Velocidad
LZB	Linienzugbeeinflussung, Influencia del tren en la línea (sistema de señalización)
PB	Puesto de Banalización
Pk	punto kilométrico
PSD	Power Spectral Density, Densidad de potencia espectral
RGCE	Representación gráfica de la configuración de estados
SCFMS	Selección de componentes frecuenciales más significativas
SNCF	Société Nationale des Chemins de fer Français, Sociedad nacional de los ferrocarriles franceses
SPWVT	Smoothed Pseudo-Wigner-Ville Transform, Pseudo transformada Wigner-Ville suavizada
STFT	Short-Time Fourier Transform, Transformada de Fourier de tiempo corto
TAV	Tren de Alta Velocidad
TGV	Train à Grande Vitesse, Tren de Alta Velocidad de Francia
TVM	Transmission Voie-Machine, Transmisión vía-máquina
UMTS	Universal Mobile Telecommunications System, Sistema universal de telecomunicaciones móviles
WT	Wavelet Transform, Transformada wavelet

ÍNDICE

Agradecimientos	I
Resumen.....	III
Abstract	V
Lista de acrónimos	VII
Capítulo 1 Introducción.....	1
1.1 Motivación / Ámbito general	1
1.2 Objetivos	5
1.3 Estructura del documento.....	7
Capítulo 2 Estado de la tecnología.....	9
2.1 Modelos de vehículos ferroviarios	10
2.2 Modelos de vías ferroviarias	14
2.3 Mantenimiento ferroviario	16
2.3.1. Tipos de defectos	16
2.3.2. Mantenimiento en taller	20
2.3.3. Técnicas de medida a bordo del tren.....	21
2.3.4. Técnicas de medida en la vía.....	22
2.4 Vibraciones en sistemas ferroviarios	23
2.4.1. Análisis vibratorio de vehículos ferroviarios	23
2.4.2. Análisis vibratorio de la vía a través de medidas en vía.....	27
2.4.3. Análisis vibratorio de la vía a través de medidas en vehículos ferroviarios.....	32
2.5 Estudio del ruido acústico	34
2.5.1. Fuentes y predicción del ruido	34
2.5.2. Mitigación del ruido	34
2.6 Contacto rueda-carril	38
2.6.1. Fuerza normal de contacto.	38

2.6.2. Fuerzas tangenciales en el contacto	41
2.7 Software de simulación ferroviaria	46
Capítulo 3 Sistema experimental	53
3.1 Descripción del tren AVE serie 100	53
3.1.1. Antecedentes: los TGV franceses	53
3.1.2. Descripción general.....	55
3.1.3. Circulaciones	56
3.1.4. Mantenimiento	56
3.1.5. Características técnicas	57
3.2 Sistema de rodadura	61
3.2.1. Bogie remolque extremo	61
3.3 Sistema de medida embarcado.....	67
3.3.1. IMx-R	68
3.3.2. Sensores	70
3.4 Sistema de almacenamiento.....	78
3.4.1. Base de datos	78
3.4.2. Recuperación de los datos	84
Capítulo 4 Metodología.....	89
4.1. Metodología general	89
4.2. Condiciones del trayecto.....	91
4.2.1. Madrid-Sevilla	92
4.2.2. Madrid-Alicante.....	94
4.3. Extracción y consolidación de los datos.....	95
4.3.1. Extracción de los datos.....	96
4.3.2. Consolidación de los datos.....	97
4.4. Tratamiento de los datos	99
4.4.1. Dominio del tiempo.....	99
4.4.1. Dominio de la frecuencia	100
4.4.2. Dominio del tiempo y la frecuencia	110
Capítulo 5 Software de selección y análisis de las señales vibratorias	115
5.1 Interfaz gráfica	116
5.2 Gestión de los datos.....	124

Capítulo 6 Aplicación de la metodología. Resultados	127
6.1 Estudios de caracterización del sistema.....	128
6.1.1. Estudio modal de componentes mecánicos.....	129
6.1.2. Estudio en la línea Madrid-Sevilla a 270 km/h.....	145
6.1.3. Estudio en la línea Madrid-Alicante a 300 km/h.....	161
6.1.4. Estudio en la línea Madrid-Alicante a 200 km/h.....	179
6.2 Estudio del efecto de estados operativos cambiantes.....	212
6.2.1. Estudio en la línea Madrid-Sevilla a 270 km/h.....	213
6.2.2. Estudio en la línea Madrid-Alicante a 300 km/h.....	240
6.3 Discusión de los resultados	266
6.3.1. De los estudios de caracterización	266
6.3.2. Del estudio del efecto de estados operativos cambiantes	268
 Capítulo 7 Conclusiones	 271
7.1 Conclusiones.....	272
7.1.1. Resumen de la metodología propuesta.	275
7.1.2. Conclusiones técnicas.	277
7.2 Futuras líneas de investigación	280
7.3 Difusión de la Tesis Doctoral	282
 Referencias.....	 299

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Cruce de dos AVE serie 100 en la línea Madrid-Sevilla. Autor: J. Ignacio López [3].....	1
Figura 1.2. Precursores de accidentes ferroviarios en la Unión Europea en el periodo 2012-2014 [2].	3
Figura 2.1. George Stephenson junto a su locomotora The Rocket.	9
Figura 2.2. Esquema de una locomotora "japonesa" de RENFE [18].	10
Figura 2.3. Elementos básicos de un bogie ferroviario.	10
Figura 2.4. Modelo de eje discreto-continuo propuesto por Szolc [72].....	12
Figura 2.5. Modelo matemático de un vehículo ferroviario propuesto por Oh et al. adaptado de [117].....	13
Figura 2.6. Modelo multicuerpo de un vehículo ferroviario [121]	14
Figura 2.7. Elementos básicos de la vía ferroviaria.	15
Figura 2.8. Defectos en las ruedas: (1) plano, (2) adhesión de material, (3) grieta circunferencial, (4) desgrane, (5) cavidades [135].....	17
Figura 2.9. Ejemplos de grietas desarrolladas en ruedas de ferrocarril. Adaptado de [136].	18
Figura 2.10. Defectos en ejes: (1) corrosión, (2) grieta radial, (3) impacto, (4) grieta longitudinal [135].	18
Figura 2.11. Posiciones típicas de iniciación de grietas en el eje [136].	20
Figura 2.12. Esquema básico de funcionamiento de un sensor FBG [147].	22
Figura 2.13. Desgaste ondulatorio del carril [200].	31
Figura 2.14. Defectos en el carril [200].	31
Figura 2.15. Amortiguadores para los carriles desarrollados en los proyectos OFWHAT (a), VONA (b) y Silent Track (c). Adaptado de [211].....	35
Figura 2.16. Comportamiento de los bogies Y25 y LN25 en curva. Extraída de [235].....	37
Figura 2.17. Modelo simplificado del contacto rueda-carril que muestra la carga aplicada y los radios de curvatura.	39
Figura 2.18. Contacto hertziano en el ferrocarril. Adaptado de [243].	39
Figura 2.19. Zonas de adhesión y deslizamiento en el área de contacto	42
Figura 2.20. Distribución de fuerzas tangenciales en el contacto. Izquierda: caso general. Derecha: caso especial con coeficiente de fricción elevado, donde aplica la teoría lineal de Kalker [244].....	43
Figura 2.21. Área de contacto discretizada con FASTSIM [243]	44
Figura 2.22. Entorno gráfico del software VI-Rail.....	47
Figura 2.23. Entorno del software NUCARS.	48
Figura 2.24. Entorno del software Simpack Rail.....	49
Figura 2.25. Entorno del módulo UM Train durante el proceso de simulación.	50
Figura 2.26. Interfaz del software Vampire durante el proceso de simulación.....	51
Figura 3.1. TGV 001 realizando pruebas en Aquitania en 1973. Autor: Ian Blair [277].	54
Figura 3.2. Nomenclatura de los vehículos de una rama de la serie 100 y sentido típico de viaje.	56
Figura 3.3. Estructura de una cabeza tractora de la serie 100 durante su construcción [282].	57
Figura 3.4. Esquema de la transmisión del bogie motor. Traducido de [283].....	59
Figura 3.5. Unión caja-bogie Y237B. Vista en alzado. Traducido de [283].	61
Figura 3.6. Unión caja-bogie Y237B. Vista en planta. Traducido de [283].....	61
Figura 3.7. Bogie Y237B en mantenimiento.....	62
Figura 3.8. Bogie Y-237B modelado con PTC CREO.....	62
Figura 3.9. Sistema de freno con discos calados en el eje, timonería de freno y cilindros de freno.....	63
Figura 3.10. Eje montado del bogie tipo Y237B.	64
Figura 3.11. Posiciones de los desequilibrios en el eje montado marcadas con puntos.	65
Figura 3.12. Caja de grasa del bogie tipo Y237B.	65
Figura 3.13. Rodamiento SNR FC12790 seccionado.....	66

Figura 3.14. Características del rodamiento SNR FC 12790 [285].	66
Figura 3.15. Sistema de adquisición de datos.	68
Figura 3.16. Cadena de medida.	68
Figura 3.17. Vistas fronto-lateral y trasera de la unidad IMx-R.	69
Figura 3.18. Esquema general del sistema IMx-R y @ptitude Observer [286].	69
Figura 3.19. Agrupación interna de canales del IMx-R [286].	70
Figura 3.20. Localización del eje instrumentalizado.	71
Figura 3.21. Bogie 10, en el cual se encuentra el eje instrumentalizado.	72
Figura 3.22. Vista general de los sensores de la rueda 47X.	72
Figura 3.23. Detalle de los sensores Acc1 y Acc2.	73
Figura 3.24. Detalle de los sensores Acc3 y Acc Aux1.	73
Figura 3.25. Detalle del sensor de velocidad.	74
Figura 3.26. Vista general de los sensores de la rueda 48X.	74
Figura 3.27. Detalle de los sensores Acc4 y Acc5.	75
Figura 3.28. Detalle de los sensores Acc6 y Acc Aux2.	75
Figura 3.29. Detalle del acelerómetro utilizado desde diferentes vistas.	77
Figura 3.30. Detalle del acelerómetro y el conector del cable.	77
Figura 3.31. Acelerómetro conectado al cable y detalle del otro extremo del cable.	77
Figura 3.32. Arquitectura lógica de @ptitude Observer.	78
Figura 3.33. Interfaz de @ptitude Observer con las cuatro zonas diferenciadas.	80
Figura 3.34. Proceso de extracción de los datos a través de ventanas de diálogo.	85
Figura 4.1. Esquema general de la metodología propuesta.	90
Figura 4.2. Red de Alta Velocidad en España en 2017. Adaptado de [4].	92
Figura 4.3. Detalle de la línea Madrid-Sevilla, en el cual el tramo seleccionado se ha señalado en amarillo. Adaptado de [287].	93
Figura 4.4. Perfil teórico de velocidades de la línea Madrid-Sevilla. El tramo seleccionado se ha señalado en amarillo.	93
Figura 4.5. Detalle de la línea Madrid-Alicante, en el cual el tramo seleccionado se ha señalado en amarillo. Adaptado de [287].	94
Figura 4.6. Perfil teórico de velocidades de la línea Madrid-Alicante. El tramo seleccionado se ha señalado en amarillo.	94
Figura 4.7. Esquema de la metodología para la extracción y consolidación de los datos.	96
Figura 4.8. Ejemplo de perfil de velocidades de un día completo.	98
Figura 4.9. Ejemplo de señal temporal con defecto de medida (a y b) y con fallo eléctrico (c).	98
Figura 4.10. Señal temporal registrada en el AVE, a una velocidad de 267,1 km/h, por el acelerómetro de la caja de grasa 1, en dirección axial, en un trayecto Madrid-Sevilla, el 06/02/2014, a las 14:40:29.	99
Figura 4.11. Espectro de Potencia de la señal temporal anterior (Figura 4.10).	102
Figura 4.12. Espectro de Potencia de la Envolvente de la señal temporal de la Figura 4.10.	103
Figura 4.13. Gráfica compendio de la Señal Temporal, Espectro de Potencia y Espectro de Potencia de la Envolvente (Figura 4.10, Figura 4.11 y Figura 4.12).	103
Figura 4.14. Gráfica compendio de la Señal Temporal, Espectro de Potencia Normalizado y Espectro de Potencia de la Envolvente Normalizado.	104
Figura 4.15. MLA, procedimiento de descomposición hasta nivel 3.	104
Figura 4.16. Banda de 640 a 1280 Hz resultante de la descomposición de la PSD para varios días analizados. También se representan varias curvas de ajuste de los datos.	105
Figura 4.17. Pendientes de las regresiones lineales (arriba) y factor R ² (abajo) para las primeras 64 bandas.	106
Figura 4.18. RGCE de las 16 bandas de descomposición de un espectro de potencia.	108
Figura 4.19. Ejemplo de mapa de CBF en función del nivel de descomposición y la frecuencia. Se ha marcado el nivel de descomposición k=4 con motivos explicativos.	109
Figura 4.20. Ejemplo de picos más repetidos representados junto con los espectros normalizados promedios.	110
Figura 4.21. Proceso de descomposición de una señal en varios IMF.	112
Figura 4.22. Ejemplo de PSD de los IMF resultantes de aplicar la técnica EMD.	112
Figura 4.23. Espectro de la HHT.	113
Figura 5.1. Ventana inicial del programa TAV ² .	116
Figura 5.2. Ventana de selección de datos del programa TAV ² .	117
Figura 5.3. Ventana de análisis del programa TAV ² .	118
Figura 5.4. Sección de la ventana de análisis del programa TAV ² mostrando los menús (a) "Análisis en Frecuencia", (b) "Análisis en armónicos" y (c) "Análisis en Tiempo-Frecuencia".	120
Figura 5.5. Proceso de interacción con el usuario para el "Análisis estándar".	121

Figura 5.6. Proceso de interacción con el usuario para "Comparar MLA"	122
Figura 5.7. Diagrama de flujo del software TAV ²	123
Figura 5.8. Estructura del campo "Sector" del fichero "Info.mat".	125
Figura 6.1. Bogie Y-237B dibujado en PTC CREO.....	130
Figura 6.2. Detalle del bastidor de bogie Y-237B.	130
Figura 6.3. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (6 de febrero de 2014, 19:49:36).	145
Figura 6.4. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (6 de febrero de 2014, 14:40:02).	146
Figura 6.5. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (6 de febrero de 2014, 14:42:24).	146
Figura 6.6. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (6 de febrero de 2014, 14:33:51).	147
Figura 6.7. Detalle de las componentes existentes en el espectro de potencia de la Figura 6.6 en el rango de 400 Hz a 700 Hz.....	148
Figura 6.8. Detalle de las componentes existentes en el espectro de potencia de la Figura 6.6 en el rango de 700 Hz a 1000 Hz.....	148
Figura 6.9. Detalle de las componentes existentes en el espectro de potencia de la Figura 6.6 en el rango de 0 Hz a 400 Hz.....	148
Figura 6.10. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (6 de febrero de 2014, 19:51:54).	149
Figura 6.11. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Madrid-Sevilla y Sevilla-Madrid, para el acelerómetro vertical.	149
Figura 6.12. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (6 de febrero de 2014, 14:44:20).....	150
Figura 6.13. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.12, en el que se han señalado las principales componentes de las zonas activas del espectro.	150
Figura 6.14. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (6 de febrero de 2014, 19:36:16).....	151
Figura 6.15. Detalle del espectro de potencia de la señal de la Figura 6.14, hasta 1500 Hz, en escala logarítmica. .	151
Figura 6.16. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (6 de febrero de 2014, 14:43:48).....	152
Figura 6.17. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.16 en la banda entre 400 Hz y 700 Hz.....	152
Figura 6.18. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Madrid-Sevilla y Sevilla-Madrid, para el acelerómetro axial.	152
Figura 6.19. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (6 de febrero de 2014, 19:48:59).	153
Figura 6.20. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (6 de febrero de 2014, 19:54:37).	154
Figura 6.21. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.20 en la banda entre 0 Hz y 300 Hz.	154
Figura 6.22. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (6 de febrero de 2014, 14:41:53).	155
Figura 6.23. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (6 de febrero de 2014, 19:47:37).	155
Figura 6.24. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Madrid-Sevilla y Sevilla-Madrid, para el acelerómetro longitudinal.	156
Figura 6.25. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Sevilla realizado el 06/02/2014.	157
Figura 6.26. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Sevilla-Madrid realizado el 06/02/2014.	157
Figura 6.27. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Sevilla realizado el 06/02/2014.	158
Figura 6.28. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Sevilla-Madrid realizado el 06/02/2014.	158
Figura 6.29. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Sevilla realizado el 06/02/2014.	159

Figura 6.30. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Sevilla-Madrid realizado el 06/02/2014.	160
Figura 6.31. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (18 de febrero de 2014, 7:28:38).	162
Figura 6.32. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (18 de febrero de 2014, 11:10:15).	162
Figura 6.33. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (18 de febrero de 2014, 7:24:16).	163
Figura 6.34. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.33 en la banda entre 0 Hz y 400 Hz.	163
Figura 6.35. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.33 en la banda entre 400 Hz y 1000 Hz.	163
Figura 6.36. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (18 de febrero de 2014, 10:54:17).	164
Figura 6.37. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (18 de febrero de 2014, 11:04:24).	165
Figura 6.38. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Alicante-Madrid y Madrid-Alicante, para el acelerómetro vertical.	165
Figura 6.39. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 10:58:06).	166
Figura 6.40. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 10:52:44).	167
Figura 6.41. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.40 en la banda entre 0 Hz y 400 Hz.	167
Figura 6.42. Detalle del espectro de potencia de la envolvente de la Figura 6.40.	167
Figura 6.43. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 7:44:33).	168
Figura 6.44. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 11:06:10).	169
Figura 6.45. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 11:09:03).	169
Figura 6.46. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 7:31:57).	170
Figura 6.47. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Alicante-Madrid y Madrid-Alicante, para el acelerómetro axial.	171
Figura 6.48. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (18 de febrero de 2014, 11:10:30).	171
Figura 6.49. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (18 de febrero de 2014, 7:28:25).	172
Figura 6.50. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.49 en la banda entre 0 Hz y 400 Hz.	172
Figura 6.51. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.49 en la banda entre 400 Hz y 1000 Hz.	172
Figura 6.52. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (18 de febrero de 2014, 10:57:29).	173
Figura 6.53. Detalle del espectro de potencia de la envolvente de la Figura 6.52.	173
Figura 6.54. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (18 de febrero de 2014, 7:28:25).	174
Figura 6.55. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Alicante-Madrid y Madrid-Alicante, para el acelerómetro longitudinal.	174
Figura 6.56. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Alicante-Madrid realizado el 18/02/2014.	176
Figura 6.57. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Alicante realizado el 18/02/2014.	176
Figura 6.58. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Alicante-Madrid realizado el 18/02/2014.	177
Figura 6.59. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Alicante realizado el 18/02/2014.	177
Figura 6.60. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Alicante-Madrid realizado el 18/02/2014.	178

Figura 6.61. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Alicante realizado el 18/02/2014.....	178
Figura 6.62. Detalle del supuesto recorrido realizado por el tren el día 05/09/2015 entre Alicante, el PAET de Pozorrubielos (marcado en rojo) y retorno a Alicante.	179
Figura 6.63. Perfil de velocidad real del trayecto Alicante-Alicante1 realizado el día 05/09/2015.....	180
Figura 6.64. Perfil de velocidad real del trayecto Alicante-Alicante2 realizado el día 05/09/2015.....	180
Figura 6.65. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:32:45).	181
Figura 6.66. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:27:58).	181
Figura 6.67. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:50:33).	182
Figura 6.68. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:02:56).	182
Figura 6.69. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:08:19).	183
Figura 6.70. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 7:30:54).	184
Figura 6.71. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 5:58:08).	184
Figura 6.72. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 5:51:01).	185
Figura 6.73. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 7:37:05).	185
Figura 6.74. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:31:45).	186
Figura 6.75. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:30:10).	186
Figura 6.76. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 7:32:28).	187
Figura 6.77. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:32:45).	187
Figura 6.78. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 5:59:43).	188
Figura 6.79. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:56:09).	188
Figura 6.80. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:56:09).	189
Figura 6.81. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 6:15:47).	189
Figura 6.82. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:30:54).	190
Figura 6.83. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:26:07).	190
Figura 6.84. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 6:32:15).	191
Figura 6.85. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:28:47).	192
Figura 6.86. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 5:43:13).	192
Figura 6.87. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 6:08:52).	193
Figura 6.88. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 6:54:45).	193
Figura 6.89. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:33:01).	194
Figura 6.90. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 6:58:27).	194

Figura 6.91. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 7:33:01).	195
Figura 6.92. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 6:18:24).	195
Figura 6.93. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 5:46:56).	196
Figura 6.94. Detalle del espectro de potencia de la envolvente de la Figura 6.93 en la banda entre 0 Hz y 160 Hz. 196	
Figura 6.95. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 7:34:02).	197
Figura 6.96. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 7:33:32).	197
Figura 6.97. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 7:20:23).	198
Figura 6.98. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 6:25:49).	198
Figura 6.99. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 7:31:28).	199
Figura 6.100. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 6:32:45).	199
Figura 6.101. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 5:37:01).	200
Figura 6.102. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 6:02:22).	200
Figura 6.103. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 7:34:02).	201
Figura 6.104. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 6:21:03).	201
Figura 6.105. Detalle del espectro de potencia de la envolvente de la Figura 6.104 en la banda entre 0 Hz y 160 Hz.	202
Figura 6.106. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 5:55:55).	202
Figura 6.107. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 5:53:46).	203
Figura 6.108. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 5:49:03).	204
Figura 6.109. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 7:37:05).	204
Figura 6.110. Evolución del valor eficaz de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.	205
Figura 6.111. Evolución del valor eficaz de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante2 realizado el 05/09/2015.	205
Figura 6.112. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.	206
Figura 6.113. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante2 realizado el 05/09/2015.	206
Figura 6.114. Evolución de la varianza de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.	207
Figura 6.115. Evolución de la varianza de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante2 realizado el 05/09/2015.	207
Figura 6.116. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.	208
Figura 6.117. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante2 realizado el 05/09/2015.	209
Figura 6.118. Evolución de la kurtosis de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.	209
Figura 6.119. Evolución de la kurtosis de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante2 realizado el 05/09/2015.	210
Figura 6.120. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.	210

Figura 6.121. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.	211
Figura 6.122. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 3 vertical antes (11/12/2015) y después (22/12/2015) del retorneado.	214
Figura 6.123. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 3 vertical antes (11/12/2015) y después (13/01/2016) del retorneado.	214
Figura 6.124. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015) y después (13/01/2016) del retorneado.	215
Figura 6.125. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015) y después (13/01/2016) del retorneado.	215
Figura 6.126. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015) y después (22/12/2015) del retorneado.	215
Figura 6.127. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015) y después (13/01/2016) del retorneado.	216
Figura 6.128. Banda de 320 a 480 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Sevilla.	217
Figura 6.129. Banda de 320 a 480 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro longitudinal 4 en la línea Madrid-Sevilla.	218
Figura 6.130. Banda de 320 a 480 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro axial 5 en la línea Madrid-Sevilla.	218
Figura 6.131. Banda de 320 a 480 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro vertical 6 en la línea Madrid-Sevilla.	219
Figura 6.132. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2 ⁴ para las medidas registradas por el acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Sevilla.	220
Figura 6.133. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2 ⁴ para las medidas registradas por el acelerómetro 4 longitudinal en la línea Madrid-Sevilla.	221
Figura 6.134. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2 ⁴ para las medidas registradas por el acelerómetro 5 axial en la línea Madrid-Sevilla.	221
Figura 6.135. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2 ⁴ para las medidas registradas por el acelerómetro 6 vertical en la línea Madrid-Sevilla.	222
Figura 6.136. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición k=4 de las señales del acelerómetro 3 vertical, en la línea Madrid-Sevilla.	224
Figura 6.137. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición k=4 de las señales del acelerómetro 4 longitudinal, en la línea Madrid-Sevilla.	224
Figura 6.138. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición k=4 de las señales del acelerómetro 5 axial, en la línea Madrid-Sevilla.	225
Figura 6.139. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición k=4 de las señales del acelerómetro 6 vertical, en la línea Madrid-Sevilla.	225
Figura 6.140. CBF de las señales del acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Sevilla.	226
Figura 6.141. CBF de las señales del acelerómetro 4 longitudinal en la línea Madrid-Sevilla.	227
Figura 6.142. CBF de las señales del acelerómetro 5 axial en la línea Madrid-Sevilla.	227
Figura 6.143. CBF de las señales del acelerómetro 6 vertical en la línea Madrid-Sevilla.	228
Figura 6.144. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes del retorneado (11/12/2015).	229
Figura 6.145. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (22/12/2015).	230
Figura 6.146. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (13/01/2016).	230
Figura 6.147. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes del retorneado (11/12/2015).	230
Figura 6.148. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (13/01/2016).	231
Figura 6.149. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes del retorneado (11/12/2015).	231
Figura 6.150. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (13/01/2016).	231
Figura 6.151. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes del retorneado (11/12/2015).	232

Figura 6.152. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (22/12/2015).	232
Figura 6.153. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (13/01/2016).	232
Figura 6.154. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (estado B, 11/12/2015, relleno) y después (estado A, 22/12/2015, en blanco) del retorneado.	233
Figura 6.155. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (estado B, 11/12/2015, relleno) y después (estado L, 13/01/2016, en blanco) del retorneado.	234
Figura 6.156. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro longitudinal 4, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (estado B, 11/12/2015, relleno) y después (estado L, 13/01/2016, en blanco) del retorneado.	234
Figura 6.157. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro axial 5, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (estado B, 11/12/2015, relleno) y después (estado L, 13/01/2016, en blanco) del retorneado.	235
Figura 6.158. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015, relleno) y después (22/12/2015, en blanco) del retorneado.	236
Figura 6.159. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015, relleno) y después (13/01/2016, en blanco) del retorneado.	236
Figura 6.160. Tendencia de las potencias promediadas de los 6 primeros IMF para señales registradas en la línea Madrid-Sevilla antes, inmediatamente después y después del retorneado para los acelerómetros vertical 3 (a), longitudinal 4 (b), axial 5 (c) y vertical 6 (d).	237
Figura 6.161. Espectro Huang-Hilbert promedio de las señales verticales del acelerómetro 3 vertical del viaje Madrid-Sevilla realizado el día 13/01/2016.	238
Figura 6.162. Espectro Huang-Hilbert promedio (con fondo de escala reducido) de las señales verticales del acelerómetro 3 vertical del viaje Madrid-Sevilla realizado el día 13/01/2016.	239
Figura 6.163. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 3 vertical antes (03/12/2015) y después (22/12/2015) del retorneado.	240
Figura 6.164. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 3 vertical antes (03/12/2015) y después (07/01/2016) del retorneado.	241
Figura 6.165. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 4 longitudinal antes (03/12/2015) y después (07/01/2016) del retorneado.	241
Figura 6.166. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 5 axial antes (03/12/2015) y después (07/01/2016) del retorneado.	242
Figura 6.167. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro vertical 6 antes (03/12/2015) y después (22/12/2015) del retorneado.	242
Figura 6.168. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro vertical 6 antes (03/12/2015) y después (07/01/2016) del retorneado.	243
Figura 6.169. Banda de 480 a 640 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Alicante.	245
Figura 6.170. Banda de 480 a 640 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro 4 longitudinal en la línea Madrid-Alicante.	245
Figura 6.171. Banda de 480 a 640 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro 5 axial en la línea Madrid-Alicante.	246
Figura 6.172. Banda de 480 a 640 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro 6 vertical en la línea Madrid-Alicante.	246
Figura 6.173. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2^4 para las medidas registradas por el acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Alicante.	247
Figura 6.174. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2^4 para las medidas registradas por el acelerómetro 4 longitudinal en la línea Madrid-Alicante.	248
Figura 6.175. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2^4 para las medidas registradas por el acelerómetro 5 axial en la línea Madrid-Alicante.	248
Figura 6.176. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2^4 para las medidas registradas por el acelerómetro 6 vertical en la línea Madrid-Alicante.	249
Figura 6.177. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 3 vertical, en la línea Madrid-Alicante.	250
Figura 6.178. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 4 longitudinal, en la línea Madrid-Alicante.	250

Figura 6.179. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 5 axial, en la línea Madrid-Alicante.	251
Figura 6.180. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 6 vertical, en la línea Madrid-Alicante.	252
Figura 6.181. CBF de las señales del acelerómetro 3 en la línea Madrid-Alicante.	253
Figura 6.182. CBF de las señales del acelerómetro 4 en la línea Madrid-Alicante.	253
Figura 6.183. CBF de las señales del acelerómetro 5 en la línea Madrid-Alicante.	254
Figura 6.184. CBF de las señales del acelerómetro 6 en la línea Madrid-Alicante.	254
Figura 6.185. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes del retorneado (03/12/2015).....	256
Figura 6.186. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneado (22/12/2015).	256
Figura 6.187. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneado (07/01/2016).	256
Figura 6.188. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes del retorneado (03/12/2015).....	257
Figura 6.189. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneado (07/01/2016).	257
Figura 6.190. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes del retorneado (03/12/2015).....	257
Figura 6.191. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneado (07/01/2016).	258
Figura 6.192. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes del retorneado (03/12/2015).....	258
Figura 6.193. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneado (22/12/2015).	258
Figura 6.194. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneado (07/01/2016).	259
Figura 6.195. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (22/12/2015, en blanco) del retorneado.	260
Figura 6.196. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (07/01/2016, en blanco) del retorneado.	260
Figura 6.197. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (07/01/2016, en blanco) del retorneado.	261
Figura 6.198. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (07/01/2016, en blanco) del retorneado.	261
Figura 6.199. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (22/12/2015, en blanco) del retorneado.	262
Figura 6.200. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (07/01/2016, en blanco) del retorneado.	263
Figura 6.201. RGCE de los 6 primeros IMF para señales registradas en la línea Madrid-Alicante antes, inmediatamente después y después del retorneado para los acelerómetros vertical 3 (a), longitudinal 4 (b), axial 5 (c) y vertical 6 (d).....	264
Figura 6.202. Espectro de Hilbert-Huang promedio de las señales verticales del acelerómetro 3 vertical del viaje Madrid-Alicante realizado el día 07/01/2016.	265
Figura 6.203. Espectro de Hilbert-Huang promedio (con fondo de escala reducido) de las señales verticales del acelerómetro 3 vertical del viaje Madrid-Alicante realizado el día 07/01/2016.	265
Figura 7.1. Interfaz gráfica de la aplicación TAV ²	273
Figura 7.2. Primera fase de la metodología propuesta.	275
Figura 7.3. Segunda fase de la metodología propuesta.	276
Figura 7.4. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes del retorneado (11/12/2015).	277
Figura 7.5. RGCE de las señales vibratorias del acelerómetro 3 vertical, en la línea Madrid-Sevilla. Bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$	279
Figura 7.6. CBF de las señales vibratorias del acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Sevilla. Las líneas blancas discontinuas corresponden a las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de la figura anterior.	279

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1. Defectos en el eje montado. Adaptado de [133–135].....	16
Tabla 2.2. Clasificación de los defectos de vía. Adaptado de [198,199].....	30
Tabla 2.3. Auscultación dinámica de la vía. 2008 [198].	33
Tabla 2.4. Parámetros m y n en función del ángulo φ	40
Tabla 2.5. Programas de simulación multibody con aplicación ferroviaria ("c"=comercial, "i"=investigación, "d"=desarrollo interno). Modificada de [269]	46
Tabla 3.1. Características de los trenes de la serie 100.....	60
Tabla 3.2. Características de los acelerómetros.....	76
Tabla 3.3. Estructura de la variable Measurement en MATLAB®	86
Tabla 3.4. Estructura del campo "MeasInfo"	87
Tabla 4.1. Anchos de banda en función del nivel de descomposición k, para una frecuencia de Nyquist de 2560 Hz.	105
Tabla 4.2. Asignación de valores numéricos y representación de las configuraciones posibles.	107
Tabla 4.3. Progresión del número de triángulos de configuración de estado.....	108
Tabla 5.1. Estructura del fichero "Info.mat"	124
Tabla 6.1. Resumen de viajes analizados en los estudios de caracterización del sistema.	128
Tabla 6.2. Componentes de la caja de grasa y camisa de ajuste.....	131
Tabla 6.3. Componentes del eje completo.....	131
Tabla 6.4. Componentes del rodamiento SNR FC12790.	132
Tabla 6.5. Modos y frecuencias naturales de vibración del bastidor del bogie.....	133
Tabla 6.6. Modos y frecuencias naturales de vibración de la caja de grasa completa.	134
Tabla 6.7. Modos y frecuencias naturales de vibración de la caja de grasa.	135
Tabla 6.8. Modos y frecuencias naturales de vibración de la tapa de fundición.....	136
Tabla 6.9. Modos y frecuencias naturales de vibración de la camisa de ajuste.	137
Tabla 6.10. Modos y frecuencias naturales de vibración del eje completo.	138
Tabla 6.11. Modos y frecuencias naturales de vibración del eje.....	139
Tabla 6.12. Modos y frecuencias naturales de vibración de la rueda.	140
Tabla 6.13. Modos y frecuencias naturales de vibración del conjunto de discos de freno.....	141
Tabla 6.14. Modos y frecuencias naturales de vibración del aro exterior.....	142
Tabla 6.15. Modos y frecuencias naturales de vibración de la pista interior.	143
Tabla 6.16. Modos y frecuencias naturales de vibración del casquillo central.	144
Tabla 6.17. Resumen de viajes analizados en el estudio de la influencia del retorneado de las ruedas.....	212
Tabla 6.18. Potencia total de los espectros promedios de los acelerómetros 3, 4, 5 y 6 en tres viajes realizados en la línea Madrid-Sevilla los días 11/12/2015, 22/12/2015 y 13/01/2016.....	216
Tabla 6.19. Asignación de valores numéricos a las configuraciones posibles.	226
Tabla 6.20. Valores del potencia espectral de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.	233
Tabla 6.21. Valores del potencia espectral de los IMF del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Sevilla, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.	234

Tabla 6.22. Valores del potencia espectral de los IMF del acelerómetro axial 5, registrados en la línea Madrid-Sevilla, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.	235
Tabla 6.23. Valores del potencia espectral de los IMF del acelerómetro vertical 6, registrados en la línea Madrid-Sevilla, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.	235
Tabla 6.24. Potencia total de los espectros promedios de los acelerómetros 3, 4, 5 y 6 en tres viajes realizados en la línea Madrid-Alicante los días 03/12/2015, 22/12/2015 y 07/01/2016.	243
Tabla 6.25. Valores del potencia espectral de los IMF del acelerómetro vertical 3, registrados en la línea Madrid-Alicante, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.	259
Tabla 6.26. Valores del potencia espectral de los IMF del acelerómetro longitudinal 4, registrados en la línea Madrid-Alicante, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.	260
Tabla 6.27. Valores del potencia espectral de los IMF del acelerómetro axial 5, registrados en la línea Madrid-Alicante, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.	261
Tabla 6.28. Valores del potencia espectral de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.	262
Tabla 6.29. Identificación de componentes frecuenciales con su causa probable.....	267

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1.1 Motivación / Ámbito general

El ferrocarril es uno de los medios de transporte más utilizados [1] y seguros [2] en la actualidad, tanto en el transporte de pasajeros como de mercancías, contribuyendo a integrar territorios y sociedades a través de miles de kilómetros de vías en todo el mundo. Ya desde el inicio de la era industrial quedó claro su impacto en el desarrollo socio económico de los núcleos urbanos, favoreciendo al crecimiento de las áreas en las que se impulsaba su implantación.



Figura 1.1. Cruce de dos AVE serie 100 en la línea Madrid-Sevilla. Autor: J. Ignacio López [3].

Además, a día de hoy se debe considerar la demanda de la sociedad de un servicio ferroviario cada vez más rápido, confortable y sostenible económica y medioambientalmente.

Como ejemplo, en España la alta velocidad ha transportado más de 325 millones de pasajeros desde la apertura de la línea de alta velocidad Madrid-Sevilla en 1992 (ver Figura 1.1), con un aumento continuo de pasajeros año a año [4].

Fruto de los factores anteriores resulta un mercado muy complejo y competitivo que impulsa a la toda la industria ferroviaria al desarrollo de avanzados productos que implican la realización de complejas tareas de mantenimiento, en multitud de ocasiones ejecutadas por los fabricantes del material rodante ferroviario.

La aplicación al mantenimiento de los procedimientos definidos en la gestión RAMS (del inglés *Reliability, Availability, Maintainability and Safety*, fiabilidad, disponibilidad, mantenibilidad y seguridad) está muy presente en la industria ferroviaria, existiendo normativa que regula su aplicación, como es la norma UNE-EN 50126 [5].

La realización de un estudio RAMS permite predecir, dentro de un periodo temporal determinado, el factor de servicio de un proceso productivo en función de su configuración, la fiabilidad de sus componentes y el tipo de mantenimiento efectuado.

La fiabilidad de un sistema indica la probabilidad de que dicho sistema realice correctamente su función prevista a lo largo del tiempo, cuando opera en el entorno para el que ha sido diseñado. La disponibilidad hace referencia al tiempo que un sistema está produciendo en relación con el tiempo total de trabajo. Estas dos variables dependen de las tasas de fallo de cada elemento, los modos de fallo, el entorno, etc.

La mantenibilidad de un sistema representa la cantidad de esfuerzo requerido para mantener el sistema en funcionamiento normal o para devolverlo al estado de funcionamiento tras un fallo. La mantenibilidad se ve afectada directamente por la duración y esfuerzo (horas-hombre) invertidos en las operaciones de mantenimiento, la frecuencia de los mantenimientos y el tiempo necesario para la detección, identificación, localización e intervención cuando se produce un fallo del sistema. Por tanto, un sistema con una alta mantenibilidad necesitará un esfuerzo de restitución bajo.

La seguridad de un sistema se relaciona con la probabilidad de que una persona resulte herida durante la operación de dicho sistema. Este concepto implica la realización de estudios encaminados a analizar los posibles riesgos a los que se expone el usuario y la adopción de las medidas necesarias para minimizar la ocurrencia de esos riesgos.

Las filosofías de mantenimiento han evolucionado conjuntamente con el desarrollo de la industria a lo largo de la historia. El primer concepto de mantenimiento aplicado es el mantenimiento correctivo, el cual consiste en la reparación de las averías una vez éstas se han producido. Es la forma más básica de mantenimiento.

El siguiente paso fue la adopción del mantenimiento preventivo, en el cual se reemplazan los componentes de la máquina o sistema mecánico a intervalos regulares, antes de que se produzca el fallo de los mismos.

La evolución del mantenimiento preventivo desembocó en el mantenimiento predictivo, el cual trata de predecir el momento en el que se producirá el fallo del sistema mecánico mediante el seguimiento de su funcionamiento, determinando su evolución y, por tanto, el momento en que deben efectuarse las reparaciones.

Los métodos de mantenimiento aplicados a día de hoy requieren del empleo de técnicas de inspección como las partículas magnéticas, corrientes inducidas, líquidos penetrantes,

ultrasonidos, inspecciones visuales y sonoras, termografía, medidas de temperaturas, análisis de lubricantes, y análisis de vibraciones, entre otras.

Sin embargo, a pesar de todos los avances mencionados, en la actualidad continúan produciéndose accidentes graves en el ferrocarril debidos a fallos en la infraestructura ferroviaria o en el material rodante, como muestran los accidentes de Adendro (Grecia) en mayo de 2017 [6], Bari (Italia) en julio de 2016 [7] o Santiago de Compostela en julio de 2013 [8].

La Agencia para el Ferrocarril de la Unión Europea publica de manera bianual un informe sobre la seguridad en los ferrocarriles europeos. Entre otros muchos aspectos, se analiza lo que el informe denomina “precursores a los accidentes”. Se trata de incidentes que bajo otras circunstancias podrían dar lugar a accidentes. En el último informe publicado [2] se clasifican cinco tipos de precursores: rotura de raíles (*broken rails*), desalineación de los carriles (*track buckles*), sobrepaso de señales (*SPADs*), fallos en la señalización (*Wrong-side signalling failures*), y rotura de ejes y ruedas (*broken wheels and axles*).

Como se aprecia en la gráfica de la Figura 1.2, los precursores a accidentes motivados por la rotura de ejes y ruedas en la Unión Europea durante el periodo 2012-2014 suman un total de 209 incidentes, lo cual representa aproximadamente un 1% de todos los precursores contabilizados. Sin embargo, en las ocasiones que una rotura de un eje o una rueda provoca un accidente, las consecuencias son habitualmente catastróficas, como se comprobó en los accidentes de Eschede (Alemania) en 1998 [9,10] y de Viareggio (Italia) en 2009 [11].

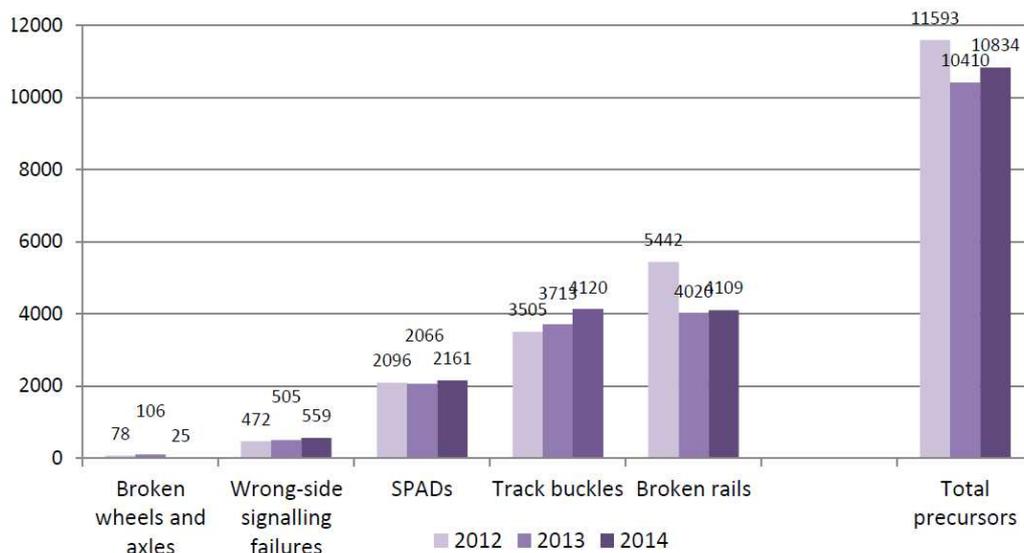


Figura 1.2. Precursores de accidentes ferroviarios en la Unión Europea en el periodo 2012-2014 [2].

En el accidente de Eschede [9,10], la rotura de una rueda de un ICE 1 provocó el descarrilamiento del tren al pasar sobre un cambio de agujas situado cerca de un puente. Los coches descontrolados derribaron el puente, dejando 100 fallecidos y más de 100 heridos; lo que representa más del 80% de los fallecimientos en accidentes ferroviarios contabilizados ese año [2].

El accidente de Viareggio [11] se produjo a la entrada de la estación, al descarrilar un tren de mercancías que transportaba 14 vagones de gas butano. El accidente estuvo motivado por la rotura por fatiga de un eje del primer vagón. Poco después del descarrilamiento, se produjo una gran explosión de la carga que dejó 32 muertos y 126 heridos graves. Estas cifras suponen el 47% de los fallecimientos en accidentes ferroviarios contabilizados ese año [2].

Con los objetivos de reducir el número de accidentes, reducir los costes y, en definitiva, mejorar el transporte por ferrocarril, en el ámbito de la Unión Europea se han desarrollado multitud de proyectos marco en los que han colaborado conjuntamente instituciones, empresas privadas y universidades.

Esta Tesis se enmarca en la línea de investigación de mantenimiento ferroviario desarrollada por el Grupo de Investigación MAQLAB, perteneciente al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid, y que ha estado financiada por los proyectos EURAXLES, RANKINE 21 y MAQSTATUS, en los cuales han participado activamente tanto el autor como los directores de esta Tesis. Se pretende avanzar en las técnicas de monitorización integral de conjuntos mecánicos críticos para la mejora del mantenimiento en el transporte ferroviario.

1.2 Objetivos

La presente Tesis Doctoral se desarrolla con el propósito de establecer un procedimiento sistemático para el análisis de elementos mecánicos de responsabilidad, en el sector ferroviario de alta velocidad, que permita la identificación de estados anómalos de funcionamiento de dichos elementos mecánicos. La ejecución de este propósito implica la instalación y gestión de un sistema de medida adecuado a los propósitos del trabajo en un tren de Alta Velocidad AVE de la serie 100 de Renfe. Además, involucra la aplicación de numerosas técnicas matemáticas, algunas de ellas novedosas, empleadas habitualmente en el análisis vibratorio de elementos mecánicos. Todas estas técnicas se compilarán en un software informático desarrollado a tal efecto.

Concretando, el **objetivo principal** de esta Tesis Doctoral es:

“Desarrollo de una metodología para el establecimiento de una técnica de diagnóstico mediante el análisis de vibraciones de elementos mecánicos de responsabilidad, en el ámbito ferroviario, que permita la identificación de los estados de funcionamiento del sistema de rodadura de un Tren de Alta Velocidad”.

El ámbito ferroviario en el que se enmarca esta Tesis Doctoral requiere un amplio conocimiento del comportamiento dinámico de los dos componentes involucrados en los sistemas ferroviarios: el material rodante (los vehículos) y la superestructura (la vía), así como la interacción entre ambos (el contacto rueda-carril).

Además, para la consecución del objetivo principal se requiere de la superación de los objetivos específicos que se detallan a continuación:

- Selección bibliográfica y exploración del estado de la tecnología mecánica en el ámbito del ferrocarril, centrándose especialmente en el análisis vibratorio de los vehículos ferroviarios.
- Propuesta de una metodología original para el diagnóstico del estado operativo de los componentes mecánicos de un sistema de rodadura de un vehículo ferroviario de Alta Velocidad, mediante análisis de vibraciones. Dicha metodología englobará todos los procesos necesarios para la diagnosis del estado operativo: definición del sistema mecánico analizado, establecimiento de las condiciones de medida, definición del sistema de medida y del sistema de adquisición de datos, gestión del almacenamiento de los datos de vibración, selección y consolidación de los datos, tratamiento de los datos mediante técnicas en los dominios del tiempo, de la frecuencia y del tiempo-frecuencia y selección de indicadores del estado operativo del componente estudiado.
- Definición del sistema mecánico ferroviario, con el fin de conocer en profundidad sus condiciones de funcionamiento, los elementos mecánicos que lo componen y las frecuencias naturales y/o de fallo características de estos dispositivos.
- Establecimiento de las condiciones de medida, atendiendo a los criterios de homogeneidad y número suficiente de medidas. Se considerarán factores de funcionamiento como el trazado y la velocidad de circulación.
- Definición del sistema de medida, de modo que quede totalmente determinada su topología: las características de los sensores y los adaptadores de señal y su colocación, así como el sistema de adquisición de señales y el sistema de transferencia on-line de los datos.
- Diseño de un protocolo de almacenamiento, acceso y gestión de los datos

vibratorios, con el fin de administrar la provisión de las señales de vibración registradas en el tren de Alta Velocidad de forma ordenada y metódica. Esta tarea facilitará el posterior acceso a los registros vibratorios.

- Para determinar el comportamiento vibratorio del sistema mecánico se procederá al desarrollo de algoritmos de procesamiento de señal basados en técnicas clásicas (extraídas de la literatura técnica): técnicas de análisis en el dominio del tiempo, de la frecuencia y tiempo-frecuenciales.
- Con el fin de obtener una visión lo más amplia posible del comportamiento vibratorio del sistema mecánico se propondrán nuevas y originales técnicas de análisis (desarrolladas ex profeso en esta Tesis). Esto conllevará el desarrollo de nuevos algoritmos para el procesamiento de señal en el dominio del tiempo, de la frecuencia y tiempo-frecuenciales.
- Realización de una aplicación informática donde se implementen los algoritmos de análisis de señales anteriores en rutinas desarrolladas en código MATLAB®. El software deberá disponer de una interfaz gráfica que facilite el acceso a las rutinas de análisis y, además, ser capaz de generar automáticamente un dossier con todas las gráficas del análisis, para su archivo diario. Debido al gran volumen de información procesada, el software generado también deberá ser adaptable a tecnologías de cómputo en paralelo de gran capacidad de procesamiento (GPUs).
- Estudio de las señales vibratorias en diferentes condiciones de velocidad y trayecto, aplicando la metodología y los algoritmos de análisis anteriormente explicados. El análisis de las señales vibratorias en escenarios corrientes, sin defectos conocidos, permitirá definir sus características principales, identificar las componentes frecuenciales más significativas y establecer la relación entre esas componentes y los sistemas mecánicos que las originan.
- Estudio de las señales vibratorias en escenarios de funcionamiento diferentes (componentes mecánicos con estados operativos cambiantes). Estos escenarios se darán tras procesos de fallos detectados en algún componente o en situaciones de ante y post-mantenimiento.
- El análisis anterior (aplicando la metodología y los algoritmos previamente expuestos) permitiría observar las variaciones de las señales de vibración, antes y después del proceso cambiante, permitiendo establecer un patrón que identifique el estado de funcionamiento asociado a ese proceso de cambio en el sistema mecánico. Este patrón identificativo se basará en los valores obtenidos por una selección de indicadores de la condición del sistema mecánico, resultado de la asociación de las frecuencias naturales y de operación del sistema mecánico y de las componentes más significativas de las señales vibratorias.

La finalidad última de esta Tesis Doctoral es avanzar en el conocimiento sobre la diagnosis del estado de funcionamiento de un vehículo ferroviario de Alta Velocidad en operación, instituyendo una metodología que permita establecer patrones de comportamiento vibratorio. La diagnosis del sistema mecánico se realizará a partir de las medidas de vibración registradas por acelerómetros instalados en elementos críticos del vehículo ferroviario en estado de funcionamiento comercial.

También se generará una herramienta informática, funcional y sencilla de utilizar, que permita realizar la diagnosis de sistemas mecánicos ferroviarios de Alta Velocidad. Adicionalmente, la aplicación incorporará la opción de generar automáticamente informes que incluyan las señales procesadas de los datos registrados diariamente que permitan elaborar un histórico de estados de funcionamiento vibratorio.

1.3 Estructura del documento

El documento de esta Tesis Doctoral se ha estructurado en siete capítulos.

En el Capítulo 1 se enmarca el ámbito en el cual se desarrolla la Tesis y se detalla el objetivo y los objetivos específicos.

El Capítulo 2 recopila el estado de la tecnología en el ámbito de esta Tesis, prestando especial atención a las técnicas de medida de vibraciones en los vehículos ferroviarios, pero sin olvidar otros temas importantes como el contacto rueda-carril o los modelos matemáticos de sistemas ferroviarios.

A lo largo del Capítulo 3 se detallan los aspectos fundamentales del sistema experimental. Se aborda la descripción general del tren de Alta Velocidad estudiado y de su sistema de rodadura. También se describen el sistema medida embarcado en el tren y el sistema de almacenamiento de datos remoto.

En el Capítulo 4 se propone una metodología que permita alcanzar el objetivo principal de la presente Tesis Doctoral. Tras explicar detalladamente todos los aspectos contemplados en la metodología, se realiza una exposición de las técnicas de análisis de señales empleadas en el desarrollo de la Tesis.

El Capítulo 5 está dedicado a explicar la herramienta informática desarrollada para el tratamiento de las señales de vibración. Se detalla el funcionamiento de la herramienta y el modo en el que se gestiona la información contenida en las señales de vibración.

El Capítulo 6 desarrolla la aplicación práctica de la metodología a datos de vibración reales registrados en un tren de Alta Velocidad en servicio comercial. En primer lugar se realizan una serie de estudios de caracterización que permiten la determinación de las características más relevantes del sistema. Posteriormente, se realizan estudios en escenarios de funcionamiento diferentes, seleccionándose posibles indicadores del estado operativo del tren

El Capítulo 7 presenta las conclusiones y las aportaciones de la presente Tesis Doctoral. También se plantean futuras líneas de investigación.

A continuación se pueden consultar todas las fuentes utilizadas para la realización de la Tesis Doctoral.

CAPÍTULO 2

ESTADO DE LA TECNOLOGÍA

Las primeras referencias a un sistema de transporte guiado por carriles se remontan al siglo VI a. C. en la Grecia antigua. Se trata de una línea de 3 km de longitud que, siguiendo el camino Diolkos, cruzaba el istmo de Corinto. Unas hendiduras excavadas en la piedra guiaban unas plataformas tiradas por esclavos que transportaban botes de un extremo a otro [12].

A finales de la Edad Media comienzan a aparecer en Europa transportes sobre carriles, generalmente de madera y tirados por fuerza humana o animal. Ya en el Renacimiento, este sistema de transporte empezó a popularizarse en las minas europeas. Vagonetas de madera transportaban el mineral extraído hasta el exterior de la mina, donde se cargaba en barcasas o carros [13,14].

El ferrocarril moderno, tal y como lo entendemos ahora, surge en 1830 con la apertura de la primera línea de ferrocarril sin tracción animal entre Liverpool y Manchester [15]. La elección de la máquina que se encargaría de la tracción del tren se realizó mediante un concurso, resultando seleccionada la locomotora *The Rocket* de George y Robert Stephenson (Figura 2.1). Esta locomotora sentó las bases de todas las locomotoras de vapor posteriores y su éxito fue tal que el ferrocarril y las locomotoras de vapor se extendieron por todo el mundo.

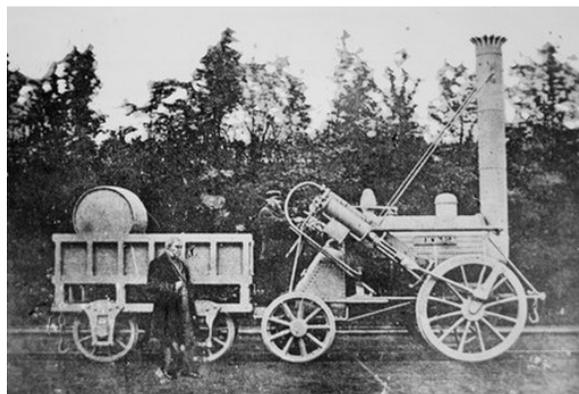


Figura 2.1. George Stephenson junto a su locomotora *The Rocket*.

No obstante, el ferrocarril ha sufrido una gran evolución en todos los aspectos desde entonces, tanto en el material rodante, como en la infraestructura, los sistemas de señalización y seguridad, y el mantenimiento. A lo largo de las páginas siguientes se recogen de manera concisa los trabajos de la literatura científica que se han considerado más interesantes para el desarrollo de la presente Tesis Doctoral.

El capítulo se ha dividido en siete apartados que tratan los modelos de vehículos ferroviarios desarrollados, los modelos de vía propuestos, los avances en el mantenimiento ferroviario, el análisis de vibraciones en el ferrocarril, el estudio del ruido acústico, los modelos que abordan el problema del contacto y, por último, las herramientas de simulación existentes.

2.1 Modelos de vehículos ferroviarios

Como describe Popp en [16], los modelos de vehículo ferroviario han evolucionado enormemente desde el eje sin masa que propuso Klingel en 1883 [17], pasando por modelos de eje con masa, del bogie completo e, incluso, del vehículo ferroviario entero. En la actualidad, existen modelos complejos que combinan dinámica multicuerpo con elementos finitos.

Un vehículo ferroviario cualquiera, como el mostrado en la Figura 2.2, está formado por multitud de sistemas y subsistemas. El sistema más relevante para el propósito de esta Tesis es el bogie. Este elemento es un dispositivo giratorio con dos o más ejes sobre el que se apoya el vehículo ferroviario cuyas partes más significativas se ilustran en la Figura 2.3. Dado el propósito de esta Tesis, nos centraremos en las ruedas, el eje y las cajas de grasa con sus rodamientos.

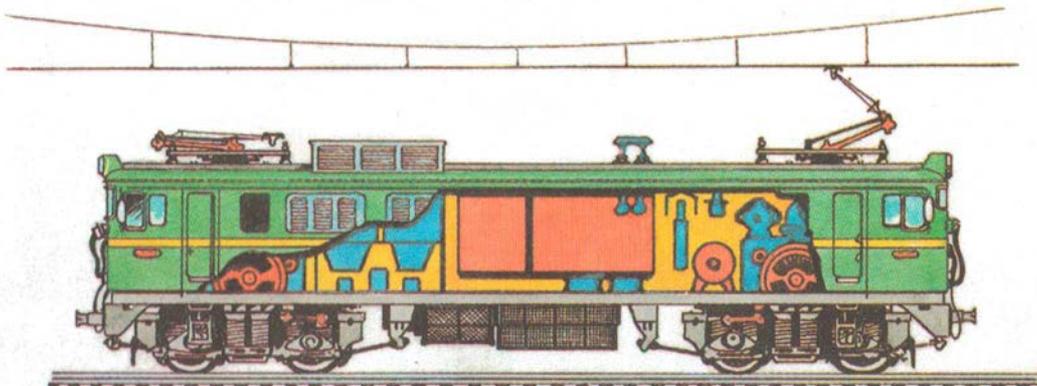


Figura 2.2. Esquema de una locomotora "japonesa" de RENFE [18].



Figura 2.3. Elementos básicos de un bogie ferroviario.

Por tanto, antes de abordar el estudio de un vehículo (o un sistema) ferroviario es necesario determinar el objeto de estudio. Si el propósito es determinar el comportamiento general del vehículo como sólido rígido o el estudio de la dinámica de la vía, se suele recurrir a modelos simplificados de vehículo ferroviario. Por el contrario, si se quiere estudiar en detalle la dinámica del vehículo o algún aspecto concreto de éste, se recurre a modelos más elaborados.

De acuerdo a los objetivos de los estudios y a la representación del vehículo ferroviario, los modelos de vehículo ferroviario se pueden dividir en dos grandes grupos: modelos simplificados de vehículos ferroviarios y modelos complejos de vehículos ferroviarios. Dentro del primer grupo se encuentran aquellos modelos que representan el vehículo ferroviario o partes de él como sistemas de masas. El segundo grupo comprende modelos detallados del vehículo ferroviario que incluyen ruedas, ejes, bogies, la estructura de la caja e, incluso, el vehículo ferroviario completo.

Los principales modelos de vehículo ferroviario se enumeran a continuación:

1. Modelo simplificado de vehículo ferroviario: carga móvil. Se trata del modelo más sencillo de todos y únicamente se tiene en cuenta la masa del vehículo ferroviario, ignorándose la inercia. Simplemente se analiza el efecto de una masa moviéndose por la vía. Muchos autores han abordado este modelo [19–35]. Por ejemplo, Kouroussis et al. [36] modelan medio bogie utilizando masas unidas por muelles y amortiguadores, y el contacto rueda-carril aplicando la teoría de Hertz.
2. Modelo simplificado de vehículo ferroviario: masa móvil. Se trata de una evolución del modelo anterior, considera la masa y la inercia del vehículo ferroviario. Este modelo ha sido objeto de numerosos trabajos de investigación [37–51]. Algunos autores modelan la interacción entre la vía y ruedas con defectos en la superficie de rodadura [52,53].
3. Modelo complejo de vehículo ferroviario: eje. Multitud de investigadores consideran un único eje ferroviario en sus estudios [54–68]. Pombo y Ambrósio [69,70] desarrollan un modelo dinámico de un eje ferroviario que es la base para modelos más complejos. Por su parte, Szolc [71,72] se centra en el análisis vibratorio del sistema eje-vía.
4. Modelo complejo de vehículo ferroviario: bogie. Varios autores han desarrollado modelos de bogie completo o de medio bogie. [55,63,73–85]. Pombo y Ambrósio [69,70] aprovechan el modelo de eje ferroviario del punto anterior para modelar el bogie completo.
5. Modelo complejo de vehículo ferroviario: vehículo completo. Se trata de modelos complejos que incluyen ejes, bogies, cajas y, en ocasiones, varios coches o vagones. Diferentes investigadores han abordado este problema [62,85–117]. Pombo y Ambrósio [118–120] modelan vehículos completos como sistemas multicuerpo unidos por las suspensiones primaria y secundaria.

De entre todos los modelos enumerados, se destacan tres que se han considerado especialmente interesantes. Los modelos seleccionados representan un eje montado, un vehículo ferroviario e, incluso, un tren completo. Todos ellos se clasifican dentro del grupo de modelos avanzados de vehículos ferroviarios.

El modelo de eje montado o *wheelset* propuesto por Szolc es el que se muestra en la Figura 2.4. En este modelo, el eje se representa como una viga rotatoria viscoelástica, continua y deformable torsionalmente. Las ruedas y los discos de freno se modelizan como anillos rígidos fijados al eje por membranas isotrópicas sin masa. En los extremos del eje se sitúan amortiguadores viscoelásticos en los planos vertical y horizontal que se corresponden con la

suspensión primaria y longitudinal del bogie. La vía se representa como oscilador dinámico viscoelástico con seis grados de libertad de parámetros variables periódicamente.

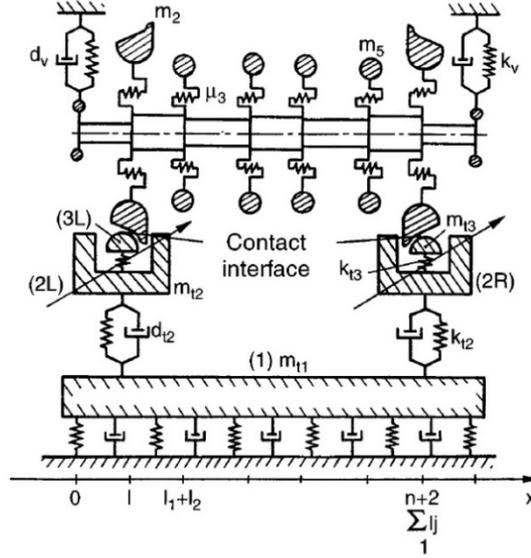


Figura 2.4. Modelo de eje discreto-continuo propuesto por Szolc [72]

Oh et al. proponen en [117] el modelo de vehículo ferroviario mostrado en la Figura 2.5. Este modelo tiene 15 grados de libertad y es utilizado para determinar los principales parámetros de diseño de un amortiguador magnetoreológico. Las ecuaciones (2.1) a (2.7) definen la dinámica del vehículo ferroviario de dos bogies y cuatro ejes propuesto.

$$m_w \ddot{y}_i + 2k_{py}(y_i - y_j - b\delta_j) + 2F_{y_i} = 0, \quad (2.1)$$

$$i = 1, \dots, 4, \quad j = 5 \text{ (para } i = 1, 2), \quad 6 \text{ (para } i = 3, 4)$$

$$I_w \ddot{\delta}_i + 2k_{px} d_1^2 (\delta_i - \delta_j) + 2F_{x_i} = 0, \quad (2.2)$$

$$i = 1, \dots, 4, \quad j = 5 \text{ (para } i = 1, 2), \quad 6 \text{ (para } i = 3, 4)$$

$$m_b \ddot{y}_{5,6} - 2k_{py}(y_{1,3} - y_{5,6} - b\delta_{5,6}) - 2k_{py}(y_{2,4} - y_{5,6} + b\delta_{5,6}) +$$

$$+ k_{sy}(y_{5,6} - y_7 - h_3\phi_7 - l\delta_7) + c_{sy}(\dot{y}_{5,6} - \dot{y}_7 - h_3\dot{\phi}_7 - l\dot{\delta}_7) + F_{MR_{f,r}} = 0 \quad (2.3)$$

$$I_b \ddot{\delta}_{5,6} - b\{2k_{py}(y_{1,3} - y_{5,6} - b\delta_{5,6})\} + b\{2k_{py}(y_{2,4} - y_{5,6} + b\delta_{5,6})\} -$$

$$- 2k_{px} d_1^2 (\delta_{1,3} - \delta_{5,6}) - 2k_{px} d_1^2 (\delta_{2,4} - \delta_{5,6}) = 0 \quad (2.4)$$

$$m_c \ddot{y}_7 + k_{sy}(y_7 - y_5 + h_3\phi_7) + c_{sy}(\dot{y}_7 - \dot{y}_5 + h_3\dot{\phi}_7) + F_{MR_f} +$$

$$+ k_{sy}(y_7 - y_6 + h_3\phi_7) + c_{sy}(\dot{y}_7 - \dot{y}_6 + h_3\dot{\phi}_7) + F_{MR_r} = 0 \quad (2.5)$$

$$I_{cy}\ddot{\delta}_7 + lk_{sy}(y_7 - y_5 + h_3\phi_7) + lc_{sy}(\dot{y}_7 - \dot{y}_5 + h_3\dot{\phi}_7) + lF_{MR_f} - lk_{sy}(y_7 - y_6 + h_3\phi_7) - lc_{sy}(\dot{y}_7 - \dot{y}_5 + h_3\dot{\phi}_7) - lF_{MR_r} = 0 \quad (2.6)$$

$$I_{cr}\ddot{\phi}_7 + h_3k_{sy}(y_7 - y_5 + h_3\phi_7) + h_3c_{sy}(\dot{y}_7 - \dot{y}_5 + h_3\dot{\phi}_7) + h_3F_{MR_f} + h_3k_{sy}(y_7 - y_6 + h_3\phi_7) + h_3c_{sy}(\dot{y}_7 - \dot{y}_5 + h_3\dot{\phi}_7) + h_3F_{MR_r} = 0 \quad (2.7)$$

Donde m_w , m_b y m_c son masas; I_w , I_b , I_{cy} e I_{cr} son momentos de inercia; k_{py} , k_{px} y k_{sy} son las rigideces de los resortes; c_{sy} es la constante del amortiguador magnetoreológico; F_{MR} es la fuerza del amortiguador magnetoreológico; F_x y F_y son las fuerzas de los pseudodeslizamientos, b , d , l y $h_{1,2,3}$ son cotas reflejadas en el dibujo de la Figura 2.5, y δ , ϕ , y γ son los desplazamientos angulares y lineales del bogie.

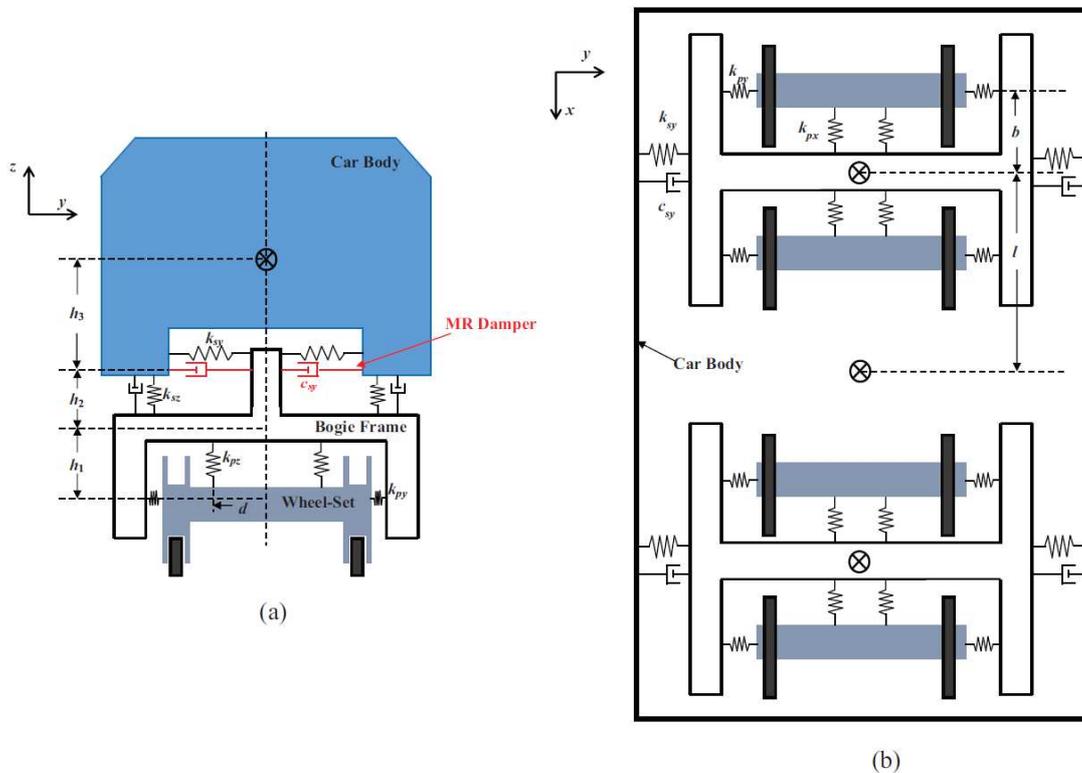


Figura 2.5. Modelo matemático de un vehículo ferroviario propuesto por Oh et al. adaptado de [117]

El modelo multicuerpo desarrollado por Ambrósio et al. [69,70,118–120] parte del diseño de la vía que recorrerá el tren a estudiar. El carril se posiciona respecto al eje de vía y se orienta con tres vectores: tangente (en la dirección de la marcha), normal (perpendicular al anterior y coincidente con el eje principal de inercia), y binormal. El eje de la vía se define mediante una serie de nodos a lo largo de todo el trayecto mediante cuatro coordenadas (x , y , z , ϕ). A estas coordenadas se añade el parámetro D , que corresponde a la distancia existente entre los centros de los carriles. Los nodos de la vía se unen mediante splines cúbicas y se incluyen irregularidades en la vía. Todo esto se introduce en un preprocesador que devuelve las coordenadas de cada uno de los carriles en función de la distancia recorrida.

Para calcular el contacto rueda-carril se parametrizan las superficies de ambos elementos con un número suficiente de nodos que se unirán mediante splines. Los puntos de contacto se calculan en dos pasos: primero se designa un conjunto de puntos candidatos a que exista contacto en esta zona y, segundo, se evalúa si existe penetración o no para comprobar si están en contacto. La fuerza normal de contacto se calcula mediante la teoría de Hertz, mientras que las fuerzas tangenciales se pueden calcular según Kalker, el método heurístico no lineal o Polach (en el apartado 2.6 se desarrollan en profundidad los modelos de contacto rueda-carril).

Por último, se ensambla el modelo multicuerpo del tren y se ejecuta el algoritmo para obtener la dinámica de su movimiento teniendo en cuenta el perfil de la vía y las fuerzas de contacto. Uno de los trabajos más recientes de Ambrósio et al. propone la utilización de del modelo multicuerpo desarrollado por los autores para optimizar el comportamiento de un vehículo ferroviario mediante una homologación virtual La Figura 2.6 muestra el modelo multicuerpo del vehículo ferroviario planteado en este último trabajo [121].

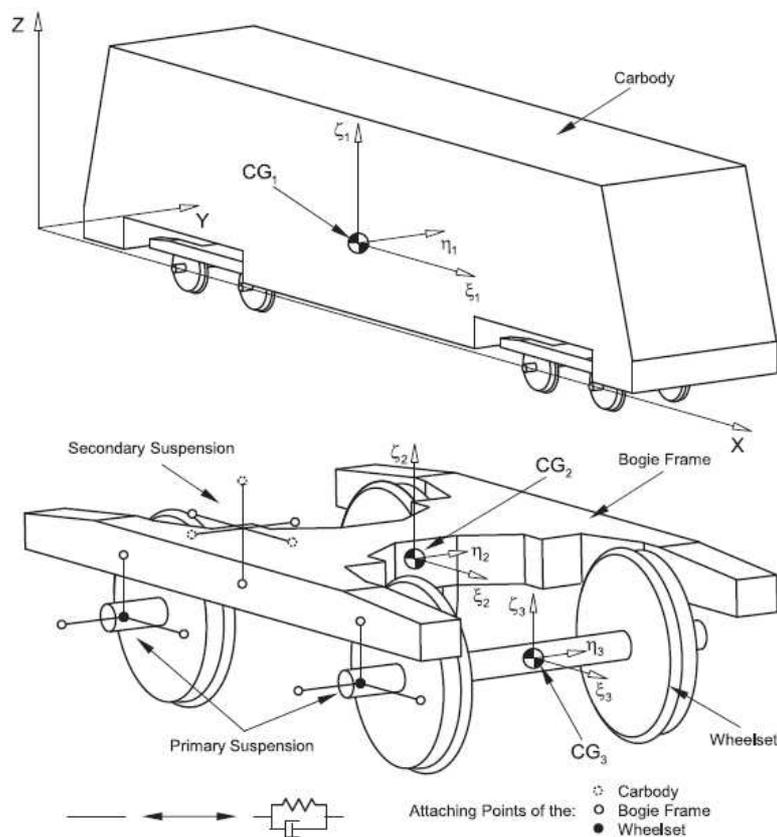


Figura 2.6. Modelo multicuerpo de un vehículo ferroviario [121]

2.2 Modelos de vías ferroviarias

La vía ferroviaria es un sistema complejo formado por varias capas y cuyo estudio en detalle queda fuera del alcance de esta Tesis. De acuerdo con la Figura 2.7, partiendo del extremo superior y desplazándonos hacia abajo nos encontraríamos con los carriles, los cuales se encuentran fijados a las traviesas. Éstas se asientan sobre una capa de balasto. Por debajo de

esta capa nos encontraríamos la cimentación y la plataforma, todo ello apoyado sobre el suelo natural.



Figura 2.7. Elementos básicos de la vía ferroviaria.

Existen multitud de modelos de vía ferroviaria que consideran en mayor o menor medida todas las capas que conforman la estructura de la vía, desde modelos de carril sobre una base continua hasta modelos tridimensionales en elementos finitos que incluyen las capas de la superestructura de la vía, pasando por modelos analíticos que consideran el balasto como elementos discretos.

La complejidad del modelo de vía ferroviaria vendrá dada por el estudio que se quiera realizar y el rango de frecuencia en el que se produzca el fenómeno objeto de estudio. Generalmente, los problemas de la dinámica ferroviaria pueden agruparse en varios rangos de frecuencia, aunque no hay unanimidad entre los investigadores en los límites de los rangos. Una buena clasificación es la que propone Popp et al. en [16], y que se detalla a continuación:

1. Frecuencia baja (0-50 Hz): Los fenómenos relacionados con la estabilidad (descarrilamiento, movimiento de lazo, etc.) y el confort de los pasajeros se dan en el rango de baja frecuencia. El comportamiento de la vía a estas frecuencias, como resortes relativamente rígidos, permite modelarla como carriles sobre una base continua [28,122]. En ocasiones, cuando la vía se ha construido sobre suelo blando, aparece en su estructura un modo de vibración asociado a una frecuencia de resonancia entre 20 y 40 Hz. Este modo corresponde a la vibración en fase de carriles, placas de asiento, traviesas y balasto sobre la plataforma [123].
2. Frecuencia media (50-500 Hz): Fenómenos dinámicos como la ovalización de las ruedas, la corrugación de los carriles o el desgaste del balasto aparecen en el rango de frecuencias de 50 a 500 Hz. El análisis de la dinámica vertical normalmente se modela considerando únicamente la deformación por flexión. El modelo de vía se puede simplificar si se desestiman los apoyos discretos de las traviesas [16,28,71,122]. La influencia de las propiedades físicas de las placas de asiento, del balasto y de la plataforma es muy significativa en este rango de frecuencias. De hecho, aparecen dos modos de vibración de la vía asociados a frecuencias de resonancia localizadas en este rango. El primero corresponde a la vibración de los carriles, placas de asiento y traviesas sobre el balasto, mientras que el segundo corresponde a la vibración de los carriles sobre las placas de asiento [39,124].
3. Frecuencia alta (500-5000 Hz): El último rango de frecuencia es el relacionado con problemas de ruido [125,126] y en las sujeciones [124]. El ruido generado por el contacto entre la rueda y el carril ocupa un extenso rango en el espectro de frecuencia hasta unos 5 kHz [122,127]. Además, el nivel de ruido y su frecuencia se incrementan con la velocidad. Los modelos de vía que estudian el comportamiento dinámico en este rango de frecuencias normalmente consideran una vía continua y el efecto de los

apoyos discretos. De este modo, es posible obtener la frecuencia de resonancia en la que los modos de vibración coinciden con las traviesas [36].

2.3 Mantenimiento ferroviario

La eficiencia económica y competitividad del ferrocarril depende en gran medida de la seguridad, disponibilidad y mantenimiento de los elementos mecánicos sometidos a elevadas tensiones como son los ejes y las ruedas. En un mundo cada vez más competitivo, cobra una gran importancia el desarrollo de herramientas de mantenimiento predictivo que complementen las tareas preventivas y correctivas especificadas en los planes de mantenimiento de los vehículos ferroviarios. En los últimos años se han desarrollado toda clase de técnicas de inspección no destructiva y monitorización de componentes ferroviarios orientadas a la predicción y detección temprana de defectos [128–131].

Adicionalmente, algunos autores desarrollan modelos matemáticos para predecir fenómenos como el desgaste de la banda de rodadura de las ruedas ferroviarias. Por ejemplo, Gan et al. estudian en [132] los procesos de desgaste y reperfilado de las ruedas, basándose en el perfil S1002CN, el cual es una adaptación china del perfil internacional S1002. Como resultado destacable, los autores obtienen la expresión matemática de la ecuación(2.8), que relaciona el desgaste de la rueda con la distancia recorrida por el tren.

$$w = 0,02917 + 0,02637s \quad (2.8)$$

Donde w es el desgaste de la rueda medido en mm, s es la distancia recorrida medida en decenas de millar de km (10.000 km) y el valor 0,02917 mm se debe al error de medida del perfilómetro.

En los apartados siguientes se describen los tipos de defectos más frecuentes que sufren los elementos del bogie que son de interés para esta tesis: las ruedas, los ejes, los rodamientos y la caja de grasa, así como las técnicas que se emplean para detectarlos.

2.3.1. Tipos de defectos

Chong et al. realiza en [133] una revisión de las tecnologías de monitorización de la salud de los elementos del sistema de rodadura de los trenes. En dicho trabajo, además, presenta la Tabla 2.1, en la cual se clasifican los tipos de daño que pueden sufrir las ruedas, los rodamientos, los ejes y la caja de grasa. La tabla ha sido completada con información de otras fuentes [134,135].

Tabla 2.1. Defectos en el eje montado. Adaptado de [133–135].

Componente	Daño
Rueda	Planos, adición de material, desgrane, cavidades, escalado, muescas, grietas, defecto de circularidad, astillamiento, fatiga por contacto de rodadura, rotura, deformación plástica, corrugación
Rodamiento	Desgaste por partículas o rozamiento, corrosión de contacto, falso efecto Brinell, picaduras, exfoliación (profunda en la superficie, microexfoliación, por fatiga), electroerosión, deformación plástica, rotura
Eje	Daños en la pintura/revestimiento, grietas, corrosión, impactos
Caja de grasa	Grietas, daños térmicos

Defectos en ruedas

A continuación se describe en detalle el origen de algunos de los defectos en rueda [134] expuestos en la Tabla 2.1.

- ***Desgaste***: el perfil de rodadura se modifica a lo largo del tiempo debido a la fricción entre rueda y carril. La variación del perfil no solo afecta a la conicidad de las ruedas, sino también al espesor y forma de la pestaña. Un desgaste excesivo incrementa el riesgo de descarrilamiento.
- ***Planos en las ruedas***: se deben al deslizamiento de la rueda sobre el carril, normalmente debido al bloqueo de la rueda en fuertes frenadas. La elevada fricción que se produce en este caso desgasta la llanta de la rueda creando una superficie plana en la zona afectada.
- ***Adición de material***: en casos extremos, la temperatura en el contacto puede ser lo suficientemente alta como para fundir el acero y facilitar la adición de material a la rueda.
- ***Grietas***: el origen de las grietas en la superficie de rodadura se asocia normalmente a la fatiga producida por procesos térmicos (como puede ser el frenado) o por el contacto de rodadura. La presencia de grietas en el velo o el cubo de las ruedas son poco frecuentes y normalmente se deben a defectos de fabricación.
- ***Excentricidad***: este defecto ocurre cuando la banda de rodadura no es circular o concéntrica con respecto al eje de la rueda.
- ***Corrugación***: resulta de la combinación de un patrón de desgaste no uniforme y las reducciones de volumen de material debidas a diferencias térmicas en la banda de rodadura. Es la principal causa del ruido asociado a la rodadura.

La Figura 2.8 muestra varios tipos de defectos comunes en las ruedas y la Figura 2.9 ilustra diferentes tipos de grietas en la rueda.

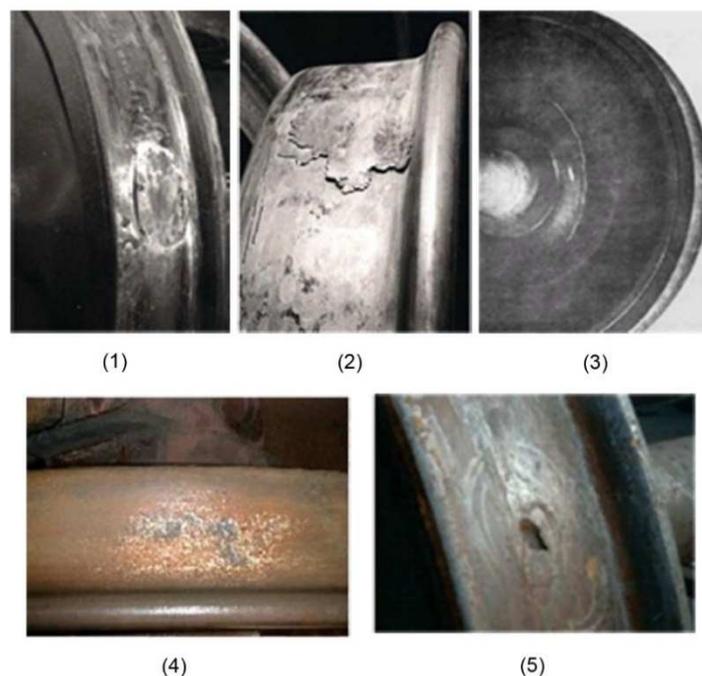


Figura 2.8. Defectos en las ruedas: (1) plano, (2) adhesión de material, (3) grieta circunferencial, (4) desgrane, (5) cavidades [135].

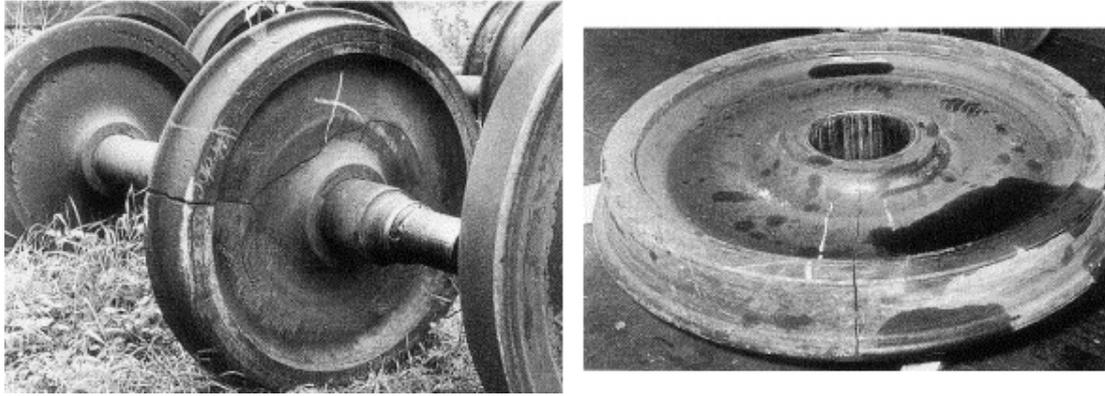


Figura 2.9. Ejemplos de grietas desarrolladas en ruedas de ferrocarril. Adaptado de [136].

Defectos en ejes

Los principales defectos en ejes son los producidos por la corrosión, impactos y, en menor medida, por la fatiga. Las zonas donde se ha producido corrosión pueden actuar como concentradores de tensión y ser el origen de fisuras en los ejes. Sin embargo, también se pueden generar grietas debidas a la fatiga del material.

Atendiendo al trabajo publicado por Sabnavis [137], los defectos se pueden clasificar según su geometría en:

- **Defectos transversales:** se producen perpendicularmente a la dirección axial del eje y son los más comunes y peligrosos, pues reducen la sección del eje.
- **Defectos longitudinales:** se desarrollan paralelos a la dirección axial.
- **Defectos oblicuos:** crecen formando un ángulo con la dirección axial del eje y afectan al comportamiento torsional del eje.

La Figura 2.10 ilustra varios de los defectos típicos en los ejes.

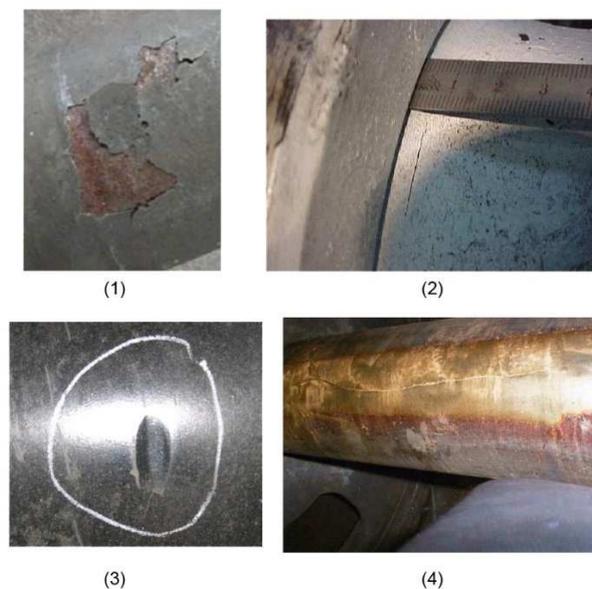


Figura 2.10. Defectos en ejes: (1) corrosión, (2) grieta radial, (3) impacto, (4) grieta longitudinal [135].

Defectos en rodamientos

Los fallos en rodamientos se originan normalmente por impactos en las ruedas que acortan la vida del rodamiento. Además, Gerdun et al. [138] establecieron varias causas que contribuyen al fallo prematuro del rodamiento:

- Lubricación incorrecta.
- Carga excesiva.
- Velocidad de rotación excesiva.
- Propiedades mecánicas inadecuadas.
- Holgura operacional insuficiente.
- Tensión radial causada por una fuente de calor externo.
- Obstrucción del movimiento debido a la rotura de la jaula.
- Daño inicial del rodamiento.

Existen multitud de tipos diferentes de rodamientos, aunque, en general, todos ellos se componen de un anillo exterior, un anillo interior, un número y tipo variable de elementos rodantes, y una jaula que contiene los elementos rodantes.

En un rodamiento en funcionamiento, cada vez que un elemento rodante pasa sobre un defecto en estos elementos, produce un impacto que unas frecuencias periódicas denominadas frecuencias fundamentales de fallo. Es por ello que resulta interesante conocer estas frecuencias, ampliamente estudiadas en la literatura [139–142]:

- BPGI: *Ball Pass Frequency Inner Race*, frecuencia de paso de la bola por la pista interna.

$$BPGI = \frac{N_b}{2} F_s \left(1 + \frac{d}{D} \cos \beta \right) \quad (2.9)$$

- BPGO: *Ball Pass Frequency Outer Race*, frecuencia de paso de la bola por la pista externa.

$$BPGO = \frac{N_b}{2} F_s \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right) \quad (2.10)$$

- BSF: *Ball Spin Frequency*, frecuencia de giro del elemento rodante sobre sí mismo.

$$BSF = \frac{D}{2d} F_s \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos^2 \beta \right] \quad (2.11)$$

- FTF: *Fundamental Train Frequency*, frecuencia característica de defecto en jaula.

$$FTF = \frac{F_s}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos \beta \right) \quad (2.12)$$

Donde F_s es la frecuencia de giro del eje, N_b es el número de elementos rodantes, d es el diámetro del elemento rodante, D es el diámetro en los centros de dos elementos rodantes diametralmente opuestos y β es el ángulo de contacto.

2.3.2. Mantenimiento en taller

Todos los componentes de los trenes se someten a revisiones periódicas en taller según los plazos marcados por el plan de mantenimiento. En lo concerniente a las ruedas y los ejes, en las intervenciones de mantenimiento se presta especial atención al estado superficial de estos elementos y a la presencia de grietas. Lamentablemente, las grietas no siempre se encuentran en la superficie o son fácilmente accesibles, como muestra la Figura 2.11, por lo que es necesario aplicar técnicas de inspección más avanzadas que la visual para detectarlas. A continuación se explican las técnicas habitualmente utilizadas en las tareas de mantenimiento.

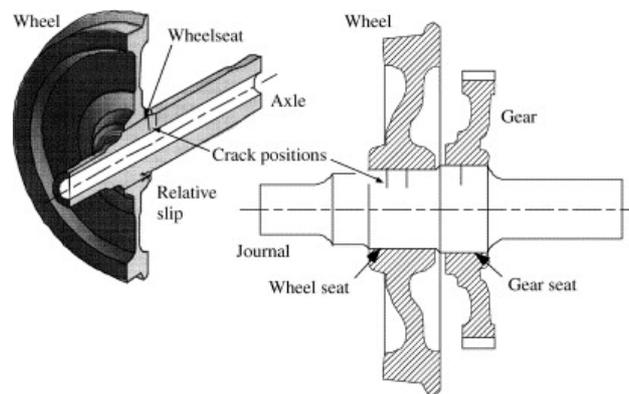


Figura 2.11. Posiciones típicas de iniciación de grietas en el eje [136].

- Los **ultrasonidos** son una de las técnicas más utilizadas actualmente para la realización de inspecciones no destructivas en los sistemas de rodaje ferroviarios [131]. La aplicación de esta técnica combinando diferentes direcciones de las ondas permite la detección de fisuras en el interior de ejes y ruedas sin necesidad de desmontarlos. Si se utilizan equipos de ultrasonidos phased *array*, es posible detectar fisuras superficiales y sub-superficiales en la llanta de la rueda.

El estudio de la huella de contacto real entre rueda y carril también se realiza mediante ultrasonidos. De este modo, es posible identificar irregularidades en el contacto rueda-carril y determinar las distribuciones de presión y de tensión en la rueda y el carril.

- La detección de grietas mediante **cámaras de infrarrojos** se basa en la diferencia de conductividad térmica entre el acero y la capa de aire de la grieta. Dado que la conductividad térmica del aire es menor que la del acero, existen rápidos cambios de temperatura en la zona de la fisura que pueden ser captados por una cámara infrarroja [131]. Sin embargo, esta técnica requiere el calentamiento previo de la rueda [143].
- Alemi et al. [131] recogen varios métodos basados en la aplicación de los **fundamentos del electromagnetismo** para la detección de defectos en ruedas. Las corrientes inducidas y las partículas magnéticas permiten la detección de grietas superficiales y sub-superficiales, si bien la correcta aplicación de estas técnicas requiere cierta experiencia por parte del operario. También se han utilizado sensores de efecto Hall para la detección de defectos en la banda de rodadura a través de la diferencia de

tensión (voltaje) entre los sensores. Por último, los daños por fatiga pueden ser identificados midiendo la permeabilidad y coercitividad de las ruedas.

2.3.3. Técnicas de medida a bordo del tren

En este apartado se recogen las técnicas de medida instaladas a bordo del material rodante que se han considerado más relevantes en la monitorización del estado de los componentes de un vehículo ferroviario.

- Las técnicas basadas en el **magnetismo** también se aplican fuera del taller. Matsumoto et al. [144] han desarrollado e implementado un sistema que utiliza sensores sin contacto para medir las fuerzas del contacto rueda-carril. De este modo, los autores son capaces de determinar los coeficientes de descarrilamiento en diferentes curvas.
- La aplicación de **ultrasonidos** a la caracterización de elementos del vehículo ferroviario presenta aspectos interesantes, aunque utilización es limitada. En la revisión realizada por [131] únicamente se mencionan los trabajos de Dwyer-Joyce et al. [145] llevados a cabo en su mayor parte en laboratorio. Los ensayos se centraron en el estudio del contacto rueda-carril.
- El estudio de la **emisión acústica** puede ser un buen método para la detección de defectos en el material móvil. Frankenstein et al. [146] realizan varios experimentos introduciendo un sensor acústico dentro de un eje hueco. Los autores generan diferentes grietas con la idea de detectar cambios en la longitud y severidad de la señal acústica.
- El análisis de **vibraciones** es uno de los principales métodos de detección de defectos. Generalmente, las medidas de vibraciones se registran mediante la colocación de acelerómetros en las cajas de grasa de los ejes. Éste es un tema tratado ampliamente en la literatura científica y se desarrolla en profundidad en el apartado 2.4.

La utilización de acelerómetros no se limita únicamente al sistema de rodadura, también se instalan acelerómetros triaxiales en el interior de las cajas de los vehículos ferroviarios [133] para detectar fenómenos como el movimiento de lazo, impactos de la vía o los enganches, aceleraciones y frenados.

- En general, el fallo de los rodamientos lleva asociado un rápido incremento de la **temperatura** [133] en la caja de grasa, por lo que su monitorización es fundamental para evitar problemas mayores una vez ha fallado el rodamiento. De hecho, compañías como SKF o Knorr-Bremse comercializan unidades compactas que se instalan en el interior de la caja de grasa y miden tanto la temperatura del rodamiento como la velocidad de rotación del eje.
- El **Fibre Bragg Grating (FBG)** es un sensor óptico que refleja una longitud de onda de luz que se transmite como respuestas a variaciones de temperatura y/o tensión. Una corta sección de la fibra óptica se expone a una distribución periódica de intensidad de luz sobre una máscara de fase, de tal modo que el índice refractivo de la fibra se perturba de acuerdo a la intensidad de la luz. El esquema básico de funcionamiento de esta tecnología se muestra en la Figura 2.12.

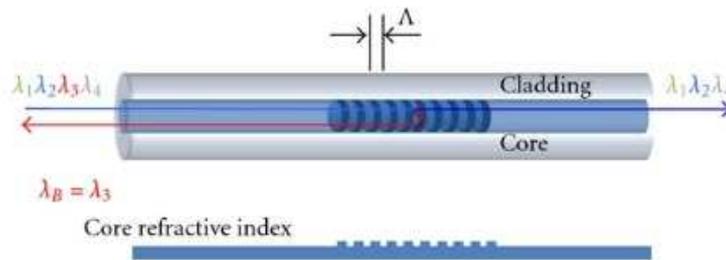


Figura 2.12. Esquema básico de funcionamiento de un sensor FBG [147].

Los sensores FBG se utilizan en múltiples aplicaciones como la monitorización de la integridad estructural de las cajas de los vehículos, de soldaduras, del envejecimiento de las suspensiones, en ballestas de suspensión de materiales compuestos o para medir la temperatura de la catenaria [133].

2.3.4. Técnicas de medida en la vía

En este apartado se recogen las técnicas de medida instaladas en la vía que se han considerado más relevantes en la monitorización del estado de los componentes de un vehículo ferroviario.

- Las **galgas extensométricas** se colocan, generalmente, en el alma y/o el patín de los carriles para detectar cargas estáticas y dinámicas. El paso de un vehículo ferroviario produce unos patrones de carga en el carril que son registrados por las galgas extensométricas y pueden ser utilizados para detectar defectos específicos en las ruedas [131,133,148].

Las galgas extensométricas también se utilizan para medir las fuerzas laterales del contacto rueda-carril (por ejemplo, las originadas en por el movimiento de lazo) y el peso de los vehículos.

- Los sensores **FBG** instalados en la vía se utilizan para detectar imperfecciones en las ruedas, determinar el tipo y peso del vehículo ferroviario que circula por la vía, para calcular la probabilidad de descarrilamiento, la velocidad del tren y como contador de ejes [131,133].
- En ocasiones se han instalado sensores de **ultrasonidos** en las vías. Algunos investigadores han utilizado sensores patentados especiales o utilizando el efecto Doppler para determinar la condición de las ruedas, aunque requiere que el vehículo circule a baja velocidad. En otras ocasiones, se han combinado los ultrasonidos con láser para detectar defectos en ruedas y ejes [131].
- El procesamiento de las **vibraciones** registradas en los carriles permite descubrir defectos en las ruedas e, incluso, calcular la velocidad del tren y contar el número de ejes. Sin embargo, llegar a este punto requiere un gran trabajo en el tratamiento de los datos recogidos [131,149].
- Algunos autores se sirven de la **emisión acústica** para la detección de fallos en el material rodante. La instalación de micrófonos en las proximidades de la vía y el análisis del ruido emitido por los vehículos ferroviarios permite localizar defectos en rodamientos y en ruedas, como puede ser un plano [131,133,150].

- La principal utilidad de los **láseres** y las **cámaras de alta velocidad** es la medición del perfil de rodadura con el vehículo en movimiento. Los láseres también se pueden utilizar para medir el ángulo de ataque de la rueda y determinar si se está produciendo el movimiento de lazo [131].

Se utilizan pirómetros y escáneres de fotones de alta velocidad para medir la temperatura de las cajas de grasa e identificar así posibles fallos en los rodamientos. La detección del deslizamiento de las ruedas se realiza utilizando cámaras térmicas [133].

2.4 Vibraciones en sistemas ferroviarios

Como en todo sistema mecánico, la vibración es un fenómeno intrínseco al ferrocarril, cuya principal fuente de generación es el contacto entre la rueda y carril. La propagación de las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril tiene efectos indeseables no sólo en el sistema ferroviario, entendiendo como tal la vía y su infraestructura y los vehículos ferroviarios que por ella circulan, sino también en el entorno que lo rodea [151–154].

Dada la importancia del tema, multitud de autores a lo largo y ancho del planeta han realizado investigaciones relacionadas con la generación de vibraciones y ruido en el ferrocarril. La mayor parte de los trabajos publicados se centran en analizar el efecto de las vibraciones inducidas por los vehículos ferroviarios en su entorno (vía, suelo, edificios cercanos). Sin embargo, en la literatura científica también se recogen investigaciones centradas en el análisis vibratorio de los componentes mecánicos del material rodante.

De acuerdo a esto, en la presente Tesis Doctoral se ha decidido dividir los estudios vibratorios en el ferrocarril en tres grandes grupos. El primer grupo es el más alineado con los objetivos de este documento y recopila los trabajos más representativos en el análisis vibratorio de vehículos ferroviarios mediante el tratamiento de datos recogidos en el mismo vehículo, normalmente con acelerómetros situados en las cajas de grasa. El segundo grupo aborda el análisis vibratorio de la vía a través de datos medidos en la misma vía; en definitiva, aquellos datos vibratorios recopilados de manera “estática” en uno o varios puntos fijos. El tercer y último grupo trata el análisis de la vía realizado desde vehículos ferroviarios, un método de análisis muy común entre los operadores ferroviarios.

2.4.1. Análisis vibratorio de vehículos ferroviarios

La inspección de elementos ferroviarios mediante técnicas vibratorias es uno de los procedimientos más utilizados en el ferrocarril, pues permite realizar inspecciones no destructivas en un gran número de elementos mecánicos del material rodante. Además, si se combina con un buen sistema de adquisición de datos y supervisión se obtiene una potente herramienta para monitorizar la condición de elementos críticos.

Multitud de investigadores han abordado el estudio del comportamiento vibratorio de los elementos mecánicos de rodadura del vehículo ferroviario. Para ello se han servido de ensayos con modelos a escala real y/o reducida, estudiando componentes aislados o en conjunto, así como de modelos analíticos y virtuales.

Un gran número de autores han desarrollado modelos analíticos de los vehículos ferroviarios (ver apartado 2.1). En esta sección se exponen brevemente los trabajos centrados en el análisis vibratorio del sistema modelado.

Los trabajos de Szolc [71,72,77,78] modelan la interacción entre el vehículo ferroviario (representado por un eje o un bogie completo) y la vía. Para ello, modela los elementos del sistema combinando sólidos rígidos, masas concentradas, muelles, amortiguadores y sólidos flexibles utilizando la teoría de resistencia de materiales. Para el contacto rueda-carril aplica las teorías de Kalker. Los modelos desarrollados permiten estudiar aspectos como las frecuencias y modos de vibración naturales del eje, la respuesta de la vía al paso por el vehículo ferroviario en varios rangos de frecuencia o, incluso, el efecto térmico del contacto rueda-carril.

Young y Li [112] modelan un vehículo completo bidimensional sobre una vía infinita apoyada en las traviesas y el balasto. Posteriormente, estudian las vibraciones verticales sufridas por la caja y el bogie al atravesar las irregularidades de la vía, además de las fuerzas de contacto.

Dumitriu [116] evalúa el nivel de vibraciones verticales en la caja de un vehículo ferroviario generado por irregularidades en la vía. Utiliza un modelo de vehículo completo con 10 grados de libertad y modela la vía como una viga uniforme de Euler-Bernoulli. Los niveles de vibración se evalúan en el centro de la caja del vehículo y sobre los dos bogies desde el punto de vista del confort del pasajero, para lo cual se establece un índice de confort.

Kurzeck y Hecht investigan en [155] el origen las vibraciones que aparecen en vehículos ferroviarios ligeros al trazar curvas. Se considera un modelo que incluye el vehículo, la vía y las frecuencias y modos de vibración naturales del eje y del bogie hasta 200 Hz. El sistema se simula utilizando el software de simulación ferroviaria SIMPACK. Los resultados de las simulaciones permiten a los autores identificar el acoplamiento con un modo de vibración inducido por la fricción como el origen de las vibraciones detectadas en las curvas.

Pombo y Ambrosio [119] utilizan el software de dinámica multicuerpo desarrollado por ellos para estudiar el comportamiento dinámico de un tren del metro de Lisboa. Las irregularidades existentes en la vía entre dos estaciones se introducen en el modelo virtual. Los datos obtenidos de la simulación se comparan con los registrados en el tren real, prestando especial atención a las fuerzas de contacto en la interacción rueda-carril y a las aceleraciones en la caja del vehículo ferroviario.

Otros estudios se han centrado en determinar la influencia que tienen los equipos (transformadores, compresores de aire, electrónica de potencia, etc.) suspendidos de la caja de los vehículos ferroviarios. Por ejemplo, Gong et al. [156] construyen un modelo de vehículo en el que la caja es una viga continua de la que cuelgan masas unidas por muelles y amortiguadores a la viga. Mediante el análisis de las frecuencias de vibración de todo el sistema es posible reducir las vibraciones transmitidas entre los elementos del sistema y optimizar los parámetros de suspensión de los equipos.

En la literatura científica también se pueden encontrar trabajos que se ocupan únicamente del análisis modal de componentes mecánicos ferroviarios. Jin en [157] realiza un análisis modal de los ejes montados (tractor y remolcado) de un tren de alta velocidad por métodos experimentales y numéricos con elementos finitos. Tras verificar que ambos métodos coinciden, se realizan varias simulaciones aplicando condiciones de contorno similares a las que experimentarían los ejes en circulación sobre la vía.

Dentro de los modelos puramente virtuales, los componentes estructurales más estudiados son los bogies y los ejes. Claus y Schiehlen [158] estudian el comportamiento de un bogie del tren de alta velocidad alemán ICE-1 ante excitaciones de alta frecuencia. Se modela la estructura del bogie como sólido flexible al que se le acoplan sólidos rígidos. En ANSYS se calculan los modos de vibración de la estructura del bogie hasta 125 Hz. Posteriormente, se excita el modelo completo en los puntos de contacto de las ruedas con el carril. Las señales de

excitación resultan de la aproximación teórica de señales reales. De este modo, los autores son capaces de obtener las tensiones y deformaciones a las que se ve sometido el bogie al pasar por ciertas irregularidades en la vía.

Zhu et al. han trabajado en la misma línea recientemente [159]. En esta ocasión, calculan los modos y frecuencias de vibración del bogie del tren de alta velocidad (perteneciente a la familia Velaro de Siemens) mediante elementos finitos. Posteriormente, construyen un modelo de cargas dinámicas basado en medidas tomadas de la línea de alta velocidad Pekín-Shanghái que se aplicará al modelo de elementos finitos del bogie. Previamente se calibra el espectro de cargas con ayuda de algoritmos genéticos. Por último, obtienen el daño generado en el bogie al aplicar el espectro de cargas calibrado.

Sin embargo, la mayor parte de los trabajos realizados en este ámbito se basan en experimentos realizados en laboratorio en condiciones controladas. De esta forma es más sencillo verificar y mejorar los modelos propuestos, ya sean analíticos o numéricos, más o menos complejos.

El grupo de investigación MAQLAB estudia desde hace años el comportamiento de ejes con varios niveles de defecto. Para ello se ensayan modelos de ejes ferroviarios a escala con diferentes niveles de carga a diversas velocidades de rotación. El análisis de las señales vibratorias se realiza mediante transformadas wavelets [160–163], entre otras técnicas, clasificándose posteriormente los patrones obtenidos empleando redes neuronales.

Uno de los trabajos más recientes de Iwnicki [164] estudia la presencia de planos en las ruedas y de defectos en la superficie de los raíles. Los autores desarrollan un modelo simple del vehículo ferroviario para simular el comportamiento ante ese tipo de defectos. Además, disponen de un pequeño banco de ensayos para simular varios casos de defectos y comparar resultados con el modelo teórico. De los ensayos llevados a cabo se desprende que el análisis de las señales vibratorias mediante técnicas basadas como STFT, SPWVT y WT permite presentar adecuadamente la información para detectar el tipo de defectos ensayados.

En otros trabajos [165,166] se propone el uso de otras técnicas como la HHT y AMMF para identificar la presencia de planos en las ruedas. En ambos casos se desarrollan modelos del vehículo ferroviario y se realizan ensayos en bancos de pruebas bajo distintas condiciones de velocidad. En el primero de los trabajos se concluye que la transformada de Hilbert-Huang es adecuada para detectar ese tipo de defectos en las ruedas. En el segundo, los autores afirman que la técnica AMMF extrae las principales características de las señales vibratorias y, además, puede ser implementada para diagnosticar defectos en las ruedas en tiempo real.

El Departamento de Mecánica del *Politecnico di Milano* tiene una extensa trayectoria en el estudio del ferrocarril, tanto desde un punto de vista de la fatiga estructural [167–169], como del comportamiento dinámico del vehículo ferroviario. Dentro de este último grupo se pueden destacar trabajos centrados en el análisis de las vibraciones del vehículo ferroviario para el control de los sistemas de suspensión activa [170], detección de defectos en rodamientos [171], el mantenimiento de ejes basado en vibraciones de baja frecuencia [172] o el estudio del movimiento de lazo en curva [173].

Pennacchi et al. [171] abordan el análisis de los rodamientos del sistema de tracción de un tren de alta velocidad. Para llevar a cabo la investigación, se construye un banco de ensayos que permite replicar ciclos de trabajo y condiciones de carga similares a los que experimentarían los componentes mecánicos de la reductora ensayada en un trayecto real. La campaña de ensayos se realiza con rodamientos dañados. Los resultados muestran que la aplicación de la

kurtosis espectral a las señales vibratorias recogidas es capaz de detectar los defectos de los rodamientos.

En la referencia [172] se propone un método para la monitorización continua de los ejes ferroviarios midiendo la vibración del eje en servicio. Además, se pretende diagnosticar la presencia de fisuras de fatiga basándose en armónicos de la velocidad de giro del eje. Los autores realizan ensayos a escala real con un eje fisurado en un banco de ensayos. También desarrollan un modelo de elementos finitos para reproducir los ensayos de laboratorio y simular el eje en condiciones de vía.

La observación de un mayor movimiento de lazo en curva (bajo ciertas condiciones) que en recta motiva la realización de varios trabajos para determinar el origen físico de este fenómeno [173]. Para lograr este objetivo, se simula el comportamiento del tren circulando en curvas de diferentes radios a alta velocidad. Los resultados numéricos obtenidos demuestran que el efecto observado resulta de la combinación de un aumento de la conicidad equivalente en esas situaciones con la saturación de las fuerzas de tangenciales. Además, el comportamiento dinámico del vehículo se ve fuertemente afectado por la insuficiencia de peralte.

En Japón también se han desarrollado trabajos con el objetivo de aplicar el *condition monitoring* a los trenes Shinkansen. Oba et al. [174] proponen dos algoritmos basados en el análisis estadístico de las vibraciones de los bogies para llevar a cabo este objetivo. El primer algoritmo detecta la diferencia en la distribución de los picos de vibración entre el estado normal y el defectuoso. El segundo algoritmo compara los estados vibratorios de los bogies de un mismo coche. Para demostrar la utilidad de los algoritmos, se realizan ensayos sobre un coche real de un tren Shinkansen en banco de ensayos.

No obstante, es extremadamente rara la realización de experimentos vibratorios con vehículos ferroviarios que cumplan los siguientes criterios:

- Experimentos enfocados al análisis de la dinámica del vehículo.
- Circulación a alta velocidad.
- En el momento de tomar las medidas, el vehículo se encuentra en servicio comercial.
- Ensayos realizados en vía abierta al tráfico comercial, no en vías de pruebas, consecuencia directa del punto anterior.
- Vía sobre balasto.

En algunos de los trabajos comentados anteriormente se toman medidas de trenes en servicio comercial circulando a velocidades moderadas [119]; en otros casos, no se especifican las condiciones en que se obtuvieron las medidas de vibración [173,174].

Por ejemplo, en Corea del Sur se han registrado datos vibratorios de las cajas de grasa de un tren de alta velocidad circulando a velocidades superiores a los 400 km/h. Sin embargo, el tren en cuestión es el prototipo HEMU-430X, que actualmente se encuentra todavía en fase de desarrollo. El objetivo del estudio llevado a cabo por Jeon et al. [175] era la determinación de la mejor disposición posible de los amortiguadores antilazo para reducir las vibraciones del tren. Los experimentos de campo se combinaron con simulaciones dinámicas realizadas en el software de simulación ferroviaria VAMPIRE.

Más enfocado al mantenimiento ferroviario podemos encontrar el trabajo realizado por Trilla y Gratacòs [176], quienes estudian el comportamiento vibratorio de un tren de metro después de ser sometido a tareas de mantenimiento. Para los ensayos se equipó una de las cajas de grasa del tren con acelerómetros, realizándose las pruebas dentro de las cocheras del metro.

Mediante la aplicación de la técnica de descomposición modal EMD (*Empirical Mode Decomposition*), los autores analizan la firma vibratoria de varios componentes del bogie a partir de una única señal medida.

Otro punto de vista, también aplicado al mantenimiento, es el propuesto por Papaelias et al. en [150], quienes sugieren un método basado en la emisión acústica de alta frecuencia y en el análisis vibratorio para monitorizar el estado de los trenes. Los ensayos se llevaron a cabo en dos fases: la primera, utilizando un vagón de mercancías con rodamientos dañados deliberadamente, y la segunda, estudiando el comportamiento dinámico de una unidad eléctrica múltiple (EMU) en servicio comercial con defectos en la rueda fruto de la operación normal del tren.

Ham presenta en [177] los datos de vibración recogidos en uno de los bogies motores del Tren de Alta Velocidad coreano *KTX Sancheon*. Se realizaron únicamente dos viajes (ida y vuelta) en dos secciones de vía, alcanzando 300 km/h sólo en una de ellas.

Wang et al. presentan en [178] los resultados de las medidas de vibración registradas en tres Trenes de Alta Velocidad circulando en servicio a velocidades de hasta 300 km/h. En el trabajo se muestra que la vibración medida en la caja de grasa se incrementa notablemente en los días previos a un reperfilado de las ruedas. Los administradores ferroviarios chinos decidieron extender el intervalo de retorneado de las ruedas desde los 150.000 km recomendados por el fabricante hasta los 250.000 km. El objetivo del trabajo es establecer un límite de desgaste que determine cuándo se deben realizar las operaciones de reperfilado.

Tomioaka y Takigami presentan en [179] una teoría para utilizar la vibración longitudinal de los bogies como un amortiguador dinámico de vibraciones. El objetivo final es reducir la vibración por flexión de la caja del vehículo ferroviario. Tras presentar la teoría y realizar los cálculos pertinentes, realizan pruebas considerando varios escenarios en banco de ensayos utilizando un coche de un tren *Shinkansen* modificado para incorporar los desarrollos propuestos. También se realizan experimentos en vía, aunque los autores no explican las condiciones en que se llevaron a cabo más allá de que se realizaron medidas a 300 km/h.

Una aproximación totalmente diferente es la que proponen Hong et al. en [180]. Se trata de un sistema de monitorización del bogie del tren de alta velocidad chino CRH380CL (evolución de los Velaro de Siemens, pero desarrollado en China) basado en un red de pequeños transductores piezoeléctricos instalados en el bogie. Cada uno de estos transductores puede funcionar como emisor o como receptor de ondas ultrasónicas guiadas en el bogie. La campaña de pruebas en vía se realizó por la noche, llegando a circular a 300 km/h.

Si bien en algunos de los trabajos desarrollados en Japón y en China se cumplen las condiciones de alta velocidad y medidas tomadas en servicio comercial, todas las Líneas de Alta Velocidad de aquellos países están construidas con vía en placa. En España, al igual que en la mayor parte de Europa, las Líneas de Alta Velocidad se han tendido utilizando vía sobre balasto.

2.4.2. Análisis vibratorio de la vía a través de medidas en vía

La vibración del suelo en las cercanías de las vías férreas debida al paso de los trenes ha sido tratada en la literatura científica por diversos autores a lo largo del tiempo [27,39,122,151,181].

Entre los investigadores que más se han centrado en el análisis de las vibraciones inducidas por el paso de los vehículos ferroviarios destacan Kouroussis et al. [36,182–186]. Por ejemplo, en [36] se estudia la influencia de varios tipos de vehículo ferroviario (urbano, de alta

velocidad, de mercancías, etc.) y de distintos parámetros de la vía (tipo de carril, placas de asiento, distancia entre traviesas, etc.) en el nivel de vibraciones inducido en las cercanías de la infraestructura ferroviaria. Como conclusión de este trabajo, los autores proponen una tabla resumiendo la influencia de todos los parámetros estudiados sobre tres indicadores. Además, destacan la gran influencia que tiene el tipo de vehículo ferroviario en los niveles de vibración del suelo.

Entre los trabajos más recientes publicados, destaca el desarrollo de un modelo capaz de predecir las vibraciones generadas en el suelo por el paso de un tren [183]. Incluye las condiciones del suelo y analiza las medidas recogidas utilizando inteligencia artificial para establecer relaciones entre las condiciones del suelo, la velocidad del tren y el nivel de vibraciones. El modelo se prueba en dos líneas de alta velocidad europeas.

Otros trabajos publicados realizan una recopilación de la influencia que tienen diferentes vehículos ferroviarios en el suelo y los efectos sobre la vía [184], de los modelos y/o técnicas empleadas en el análisis vibratorio de la vía [185], y de los efectos de las vibraciones en estructuras cercanas [186]. Además, en [184] se incluye un anexo con las características geométricas y dinámicas de varios trenes, especialmente de alta velocidad, en operación en Europa.

Otros autores también han realizado estudios sobre la influencia que tiene el paso de vehículos ferroviarios en las inmediaciones de la vía. Por ejemplo, González-Cancelas et al. [154] analizan las vibraciones del suelo inducidas por el paso de trenes urbanos. Las medidas vibratorias se realizan con acelerómetros de fibra óptica, desarrollando una técnica que permite determinar el nivel de las vibraciones que perturban la infraestructura ferroviaria y los edificios cercanos.

Por otro lado, Wang et al. [187] realizan mediciones de las velocidades y aceleraciones del suelo en tres direcciones (vertical, longitudinal y transversal) al paso de un tren por la vía. Las medidas se realizan en dos puntos de la Línea de Alta Velocidad Pekín-Shanghái, a cierta distancia de la vía.

Lógicamente, en la literatura científica también se pueden encontrar modelos de vía que tratan de comprender y simular el comportamiento dinámico de la misma, cuya clasificación en función del rango de frecuencia estudiado se vio en el apartado 2.2. En los modelos siguientes, normalmente se simulan los carriles, las traviesas y el balasto, apoyado todo ello sobre la plataforma, que suele considerarse rígida.

En este sentido, Zhai et al. [188] proponen un método para modelar la vibración del balasto utilizando cinco parámetros y basado en la hipótesis de que la distribución de la carga de la traviesa sobre el balasto coincide aproximadamente con un cono, a partir del cual calculan las características del balasto.

Mazilu et al. [189] presentan otro modelo para analizar la vibración vertical del balasto que utiliza los modelos de Kelving-Voigt para simular el carril y el balasto, y un modelo mixto Kelvin-Voigt/Maxwell para el subsuelo.

Sun, Thompson et al. [190] analizan analíticamente la respuesta de la vía a una excitación producida por un tren de alta velocidad, para lo cual utilizan un modelo de vehículo con caja flexible y un modelo de vía basado en una viga de Timoshenko sobre dos capas de apoyo. Se consideran tres niveles de detalle para la vía y dos para el vehículo ferroviario, introducidos todos ellos mediante funciones de Green, lo que permite analizar la vibración vertical en un amplio rango de frecuencias sin truncamiento modal.

Zhu et al. [191] simulan el comportamiento vibratorio de un puente al paso de un tren de alta velocidad con irregularidades en la vía. Los autores utilizan un modelo de elementos finitos para el puente y de dinámica multicuerpo para el tren. Por último, se implementan simulaciones de Monte Carlo para validar el método.

Relacionado con los modelos analíticos anteriores, se debe mencionar el trabajo expuesto por Triepaischajonsak, Thompson et al. en [192], donde se presenta un método para identificar las propiedades dinámicas del suelo a partir del registro de la vibración inducida en suelo por un martillo de impacto. Características que luego pueden ser introducidas en los modelos analíticos o numéricos desarrollados.

El efecto de las vibraciones generadas por el transporte ferroviario puede tener efectos no deseables en las cercanías de la infraestructura ferroviaria y en las personas. Motivo por el cual se han desarrollado proyectos dirigidos a mitigar el nivel de vibración generado por el transporte ferroviario [193]. En esta línea, Coulier et al. [194] proponen aumentar la rigidez del suelo cercano a la vía para reducir el nivel de vibraciones. Lo cual se llevaría a cabo insertando bloques de hormigón en el suelo.

Por otra parte, Nielsen et al [195] proponen medidas para reducir la vibración del suelo generada por los vehículos ferroviarios basadas en el rediseño de los vehículos y en un mayor mantenimiento. Entre las medidas propuestas destacan la creación de una red de estaciones de monitorización del desgaste de las ruedas, mejoras en el diseño de los sistemas de frenado, la reducción de masas no suspendidas en los vehículos o conjuntos de eje montado con cierto grado de dirección en las curvas.

Un correcto estado de la vía es fundamental para que se pueda prestar un servicio ferroviario adecuado. Es por ello que la determinación del estado de la vía es el tema central de ciertas investigaciones llevadas a cabo.

Ho et al. [196] estudian la posibilidad de utilizar las técnicas EMD y HHT, además de la FFT, en el análisis de la vía. Los autores realizan ensayos en laboratorio y en vía abierta. En este último caso, se recogen señales vibratorias tanto en los carriles como en el interior de un vehículo ferroviario. El cálculo del espectrograma de potencia de la HHT permite la detección y localización de defectos en la vía.

Kaewunruen y Remennikov [124] realizan análisis modales experimentales de la vía en condiciones normales y con defectos. El análisis y comparación de las funciones de respuesta en frecuencia obtenidas en los diferentes casos permite establecer la condición de la vía.

Liang, Iwnicki et al [197] utilizan la cancelación adaptativa de ruido (ANC, por sus siglas en inglés) combinada con el análisis en tiempo y frecuencia para detectar defectos en la superficie de los carriles. Las medidas de vibración necesarias para la investigación se toman de un banco de ensayos de bogies a escala.

Incluso, algunos autores como Chong et al. han presentado sistemas para monitorizar en tiempo real la condición de la vía [128]. Esta tarea es posible llevarla a la práctica gracias a la instalación en la vía de una red inalámbrica de sensores.

Algunos autores han elaborado clasificaciones de los defectos más típicos de la vía. La Tabla 2.2 muestra una de estas clasificaciones, en este caso, en función de la longitud de onda. En esta tabla, además, se relaciona el defecto con los fenómenos físicos y los efectos dinámicos sobre el tren asociados a cada uno de los defectos. Los datos se han obtenido de las referencias [198,199].

Tabla 2.2. Clasificación de los defectos de vía. Adaptado de [198,199].

Defecto y longitud de onda	Fenómeno físico	Efectos dinámicos
Desgaste ondulatorio		
0,03-0,06 m	Desgaste ondulatorio de onda muy corta	
0,06-0,3 m	Desgaste ondulatorio onda corta	Vibraciones: falta de confort
0,3-0,6 m	Desgaste ondulatorio onda media	Ruido: falta de confort
≥ 0,6 m	Desgaste ondulatorio onda larga	
Nivelación longitudinal		
3-25 m	Nivelación longitudinal onda corta	Sobrecargas dinámicas rueda-carril Fatiga vía y material rodante
25-70 m	Nivelación longitudinal onda media	Aceleraciones en caja a velocidades medias: falta de confort
70-120 m	Nivelación longitudinal onda larga	Aceleraciones en caja a velocidades medias: falta de confort
≥200 m	Rasante	Determinación de las distancias de frenado mínimas
Nivelación transversal		
3-25 m	Nivelación transversal onda corta	Sobrecargas dinámicas rueda-carril Fatiga vía y material rodante
25-70 m	Nivelación transversal onda media	Aceleraciones en caja a velocidades medias: falta de confort
70-120 m	Nivelación transversal onda larga	Aceleraciones en caja a velocidades medias: falta de confort
Alabeo		
Base 3 m	Alabeo empate corto	Descarrilamiento bogies
Base 3 m	Alabeo empate medio	Descarrilamiento vagones ejes cortos
Base 3 m	Alabeo empate largo	Descarrilamiento vagones ejes largos
Alineación		
3-25 m	Alineación onda corta	Sobrecargas dinámicas rueda-carril Fatiga vía y material rodante
3-25 m	Alineación onda media	Aceleraciones en caja a velocidades medias: falta de confort
3-25 m	Alineación onda larga	Aceleraciones en caja a velocidades medias: falta de confort
Ancho de vía		
3-25 m	Variación del ancho	
70 m	Ancho medio	Inseguridad
Curvatura		
≥70 m	Radios, derivada respecto a espacio y a tiempo	
Peralte		
≥70 m	Peralte, derivadas, insuficiencia o exceso y sus derivadas	
Carril		
	Desgaste vertical del carril	Estabilidad de la marcha
	Desgaste lateral del carril	Inseguridad
	Desgaste total	Inseguridad

En la Figura 2.13 se ilustra el aspecto real que presenta el desgaste ondulatorio con diferentes longitudes de onda. La Figura 2.14 muestra otro tipo de defectos que también pueden presentar los carriles, como son el defecto del perfil longitudinal, la deformación del perfil transversal, defectos por fatiga o defectos aislados.



Figura 2.13. Desgaste ondulatorio del carril [200].



Figura 2.14. Defectos en el carril [200].

2.4.3. Análisis vibratorio de la vía a través de medidas en vehículos ferroviarios

Un método muy extendido entre los operadores ferroviarios de todo el mundo es la inspección de la vía con vehículos ferroviarios, denominados habitualmente vehículos auscultadores. El material rodante destinado a esta tarea generalmente está dotado de toda la instrumentación necesaria para examinar el estado de la línea ferroviaria en todos sus aspectos:

- **Vía:** la auscultación de la vía puede ser geométrica o dinámica. En la auscultación geométrica se miden directamente parámetros como el ancho de vía, el peralte, la nivelación longitudinal o el alabeo. La auscultación dinámica registra la respuesta del vehículo al interactuar con la vía. Para realizar estas funciones, se dota a los vehículos auscultadores del equipamiento de medida adecuado, como pueden ser sistemas láser de medición, cámaras de vídeo, micrófonos o acelerómetros.
- **Catenaria:** la auscultación de la catenaria también puede ser geométrica o dinámica. La auscultación geométrica mide parámetros como la altura del hilo de contacto, el descentramiento y la pendiente. La auscultación dinámica registra la fuerza de contacto y los arcos eléctricos. Para estas tareas habitualmente se recurre a pantógrafos sensorizados y cámaras de vídeo.
- **Señalización:** se trata de un elemento indispensable para garantizar la seguridad de la circulación ferroviaria, dotándose los vehículos de un sistema de inspección u otro dependiendo del sistema de señalización utilizado.
- **Telecomunicaciones:** las líneas ferroviarias también están dotadas de sistemas de comunicación entre el tren y el centro de control, cuyo buen funcionamiento es necesario comprobar periódicamente.

La administración francesa SNCF (*Société Nationale des Chemins de fer Français*) puso en servicio a finales de los años 1980 el vehículo de medida *Mélusine* para, acoplado dentro de una rama TGV, realizar la inspección de las líneas de alta velocidad francesas. Sin embargo, con el paso de los años aparecieron defectos de origen desconocido, por lo que, ya en los años 2000, desarrollan y ponen en servicio una rama de TGV totalmente instrumentalizada denominada IRIS 320 [201] (después renombrada como Vigirail). Este tren cuenta con una vasta cantidad de sensores y sistemas de adquisición de datos capaces de monitorizar los cuatro aspectos de la línea descritos anteriormente, lanzar alertas en tiempo real y gestionar la base de datos de medidas.

En Japón, el grupo Japan Railways (JR) dispone de varios trenes Shinkansen instrumentalizados de manera similar al IRIS 320 [202], llamados coloquialmente “Doctor Yellow”, que realizan la inspección de las líneas de alta velocidad de aquel país.

En España, esta tarea se realiza en las redes de Adif de ancho internacional e ibérico con el tren Séneca, dos trenes de la serie 355, un coche de auscultación geométrica de vía (SIV 1002), otro coche de control geométrico de la catenaria y varias dresinas. El tren Séneca de Adif procede del prototipo Talgo 350, al que se le dotó de un coche extremo con cabina de conducción y del equipamiento técnico necesario para realizar la auscultación dinámica de vía, catenaria y del sistema GSM-R en las vías de Alta Velocidad. Los dos trenes de la serie 355 provienen del prototipo Talgo XXI y se encargan de realizar tareas de auscultación geométrica de vía y catenaria en los dos anchos de vía. Por último, el coche SIV 1002 procede de la adaptación de un coche de pasajeros de la serie 8000. Se encarga de la auscultación geométrica de toda la red ferroviaria dos veces al año, para lo que cuenta con GPS y un sistema de vigilancia y control mediante el tratamiento automatizado de imágenes. Además, Renfe dispone de un

coche laboratorio idéntico al *Mélusine* francés que se puede acoplar a una rama de la serie 100. Este coche permite comprobar el comportamiento dinámico del tren, detectar defectos en la vía y comprobar la catenaria [203].

En cuanto a trabajos de investigación, Tsunashima et al. realizan en [204] un resumen de sus trabajos previos, en los cuales desarrollan un sistema de monitorización de la vía mediante un vehículo ferroviario a la vez que exponen los instrumentos y el funcionamiento básico de sistema. Posteriormente, aplican el sistema desarrollado en condiciones reales de circulación sobre una línea ferroviaria convencional. Una versión modificada de este sistema de medida, orientado a medir irregularidades verticales en la vía, se monta en seis trenes Shinkansen de la serie N700 que habitualmente prestan servicio comercial de pasajeros en la línea Tokaido.

Otros autores como Lee et al. [205,206] también han publicado trabajos de investigación sobre este tema. En dichos trabajos se parte de las señales vibratorias recogidas por acelerómetros instalados en una de las cajas de grasa de un bogie y en la estructura del bogie de un tren de alta velocidad. Mediante un método basado en filtros Kalman, paso-banda y de compensación, los autores son capaces de establecer la relación existente entre las medidas de la caja de grasa y del bogie y, además, determinar el estado de la vía. Para verificar que los resultados obtenidos son los correctos, realizan la comparación contra un software de simulación de vehículos ferroviarios.

Investigadores del *Politecnico di Milano*, en colaboración con la empresa de transportes públicos de Milán, han desarrollado una herramienta de diagnóstico de la vía a partir de las aceleraciones registradas en la caja de grasa de los trenes [207]. El sistema desarrollado se aplica en la red de metro de la ciudad y, además de los acelerómetros, cuenta con un dispositivo capaz de determinar la posición del tren. El trabajo realizado se centra principalmente en el problema de la corrugación de los carriles.

Tsai et al. [208] utilizan la transformada HHT para analizar los datos vibratorios recogidos por acelerómetros instalados en la caja de grasa de un vehículo auscultador. Los ensayos se realizan en una línea de alta velocidad de Taiwan, detectando adecuadamente las irregularidades longitudinales de la vía.

Weston explica en [209,210] un método para llevar a cabo la monitorización de la vía a partir de las vibraciones registradas en un vehículo ferroviario. Con el fin de comprobar la validez del método propuesto, se realizan varios ensayos utilizando varias EMUs. Los datos recogidos permiten determinar las irregularidades verticales y laterales de la vía. Además, en [130] Weston realiza un revisión de los trabajos académicos publicados hasta 2015.

La Tabla 2.3 recoge los criterios de mantenimiento de vía del gestor de infraestructuras Adif, en lo que respecta a las aceleraciones verticales en la caja de grasa, presentados en [198].

Tabla 2.3. Auscultación dinámica de la vía. 2008 [198].

Umbral de actuación	Aceleración vertical en caja de grasa (m/s ²)	Aceleración lateral en bogie (m/s ²)	Aceleración vertical en caja de viajeros (m/s ²)	Aceleración lateral en caja de viajeros (m/s ²)
Actuación inmediata	≥ 70	≥ 6	≥ 2	≥ 2
Actuación no inmediata	≥ 50	≥ 3	≥ 1,5	≥ 1,5
Seguimiento	≥ 30	≥ 2,5	≥ 0,8	≥ 0,8

2.5 Estudio del ruido acústico

La legislación europea sobre evaluación y gestión del ruido ambiental requiere la realización de extensos mapas de ruido y la propuesta de medidas para disminuir los niveles de ruido percibidos por la población. Es por ello que en los últimos años se ha estudiado aún más profusamente el fenómeno de la generación de ruido en el ferrocarril y los métodos para reducirlo [211].

2.5.1. Fuentes y predicción del ruido

La principal fuente de ruido en el ámbito ferroviario es el asociado a la rodadura, especialmente en el rango de velocidades entre ~50 km/h y ~300 km/h. La frecuencia del ruido emitido por la rueda se sitúa típicamente entre 1,5-2 kHz y 5 kHz. A velocidades superiores a 300 km/h el ruido aerodinámico es el predominante. En el otro extremo, a velocidades bajas, en parado y durante las aceleraciones y las frenadas, las fuentes de ruido más importantes son los motores, los equipos auxiliares (compresores, equipos de climatización, etc.) [211] y los sistemas de frenado.

Varios autores han desarrollado modelos de predicción del ruido que permiten comparar diferentes diseños de ruedas y carriles y, además, optimizar el diseño de estos componentes para obtener la mejor respuesta acústica posible [212]. Remington [213,214] propuso el primer modelo analítico para predecir el ruido debido a la rodadura ferroviaria, el cual combinaba las rugosidades de rueda y carril para generar una excitación vertical en el sistema. Este modelo fue evolucionado posteriormente por Thompson [44,59,215–217] e implementado en el programa informático TWINS, validado con medidas reales [218,219].

Ciertos investigadores utilizan el análisis de las emisiones acústicas del ferrocarril para inferir defectos en los componentes mecánicos de los vehículos ferroviarios. Por ejemplo, Amiri et al. [220] estudian el ruido de alta frecuencia generado por rodamientos dañados artificialmente en un vagón de mercancías. Aplicando la técnica *time spectral kurtosis* a los datos de emisión acústica, los autores son capaces de distinguir los defectos provocados a los rodamientos del resto de fuentes de ruido como la interacción rueda-carril, el frenado y los cambios de velocidad.

2.5.2. Mitigación del ruido

Los principales métodos de mitigación del ruido propuestos en la literatura científica incluyen tanto medidas puntuales instaladas en la vía o en sus inmediaciones, como la optimización de los vehículos ferroviarios. Entre las medidas puntuales instaladas en la vía destacan los paneles absorbentes instalados en la vía, las barreras de paneles absorbentes junto a la vía, amortiguadores en los raíles, etc. La medida correctiva más habitual implementada en los vehículos ferroviarios es la modificación de las características vibratorias de las ruedas. Aplicando este método se consiguieron reducciones del nivel sonoro de hasta 5 dB [211].

Medidas adoptadas en la vía

A mediados de la década de 1990 varios investigadores británicos realizaron diferentes experimentos para reducir el ruido interviniendo en la vía, en el marco del proyecto OFWHAT. Partieron de una vía equipada con traviesas bloque y placas de asiento de 9 mm y de una rueda de mercancías estándar UIC de 920 mm de diámetro. Se identificó que la mayor contribución al

ruido provenía de la vía. Por ello, exploraron el efecto de variar el factor de amortiguamiento de las placas de asiento y la adición de amortiguadores a los carriles [211].

La SNCF coordinó en esas mismas fechas tres proyectos destinados a reducir el ruido generado por los trenes de alta velocidad TGV: MONA, RONA y VONA [221].

El proyecto MONA se dirigió a establecer una estrategia de amolado de los carriles. Como resultado del proyecto, se determinó la reducción del nivel sonoro en función de la longitud de onda de las rugosidades del carril y se estableció un protocolo de monitorización e intervención en la vía usando micrófonos instalados en los bogies de un vehículo auscultador [221].

El objetivo principal del proyecto VONA era el desarrollo de una vía de bajo nivel sonoro para las líneas de alta velocidad. Los resultados obtenidos fueron similares a los alcanzados por los investigadores británicos. Se optimizaron las placas de asiento, logrando una reducción del ruido de 3-4 dB, y se añadieron amortiguadores a los carriles, estimando una disminución conjunta del nivel sonoro de hasta 6 dB [222].

El proyecto RONA se centra en las ruedas de los trenes TGV y se describe más adelante.

En la misma línea de los proyectos OFWHAT y VONA se desarrolló el proyecto *Silent Track*. Al igual que los otros dos proyectos, el resultado final fue la adición de amortiguadores a los carriles. En este caso, la reducción del nivel sonoro alcanzó los 7 dB. También se consideró la modificación del perfil del carril y la adición de barreras bajas junto a los carriles [223].

En la Figura 2.15 se muestra la comparativa de los modelos de amortiguador propuestos por los proyectos OFWHAT, VONA y *Silent Track*.

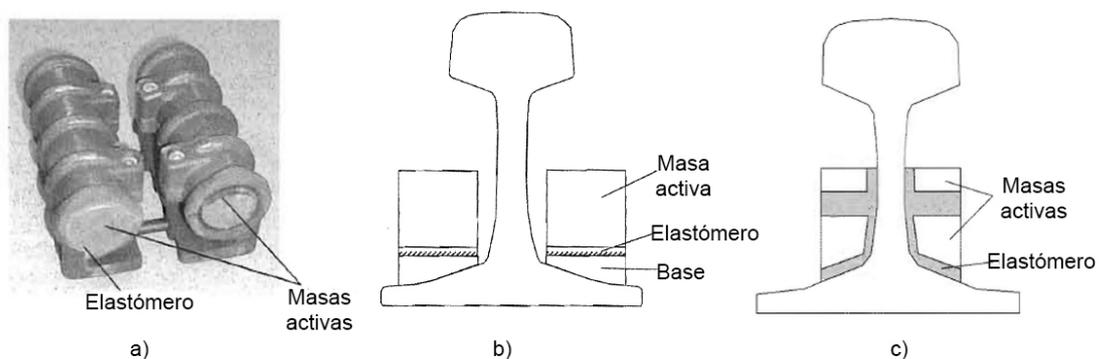


Figura 2.15. Amortiguadores para los carriles desarrollados en los proyectos OFWHAT (a), VONA (b) y *Silent Track* (c). Adaptado de [211]

En los Países Bajos se desarrolló el proyecto Tráfico ferroviario silencioso (*Stiller Treinverkeer*). La principal diferencia con los proyectos anteriores es que, en la parte que respecta a la reducción del ruido en la vía, se desarrolla sobre vía en placa. Durante el transcurso de la investigación se desarrolló un nuevo carril más pequeño y embebido en el hormigón de la infraestructura. Además se instalaron barreras acústicas y material absorbente en el interior y en el exterior de la vía de prueba. Combinado con las medidas adoptadas en el material rodante de prueba (descritas más adelante) se alcanzó el objetivo del proyecto de reducir el nivel sonoro en al menos 10 dB [224].

En esta misma línea, Vogiatzis y Vanhonacker [225] analizan la mitigación del ruido mediante paneles absorbentes en la vía, barreras sonoras y amortiguadores en los carriles, por separado y combinados. También se han ensayado traviesas porosas para amortiguar el ruido de la vía [226].

El rozamiento de la pestaña con los carriles en las curvas es una de las principales fuentes de ruido. Para reducir el nivel sonoro en estas condiciones se ha propuesto la lubricación de los carriles; método por el cual se han llegado a registrar reducciones de hasta 15 dB en el nivel sonoro [227].

La mejor opción para reducir el ruido generado por la vía parece ser la instalación de amortiguadores dinámicos en los carriles. Sin embargo, aún no se ha producido su instalación generalizada en las vías. Por el contrario, se han instalado al menos 1.000 km de barreras antiruido en los últimos años [228].

Medidas adoptadas en el material rodante

El proyecto OFWHAT británico también estudió formas de reducir el ruido emitido por la rueda estándar UIC de 920 mm de diámetro. La medida que arrojó mejores resultados fue la adición de 10 amortiguadores al velo de la rueda. Diseñados para amortiguar las vibraciones de los dos modos de vibración natural más importantes, lograron reducir el nivel sonoro 4-5 dB. También se desarrollaron dos ruedas más pequeñas de 860 mm y 640 mm de diámetro cuya geometría estaba optimizada para reducir el ruido. Las pruebas llevadas a cabo con la más pequeña mostraron una reducción del ruido de la rueda de hasta 18 dB, pero un incremento de 2 dB en el ruido atribuible a la vía [229,230].

En Francia, a través del proyecto RONA, se investigó la modificación del diseño de las ruedas del TGV con el objetivo de minimizar el ruido generado por ellas. Se propusieron varios diseños de rueda con resultados diversos. A la rueda original se le modificó el velo en la parte exterior, lo que supuso incrementar la masa de la rueda y una reducción del nivel sonoro de 5 dB. También se desarrollaron ruedas con el velo y el cubo de aluminio y la llanta de acero. La disminución del nivel sonoro alcanzó los 6 dB. A este mismo diseño de rueda se le añadieron masas amortiguadoras, resultando en un incremento de sólo 15 kg respecto a la rueda original y una reducción del ruido de 12 dB. El último prototipo desarrollado consistía en la adición de chapas metálicas a los velos de la rueda original. En este caso, la reducción del ruido se situó en 6 dB [231].

Los resultados del proyecto *Silent Freight* fueron similares a los obtenidos en los proyectos OFWHAT y RONA, pero aplicados al tráfico de mercancías. Se propusieron formas de rueda optimizadas para disminuir el ruido que implicaban, además, una reducción del diámetro nominal. También se desarrolló un novedoso amortiguador absorbente en forma de disco y se realizaron pruebas con ruedas perforadas y con el velo carenado (de forma similar al proyecto RONA). Las reducciones de ruido obtenidas se situaron en 3-4 dB. Por último, se carenaron los bogies, resultando en una reducción de 1 dB [232].

Los resultados combinados de los proyectos *Silent Freight* y *Silent Track* alcanzaron el objetivo general de disminuir el nivel sonoro debido a la rodadura en 10 dB.

El proyecto HIPER-WHEEL centró sus recursos en mejorar los métodos de diseño de ejes montados teniendo en cuenta la durabilidad y la vibroacústica. En lo referente al ruido, el principal aporte de este proyecto fue el desarrollo de ruedas con capas de amortiguación (*constrained layer damping*) que demostraron reducir el ruido de rodadura del tren de alta velocidad ETR-500 entre 4 y 5 dB a velocidades de entre 200 y 300 km/h [233].

Llegados a este punto es interesante remarcar que los resultados más esperanzadores se lograron con ruedas multimaterial. Sin embargo, tras el accidente de Eschede, en el que falló una rueda elástica, se abandonó este tipo de diseño para trenes de alta velocidad [9,10].

Las zapatas de freno de fundición contribuyen a la corrugación de la banda de rodadura de las ruedas ferroviarias, lo que resulta en incrementos del nivel de ruido de hasta 10 dB respecto a vehículos con frenos de disco [234]. Aunque técnicamente es posible equipar vagones de mercancías con frenos de disco (existen bogies de mercancías con frenos de disco), el principal inconveniente para hacerlo es que las normas UIC de interoperabilidad para vehículos de mercancías requieren frenos de zapata de fundición [211].

En la Unión Europea se han llevado a cabo varios proyectos con el objetivo de desarrollar zapatas de freno más silenciosas y compatibles con las existentes de fundición. El resultado fue el desarrollo de las zapatas con materiales compuestos denominadas *LL-block* y *K-block*, capaces de reducir el nivel de ruido en 10 dB. Actualmente, todos los vagones de mercancías nuevos en Europa deben equipar frenos con materiales compuestos [235].

El bogie LN25 de mercancías aún gran parte de los desarrollos llevados a cabo en los últimos años en Europa en materia de ruido. Dispone de frenos con materiales compuestos y de ruedas de menor diámetro (840 mm) que las ruedas convencionales (920 mm) y mayor espesor del velo para reducir el ruido de rodadura. Adicionalmente, su sistema de suspensión permite un cierto grado de dirección al eje que minimiza el ángulo de ataque entre la rueda y la vía y, consecuentemente, reduce el ruido en curva [235]. La Figura 2.16 ilustra el comportamiento de los bogies Y25 y LN25 en curva.

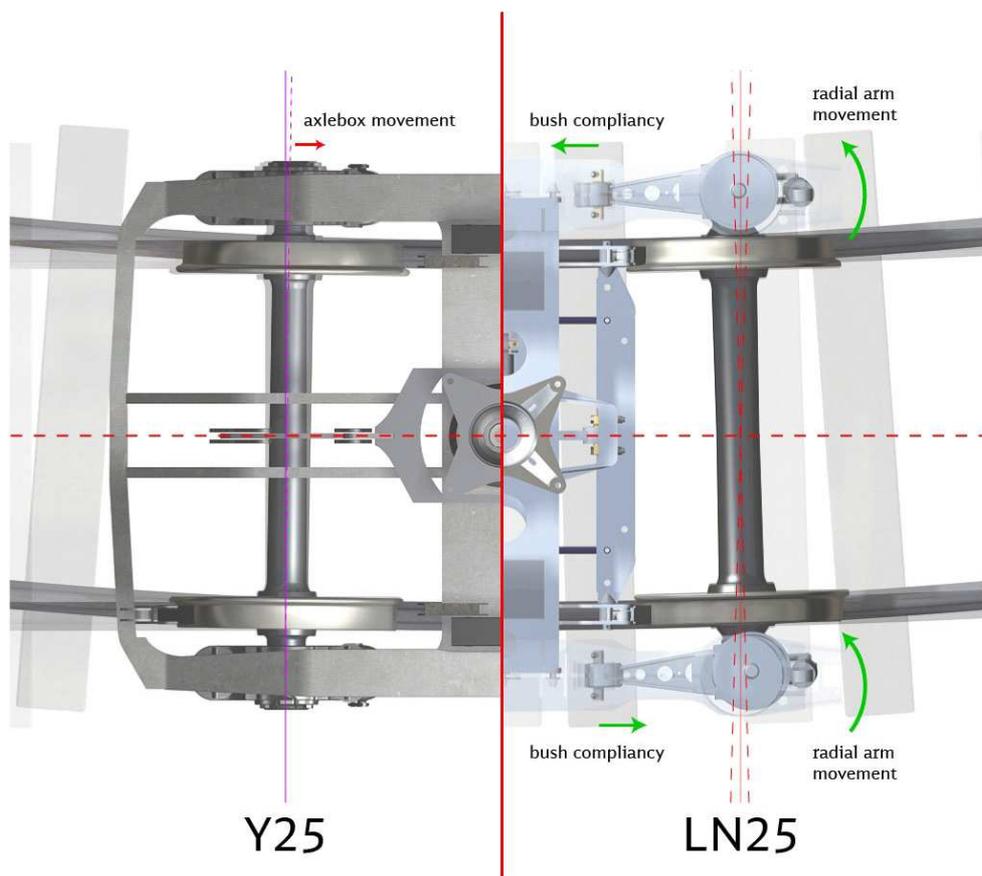


Figura 2.16. Comportamiento de los bogies Y25 y LN25 en curva. Extraída de [235]

2.6 Contacto rueda-carril

El fenómeno de la generación de vibraciones en el ferrocarril implica el conocimiento de diversos aspectos que intervienen en la dinámica de los vehículos ferroviarios y de la vía. Ambos sistemas (vehículo ferroviario y vía) se relacionan dinámicamente a través del contacto que se produce entre la rueda y el carril, por lo que es fundamental conocer las características geométricas y dinámicas del contacto rueda-carril.

Las primeras investigaciones sobre el contacto entre dos cuerpos fueron realizadas por Heinrich Rudolf Hertz a finales del siglo XIX [236]. Hertz observó que dos lentes cilíndricas de vidrio se deformaban bajo carga dando lugar a una zona de contacto elíptica. Al eliminar la carga, las lentes regresaban a su forma original y la zona de contacto desaparecía. Actualmente la teoría de Hertz sigue siendo ampliamente utilizada para desarrollar modelos de contacto debido a su sencillez y sus resultados satisfactorios, a pesar de sus limitaciones.

Las fuerzas tangenciales en el contacto se calculaban usando la ley de Coulomb. No fue hasta 1926 cuando Carter [237] desarrolló la primera teoría que evaluaba las fuerzas tangenciales entre dos cuerpos rodantes. Carter aproximaba la superficie de contacto a una franja rectangular y transversal al carril, considerando únicamente fuerzas longitudinales.

En 1958 Johnson [238] extendió la teoría de Carter al caso tridimensional. Suponía una superficie de contacto circular y tenía en cuenta la presencia de fuerzas longitudinales y transversales, pero no el pivotamiento.

Un poco más tarde, en 1963 y 1964, aparecen teorías que consideran que la superficie de contacto tiene forma elíptica, con una zona de adhesión y otra de deslizamiento. Haines y Ollerton [239] únicamente tienen en cuenta la fuerza tangencial longitudinal y dividen el área de contacto en franjas longitudinales, en cada una de las cuales se aplicaba la teoría de Carter. Por otra parte, la teoría desarrolla por Johnson y Vermeulen [240] incluía las fuerzas tangenciales transversales.

Kalker propone en 1967 [241] que para pseudodeslizamientos muy pequeños, el área de deslizamiento es muy pequeña y podría despreciarse. El área de contacto total coincide con el área de adhesión, estableciéndose una relación lineal entre los pseudodeslizamientos y las fuerzas de tangenciales o de *creep*. Esta formulación además, permite dividir el problema del contacto en dos partes independientes: una relacionada con las fuerzas normales, el problema normal, y otra relacionada con las fuerzas tangenciales, el problema tangencial.

La mayor parte de los desarrollos posteriores han tomado como punto de partida o como referencia para su validación los resultados de la teoría propuesta por Kalker.

2.6.1. Fuerza normal de contacto.

Teoría de Hertz

Se denomina contacto no-conforme aquel en el que la forma de los cuerpos en contacto es tal que, ante una carga nula, ambos se tocan en único punto o a lo largo de una línea. Por contacto conforme se entiende aquel en el que dos cuerpos se tocan en múltiples puntos ante una carga nula. Bajo la acción de una carga ambos cuerpos se deforman en alrededor del punto de contacto, generándose un superficie de contacto pequeña comparada con el tamaño de los cuerpos.

La teoría presentada por Hertz predice la forma del área de contacto, su tamaño en función de la carga normal aplicada N , y la magnitud y la distribución de las fuerzas que aparecen en el contacto. Las hipótesis sobre las que se asienta la teoría de Hertz son las siguientes [242]:

1. Las superficies son continuas y no conformes.
2. Las deformaciones son pequeñas.
3. Cada sólido puede considerarse como un semi-espacio elástico.
4. No existe fricción entre las superficies.

Hertz demostró que la superficie de contacto es plana y elíptica, con semieje mayor a y semieje menor b . Los resultados más destacables de la teoría de Hertz son los siguientes:

1. La relación a/b sólo depende de las curvaturas de ambos cuerpos.
2. Los dos semiejes a y b son proporcionales a $N^{1/3}$ y su producto es proporcional a $N^{2/3}$, independientemente de la distribución de tensiones tangenciales.
3. La penetración δ es proporcional a $N^{2/3}$.

Aplicando la teoría de Hertz al caso del contacto rueda-carril, como se ilustra en la Figura 2.17, obtendríamos las dimensiones de los dos semiejes de la elipse de contacto (ver Figura 2.18), tal y como describen las ecuaciones (2.13), (2.14) y siguientes.

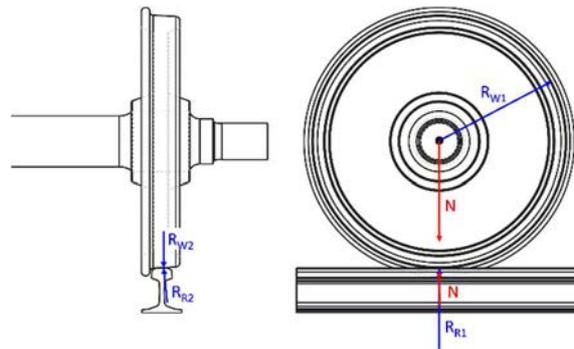


Figura 2.17. Modelo simplificado del contacto rueda-carril que muestra la carga aplicada y los radios de curvatura.

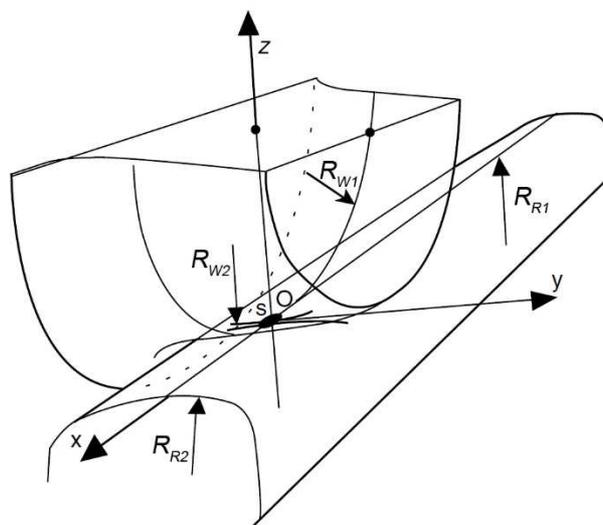


Figura 2.18. Contacto hertziano en el ferrocarril. Adaptado de [243].

$$a = m \left[\frac{3\pi N}{4} \frac{k_1 + k_2}{k_3} \right]^{1/3} \quad (2.13)$$

$$b = n \left[\frac{3\pi N}{2} \frac{k_1 + k_2}{k_3} \right]^{1/3} \quad (2.14)$$

$$k_1 = \frac{1 - \nu_w^2}{\pi E_w} \quad (2.15)$$

$$k_2 = \frac{1 - \nu_R^2}{\pi E_R} \quad (2.16)$$

$$k_3 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_{W1}} + \frac{1}{R_{W2}} + \frac{1}{R_{R1}} + \frac{1}{R_{R2}} \right) \quad (2.17)$$

Donde:

- N es la fuerza normal en la zona de contacto.
- ν_w y ν_R son los coeficientes de Poisson de la rueda y el carril, respectivamente.
- E_w y E_R son los módulos de elasticidad de la rueda y el carril, respectivamente.
- R_{W1} es el radio de curvatura principal de la rueda en el punto de contacto.
- R_{W2} es el radio de curvatura tangencial de la rueda en el punto de contacto.
- R_{R1} es el radio de curvatura principal del carril en el punto de contacto.
- R_{R2} es el radio de curvatura tangencial del carril en el punto de contacto.

Los parámetros m y n dependen del ángulo φ según la ecuación (2.18) y sus valores se obtienen de la Tabla 2.4.

$$\varphi = \cos^{-1} \left(\frac{k_4}{k_3} \right) \quad (2.18)$$

$$k_4 = \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{1}{R_{W1}} - \frac{1}{R_{W2}} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_{R1}} - \frac{1}{R_{R2}} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_{W1}} - \frac{1}{R_{W2}} \right) \left(\frac{1}{R_{R1}} - \frac{1}{R_{R2}} \right) \cos(2\theta)} \quad (2.19)$$

El ángulo θ es el ángulo que forman los planos normales al plano tangente que contiene las curvaturas principales o tangenciales de los cuerpos y se denomina ángulo de guiñada.

Tabla 2.4. Parámetros m y n en función del ángulo φ

φ (°)	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
m	∞	6,6120	3,7779	2,7307	2,1357	1,7542	1,4858	1,2835	1,1278	1,0000
n	0,0000	0,3186	0,4079	0,4930	0,5673	0,6407	0,7171	0,8017	0,8927	1,0000

La distribución de presiones en la superficie de contacto $P(x,y)$ viene dada por las expresiones (2.20) y (2.21).

$$P(x, y) = P_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (2.20)$$

$$P_0 = \frac{3N}{2\pi ab} \quad (2.21)$$

Contacto no hertziano

Las hipótesis de la teoría de Hertz dan lugar, en muchos casos, una inadecuada representación de la huella de contacto, alejada de la forma real [244]. Por ello se han propuesto varios modelos para solventar este inconveniente.

El modelo de contacto no hertziano más utilizado en el ámbito del ferrocarril es la teoría exacta tridimensional del contacto de rodadura de Kalker, implementada en el software CONTACT. Esta teoría, que se detallará más adelante, es capaz de calcular con gran precisión contactos múltiples y no elípticos. Este modelo ha sido ampliado posteriormente por otros investigadores para incluir contactos no conformes [245,246].

Existen modelos que estudian el contacto como un grupo de contactos hertzianos que, a menudo, calculan una elipse equivalente en lugar de múltiples elipses. Estos modelos se denominan multi-hertzianos. Sauvage [247] se basa en la teoría de Hertz para calcular la interpenetración de las superficies de contacto de los dos cuerpos. Piotrowski y Chollet [248] utilizan un método basado en la deformación de Boussinesq en lugar de la hertziana; el objetivo es evitar falsos contactos contiguos al contacto principal.

Además de los modelos anteriores, varios autores [249–251] han desarrollado otro método conocido como penetración virtual. Éste método se basa en despreciar la deformación elástica y asumir que los dos cuerpos en contacto pueden penetrar rígidamente uno en otro. En general, este método es exacto para los contactos hertzianos y fiable y rápido para los contactos no hertzianos. Además, tiene en cuenta la influencia de la curvatura del área de contacto en el pivotamiento local.

2.6.2. Fuerzas tangenciales en el contacto

Concepto de pseudodeslizamiento

El movimiento relativo entre dos sólidos rígidos, cuando se utiliza la mecánica clásica, se clasifica en dos tipos:

- Rodadura pura sin deslizamiento.
- Deslizamiento puro. Para que se produzca este tipo de movimiento la fuerza tangencial entre los dos sólidos debe alcanzar el límite de fricción. Por debajo de este límite no se produce deslizamiento.

Sin embargo, diferentes estudios han constatado la existencia de un estado intermedio donde la elasticidad de los cuerpos en contacto permite dividir la zona de contacto en una zona de adhesión y una zona de deslizamiento, tal y como se muestra en la Figura 2.19. En la zona de adhesión los cuerpos se encuentran adheridos entre sí y se producen deformaciones

tangenciales elásticas. En la zona de deslizamiento se aplica la ley de la fricción de Coulomb para las tensiones tangenciales.

Debido a la presencia de estas dos zonas, por debajo del valor del límite de fricción existe una cantidad finita de deslizamiento entre ambos cuerpos. La normalización de este deslizamiento con la velocidad de avance del vehículo se denomina pseudodeslizamiento o *creepage*, el cual tiene componentes en las direcciones longitudinal y lateral, además de una componente de pivotamiento. Los valores de los pseudodeslizamientos longitudinal, lateral y de pivotamiento se calculan según las siguientes expresiones [243] dadas por las ecuaciones (2.22), (2.23) y (2.24).

$$\xi_x = \frac{\text{proj}(x)(\vec{V}_W - \vec{V}_R)}{\frac{1}{2}(\vec{V}_W + \vec{V}_R)} \quad (2.22)$$

$$\xi_y = \frac{\text{proj}(y)(\vec{V}_W - \vec{V}_R)}{\frac{1}{2}(\vec{V}_W + \vec{V}_R)} \quad (2.23)$$

$$\psi = \frac{\text{proj}(z)(\vec{\Omega}_W - \vec{\Omega}_R)}{\frac{1}{2}(\vec{\Omega}_W + \vec{\Omega}_R)} \quad (2.24)$$

Donde:

- V_W y V_R son las velocidades absolutas en el contacto de la rueda (V_W) y del carril o rodillo (V_R),
- $\frac{1}{2}(\vec{V}_W + \vec{V}_R)$ es la velocidad media,
- Ω_W y Ω_R son las velocidades angulares de los dos sólidos.

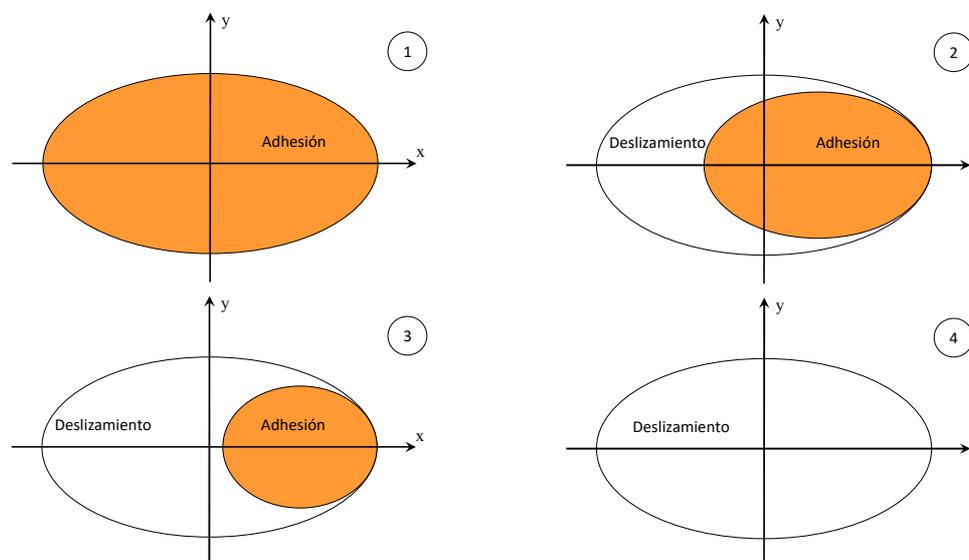


Figura 2.19. Zonas de adhesión y deslizamiento en el área de contacto

Teoría de Johnson y Vermeulen

La teoría de contacto rodante propuesta por Vermeulen y Johnson en 1964 [240] considera un deslizamiento finito y desprecia el pseudodeslizamiento de pivotamiento. El área de contacto se divide en dos zonas, una de adhesión y otra de deslizamiento. Ambas son elípticas y sus ejes principales tienen la misma orientación.

La aplicación de la teoría de Vermeulen y Johnson permite obtener las fuerzas transmitidas en el contacto según las ecuaciones (2.25) y (2.26).

$$F(F_x, F_y) = \begin{cases} \frac{\mu N}{\tau} \left[\left(1 - \frac{1}{3}\tau\right)^3 - 1 \right] (\xi \vec{i} + \eta \vec{j}) & \text{si } |\tau| < 3 \\ -\frac{\mu N}{\tau} (\xi \vec{i} + \eta \vec{j}) & \text{si } |\tau| \geq 3 \end{cases} \quad (2.25)$$

$$\xi = \frac{\pi ab G v_x}{\mu N \varphi}, \quad \eta = \frac{\pi ab G v_y}{\mu N \psi}, \quad \tau = \sqrt{\xi^2 + \eta^2} \quad (2.26)$$

Modelos de Kalker

La teoría lineal de Kalker propone una relación lineal entre los pseudodeslizamientos y las fuerzas tangenciales [252]. Esta teoría considera un caso especial del contacto hertziano en el que el coeficiente de fricción es muy elevado. En estas condiciones, se puede suponer que la zona de deslizamiento es muy pequeña, y que la distribución de fuerzas tangenciales sigue una distribución lineal a lo largo de los ejes de la elipse de contacto. Las hipótesis asumidas en esta teoría producen una discontinuidad de la distribución de fuerzas en el frente de la elipse de contacto, tal y como se observa en la Figura 2.20.

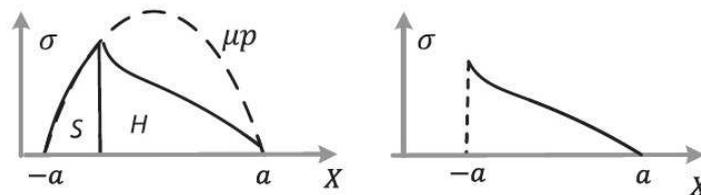


Figura 2.20. Distribución de fuerzas tangenciales en el contacto. Izquierda: caso general. Derecha: caso especial con coeficiente de fricción elevado, donde aplica la teoría lineal de Kalker [244]

Kalker [253] también calculó los coeficientes de pseudodeslizamiento, o de Kalker, (c_{ij}) para varios valores del coeficiente de Poisson y geometrías de contacto. Las tablas publicadas en la bibliografía [243] normalmente presentan valores de los coeficientes de Kalker para coeficientes de Poisson de 0,25 y 0,5. Dado que el valor típico del acero es de 0,27, es necesario interpolar las tablas para obtener los datos relativos al acero. Debido a esto, varios investigadores han propuesto expresiones matemáticas que eviten el proceso de interpolación. Meymand et al. [244] proponen las siguientes expresiones (2.27) a (2.30) en función de la geometría y del coeficiente de Poisson para calcular los coeficientes de Kalker.

$$c_{11}(v, g) = 2,39 + 2,338v + 1,014g + 2,736v^2 - 0,0728vg - 0,0139g^2 \quad (2.27)$$

$$c_{22}(v, g) = 2,353 - 0,0212v + 1,074g + 1,163vg - 0,0319g^2 \quad (2.28)$$

$$c_{23}(v, g) = 0,2866 + 0,4467v + 1,049g + 0,038vg - 0,0177g^2 + 0,005g^3 + 0,1479g^2v \quad (2.29)$$

$$c_{33}(v, g) = 0,7375 - 1,177v + 0,4506g + 1,076vg - 0,023g^2 \quad (2.30)$$

En 1982, Kalker presenta una teoría simplificada [254] para calcular las fuerzas tangenciales a partir de unos pseudodeslizamientos dados. Esta teoría es una generalización de la teoría desarrollada por Haines y Ollerton [239] y, además, emplea la teoría lineal de Kalker para el cálculo de los parámetros de compatibilidad L_1 , L_2 y L_3 .

La distribución de las tensiones de tracción se determina con las expresiones de la ecuación (2.31).

$$\sigma_{ix} = \left(\frac{v_x}{L_1} - \frac{\phi y}{L_3} \right) (x - \bar{x}) \quad (2.31)$$

$$\sigma_{iy} = \left(\frac{v_y}{L_2} \right) (x - \bar{x}) + \frac{\phi y}{2L_3} (x^2 - \bar{x}^2)$$

$$\bar{x} = a\sqrt{1 - (y/b)^2} \quad (2.32)$$

$$L_1 = \frac{8a}{3Gc_{11}}, \quad L_2 = \frac{8a}{3Gc_{22}}, \quad L_3 = \frac{\pi a\sqrt{ab}}{4Gc_{23}} \quad (2.33)$$

Además, Kalker desarrolló un programa informático que implementaba la teoría simplificada denominado FASTSIM. El algoritmo de este programa informático divide el área de contacto en rebanadas o elementos en las direcciones longitudinal y lateral, tal y como se muestra en la Figura 2.21. La rutina calcula las tensiones tangenciales en las dos direcciones dentro de cada rebanada utilizando métodos numéricos y las multiplica por el área de cada rebanada, obteniendo las fuerzas tangenciales en cada elemento. Por último, suma los resultados de todas las rebanadas para obtener las fuerzas tangenciales totales. Para los casos de áreas de contacto elípticas, Kalker estimó que el error del programa es inferior al 15% [255].

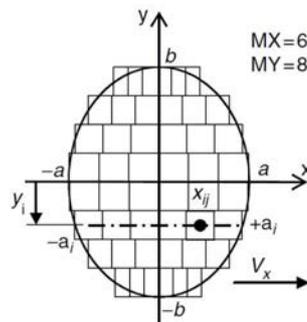


Figura 2.21. Área de contacto discretizada con FASTSIM [243]

El último modelo desarrollado por Kalker es el conocido como teoría tridimensional exacta [255]. Ésta parte de la generalización del principio de los trabajos virtuales al problema del contacto, y se basa en la teoría de la elasticidad de materiales y en la aproximación de los sub-espacios. La teoría desprecia los efectos inerciales de las partículas con respecto a las tensiones de contacto.

Kalker también implementó la teoría exacta en un paquete de software llamado CONTACT. El código está formado por dos subrutinas que resuelven las partes normal y tangencial del problema. En el caso de que los dos cuerpos en contacto tengan las mismas propiedades elásticas, el problema se desacopla. Una rutina calcula el problema normal y, después, la otra resuelve el problema tangencial. En el caso de que los dos cuerpos tengan propiedades elásticas diferentes, los problemas normal y tangencial se resuelven iterativamente hasta que los resultados de dos iteraciones consecutivas se encuentran por debajo de la tolerancia especificada.

Otras teorías (Modelos posteriores a Kalker)

Las teorías desarrolladas por Kalker son las más reconocidas y utilizadas para el cálculo del contacto rueda-carril en vehículos ferroviarios. No obstante, numerosos investigadores han desarrollado teorías alternativas o evolucionado los modelos de Kalker para tener en cuenta nuevas condiciones de contacto. De cualquier modo, la validación de las nuevas teorías se realiza normalmente comparándolas contra la teoría tridimensional exacta de Kalker.

Polach [256] propone un algoritmo aún más rápido que el código FASTSIM de Kalker para predecir las fuerzas tangenciales a partir de la geometría de contacto, los pseudodeslizamientos y el pivotamiento. El método propuesto asume que la elipse de contacto se divide en una zona de adhesión y otra de deslizamientos y un crecimiento lineal de las tensiones tangenciales. Sin embargo, la precisión del método propuesto se ve comprometida cuando se dan condiciones de elevado pivotamiento.

Shen et al. [257] propusieron en 1983 una ley de saturación de las fuerzas tangenciales para la teoría lineal de Kalker. El modelo se basa en la teoría no lineal de Johnson [238] para saturar las fuerzas tangenciales cuando es necesario. La ventaja respecto a la teoría de Vermeulen y Johnson es que incluye el efecto del pivotamiento.

Li [245], primero, y Vollebregt [246,258] después, han desarrollado las teorías de Kalker para incluir los casos de contacto no conforme. En el ferrocarril, este tipo de contacto se produce normalmente cuando los perfiles de la rueda o el carril están muy desgastados, cuando el tren circula en curva o cuando la pestaña roza en el carril. En estas condiciones, el contacto puede llegar a producirse en dos zonas distintas.

Actualmente, Vollebregt es el máximo responsable de la explotación comercial del software CONTACT y continúa desarrollando y ampliando las teorías en las que se basa el software. Vollebregt propone en [259] una nueva versión del algoritmo FASTSIM, denominada FASTSIM2, de segundo orden y que reduce el número de puntos de la malla. Los trabajos más recientes publicados por Vollebregt abordan fenómenos como la fatiga por contacto, el efecto del ángulo de guiñada o las oscilaciones [260–262].

Piotrowski et al. [249] han avanzado en el desarrollo de teorías que expliquen el fenómeno del contacto no hertziano. Incluso, en los últimos años han trabajado sobre el contacto entre la rueda y el rodillo que se da en los bancos de ensayos ferroviarios [263].

Baeza et al., por un lado, y Alonso et al., por otro, estudian el contacto rueda carril en situaciones muy particulares como son el contacto con defectos en ruedas [88], la circulación en

curva [67], la interacción entre rueda y carril a alta frecuencia [68,264] o en condiciones no estacionarias [265]. También abordan el estudio de los coeficientes de rozamiento tanto de manera experimental [266,267] como teórica [268].

2.7 Software de simulación ferroviaria

Una forma sencilla de acercarse al estudio de la dinámica ferroviaria es mediante un programa específico para ello, puesto que, de cara al usuario, simplifica considerablemente el proceso de desarrollo del modelo.

Es de destacar que la simulación de la dinámica multicuerpo, junto con los elementos finitos, es uno de los métodos clave para el diseño, la homologación y la investigación en el campo del ferrocarril y vehículos similares [269]. Por ello, existen multitud de programas, tanto comerciales como de investigación, que generan automáticamente las relaciones entre los sistemas multicuerpo creados interactivamente en ellos. Una vez establecidas, resuelven el problema en el dominio del tiempo para simular el comportamiento dinámico del sistema. Otro enfoque común es linealizar las ecuaciones para generar matrices de espacio de estados a las que aplicar métodos de análisis en el dominio de la frecuencia. Una lista de los programas de sistemas multicuerpo más utilizados se puede ver en la Tabla 2.5

Tabla 2.5. Programas de simulación multibody con aplicación ferroviaria (“c”=comercial, “i”=investigación, “d”=desarrollo interno). Modificada de [269]

Nombre	Origen	Propósito	Cinemática	Tipo
A’GEM	Canadá	general	lineal	i/c
ADAMS/VI-Rail	EE.UU./Europa	general	no lineal	c
GENSYS	Suecia	general	no lineal	c
IFSIM	Alemania	ferrocarril	lineal	i/d
MEDYNA	Alemania	ferrocarril	lineal/no lineal	c
MODKAT	Suiza	ferrocarril	lineal/no lineal	d
NUCARS	EE.UU.	ferrocarril	lineal/no lineal	i/c
ROBOTRAN	Bélgica	general	no lineal	i
SAMS	EE.UU.	general	no lineal	i
SIDIVE	España	ferrocarril	no lineal	d
SIMPACK	Alemania	general	no lineal	c
Universal Mechanism	Rusia	general	no lineal	i/c
VAMPIRE	Reino Unido	ferrocarril	lineal/no lineal	c
VOCO	Francia	ferrocarril	no lineal	i
VOCODYM	Francia	ferrocarril	no lineal	i/d

Muchos de estos paquetes de software participaron en el *Benchmark* de Manchester [270], en el que se compararon los resultados que daba cada programa utilizando dos modelos de vehículo y cuatro modelos de vía. Se obtuvieron muy buenos acuerdos en general, aunque algunas variables presentaban una variación considerable de un programa a otro, como la fuerza tangencial que aparece en la pestaña cuando se negocia una curva. Esto indica que el comportamiento en curva de los vehículos ferroviarios es uno de los temas que debe seguir siendo investigado. Así mismo, también son temas objeto de un estudio más profundo el desgaste y la fatiga por contacto, la acústica, el comportamiento post-descarrilamiento, el análisis en vivo de la calidad de la vía y las simulaciones *hardware-in-the-loop (HIL)* y *software-in-the-loop (SIL)* [269].

Fabricantes ferroviarios como CAF han desarrollado su propio software de simulación multicuerpo, denominado SIDIVE [264]. Otros, como la francesa Alstom, han creado

herramientas integradas en programas comerciales para el estudio de fenómenos específicos. Es el caso de *AWARE tool*, herramienta diseñada para predecir el desgaste de la ruedas [271].

En las páginas siguientes se describen las características principales de los softwares de simulación multicuerpo comerciales más utilizados en la industria ferroviaria.

Adams/VI-Rail

Hasta la versión 2005, el programa Adams Rail era una parte de la suite de software de dinámica multicuerpo MSC Adams. Adams Rail era un entorno especializado para la creación, catalogación, simulación y análisis dinámico de vehículos ferroviarios.

En el año 2010, MSC Software se asoció con la empresa VI-Grade para ofrecer productos conjuntos. De este modo, Adams Rail comenzó a denominarse VI-Rail y se incorporó como un plugin de Adams.

VI-Rail [272] permite al usuario construir de manera fácil y rápida un modelo completo y parametrizado de un vehículo ferroviario, y definir sus principales características como son la suspensión, el sistema de rodaje o el contacto rueda-carril. La simulación dinámica del vehículo ferroviario permite determinar su estabilidad, las cargas en la vía, el confort de los pasajeros y otros aspectos relevantes en la fase de diseño de vehículos ferroviarios. La Figura 2.22 muestra la interfaz gráfica del programa.

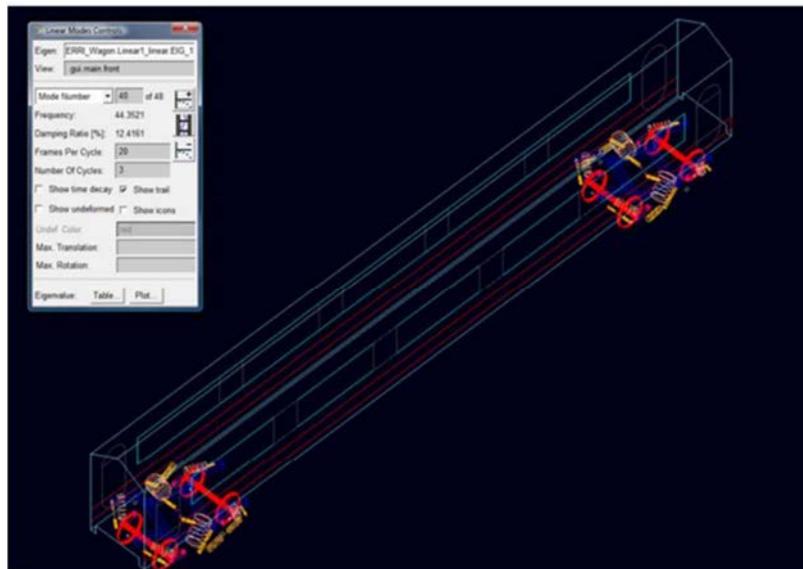


Figura 2.22. Entorno gráfico del software VI-Rail.

De acuerdo a la información publicada por VI-Grade [272], las aplicaciones de VI-Rail son:

- Simulación dinámica del contacto rueda-carril
- Diseño de suspensiones
- Predicción del desgaste
- Diseño de enganches
- Análisis de bogies
- Predicción de cargas en la vía
- Diseño y simulación de equipos auxiliares
- Reconstrucción de eventos
- Cruce de desvíos
- Análisis de estabilidad

- Predicción del confort
- Interacción vehículo-infraestructura.

Entre los usuarios de VI-Rail se encuentran fabricantes de material rodante como Bombardier, Talgo o Skoda, fabricantes de componentes como Haitai Brake Equipment u operadores como Transnet Freight Rail.

NUCARS

NUCARS [273] es un programa de dinámica multicuerpo desarrollado por TTCI, un centro de investigación gestionado por la *Federal Railroad Administration* (FRA) estadounidense. El programa dispone de una sencilla interfaz con la que realizar todas las tareas necesarias, tal y como se observa en la Figura 2.23.

NUCARS está diseñado para simular la interacción dinámica de cualquier tipo de vehículo ferroviario con cualquier tipo de vía. El programa incluye modelos no lineales para la respuesta de las suspensiones y el contacto rueda-carril (basado en las teorías de Kalker), y permite predecir la estabilidad, la calidad de marcha, la dinámica vertical y lateral, etc. Las principales áreas de aplicación del programa son el diseño de vehículo, la evaluación de la seguridad, la investigación de vehículos y vía, la investigación de descarrilamientos, y la simulación general de sistemas mecánicos.

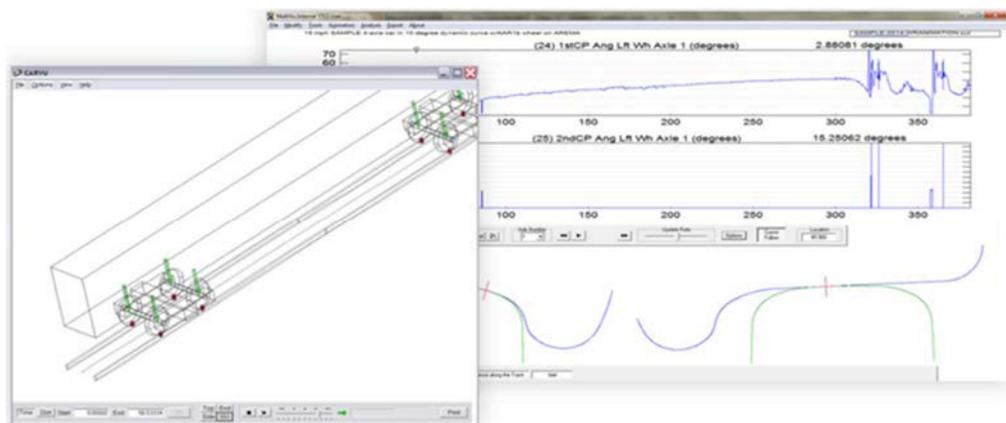


Figura 2.23. Entorno del software NUCARS.

Simpack

Simpack [274] es un programa de dinámica multicuerpo desarrollado originariamente por Simpack AG, empresa surgida del *Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt* (DLR, Centro Alemán para la aeronáutica y astronáutica) en 1993. Actualmente, el desarrollo del programa corresponde a la compañía francesa *Dassault Systèmes*.

Como prácticamente cualquier programa de dinámica multicuerpo, Simpack es una herramienta capaz de describir y predecir el movimiento, calcular fuerzas y analizar el comportamiento vibratorio de cualquier sistema mecánico. SIMPACK se utiliza principalmente en la industria automotriz, ferroviaria, eólica, aeroespacial, de transmisión de potencia y de motores térmicos.

Simpack Rail es el módulo dedicado a la simulación dinámica de vehículos ferroviarios. El programa dispone de modelos detallados del contacto rueda-carril y permite varias zonas de contacto por rueda, la realización de análisis no lineales, la importación de componentes flexibles realizados en elementos finitos, entre otros. De este modo, las principales aplicaciones

del software se centran en el estudio de descarrilamientos, velocidades críticas, confort de pasajeros, optimización de perfiles de rodadura, desgaste y fatiga, cadenas de tracción y freno, calibración y desvíos.

Es utilizado por universidades como la Universidad Técnica de Dresde y empresas como Siemens, Alstom y Voith.

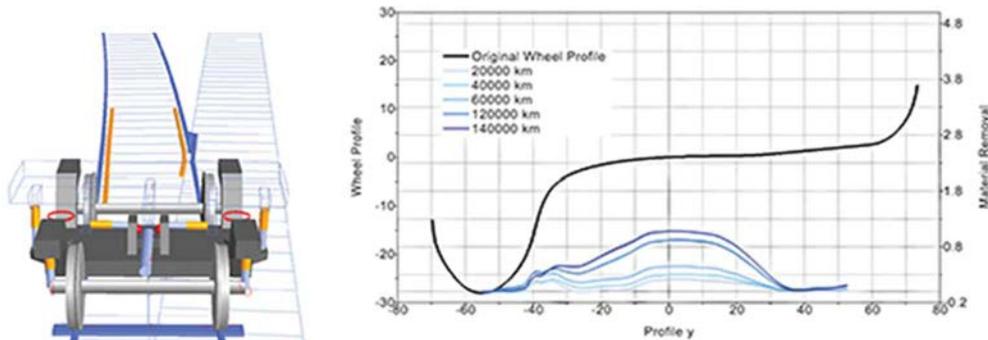


Figura 2.24. Entorno del software Simpack Rail.

Universal Mechanism

Universal Mechanism (UM) [275] es una suite informática desarrollada por el Laboratorio de Mecánica Computacional de la Universidad Técnica Estatal de Bryansk (Rusia) para automatizar el análisis de sistemas multicuerpo. La suite está formada por un módulo básico, denominado UM Base, y varios módulos específicos para la simulación dinámica de vehículos oruga, automóviles, ferroviarios, integración con softwares de CAD como PTC CREO o elementos finitos, entre otros.

UM Loco es el módulo básico para el análisis de vehículos ferroviarios. Permite la simulación dinámica de un vehículo ferroviario en recta o en curva, con y sin irregularidades en la vía, el análisis del contacto, la creación de modelos rígidos, elásticos o híbridos (a través del módulo UM FEM), además de calcular la velocidad crítica y los modos y frecuencias naturales de vibración. Entre las características del módulo, se encuentra la posibilidad de realizar simulaciones en bancos de pruebas de rodillos.

UM Train (mostrado en la Figura 2.25) es el modulo que permite simular la dinámica longitudinal de un tren completo en situaciones como frenadas, aceleraciones y velocidad constante en cualquier configuración de vía. Además de las variables típicas de los sistemas mecánicos, como aceleraciones, velocidades, reacciones, etc., el módulo ofrece parámetros específicos para el ferrocarril como son las fuerzas en los enganches entre vagones y las fuerzas de frenado.

Adicionalmente, existen módulos dedicados al estudio de la fatiga (UM Durability), del desgaste de la rueda y los carriles (UM Wheel/Rail Wear), de la fatiga en el contacto (UM RCF) e, incluso, un módulo dedicado a monorraíles (UM Monorail Train).

Los principales usuarios de este programa son universidades e institutos de investigación de todo el mundo (especialmente rusos, chinos y polacos) y fabricantes como Astra Rail o RailTransHolding.

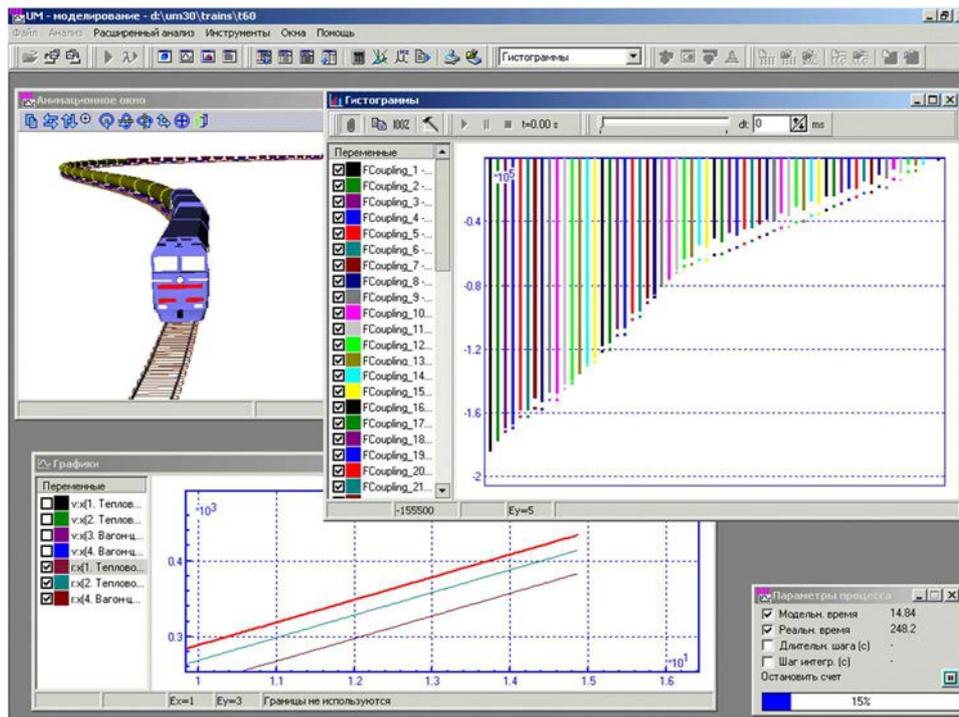


Figura 2.25. Entorno del módulo UM Train durante el proceso de simulación.

Vampire

El software de simulación Vampire fue un desarrollo original de British Rail Research, compañía vendida a AEA Technology plc en 1996. Diez años más tarde, en 2006, esta última empresa vendió el negocio de software de ferrocarril a una empresa de capital riesgo, que pasó a denominarse Delta Rail Group Ltd. Actualmente, la empresa propietaria del software se llama Resonate Group Limited.

El programa [276] permite al usuario construir un modelo dinámico de cualquier vehículo ferroviario y estudiar la respuesta de éste a medidas reales de la vía o a entradas específicas en forma de desplazamientos de la vía o fuerzas externas. Se puede incluir instrumentación en los modelos, de modo que se puede estudiar casi cualquier aspecto del comportamiento dinámico del vehículo.

La interfaz del programa es sencilla, ver Figura 2.26, aunque suficiente para obtener resultados satisfactorios. El programa puede trabajar con la herramienta AWARE tool desarrollada por Alstom [271].



Figura 2.26. Interfaz del software Vampire durante el proceso de simulación.

CAPÍTULO 3

SISTEMA EXPERIMENTAL

A lo largo de las páginas de este capítulo se detallan los aspectos fundamentales del sistema experimental. El capítulo se puede dividir en dos grandes partes. La primera de ellas aborda la descripción general del tren de Alta Velocidad sobre el que se toman medidas de vibración, así como del sistema de rodadura. La segunda parte se dedica a la descripción del sistema medida embarcado en el tren y el sistema de almacenamiento remoto.

3.1 Descripción del tren AVE serie 100

Las medidas experimentales utilizadas en esta Tesis Doctoral se han tomado en un tren de Alta Velocidad de la serie 100. Se trata de un tren que comenzó a prestar servicio comercial en España en el año 1.992 y capaz de alcanzar los 300 km/h.

3.1.1. Antecedentes: los TGV franceses

La serie 100 de Renfe está formada por 24 trenes de Alta Velocidad fabricados por Alstom (GEC-Alsthom, en aquel momento) derivados de los TGV *Atlantique* y adaptados a las condiciones particulares del clima de la península Ibérica.

Los orígenes de la familia de trenes TGV (*Train à Grande Vitesse*) se remontan al año 1966, momento en el que la Sociedad Nacional de los Ferrocarriles Franceses (SNCF por sus siglas en francés) comienza a investigar la aplicación de turbinas de gas a la tracción de trenes con el objetivo de aumentar la velocidad que entonces alcanzaban los vehículos diésel o eléctricos. El inicio formal de la familia TGV tiene lugar el 23 de marzo de 1.972, cuando se presenta a la prensa el prototipo de turbotren TGV 001. Este prototipo estaba formado por dos cabezas motrices fabricadas por Alsthom y tres remolques intermedios de Brissonneau & Lotz y en pruebas llegó a alcanzar velocidades de hasta 318 km/h. La Figura 3.1 muestra el prototipo TGV 001 realizando

pruebas por la región de Aquitania. Las dos cabezas motrices se encuentran preservadas en Belfort y en Bischheim.



Figura 3.1. TGV 001 realizando pruebas en Aquitania en 1973. Autor: Ian Blair [277].

Por la saturada línea convencional París-Lyon circulaban trenes expresos, mercantes, regionales y cercanías en los años 1.970. Ante la insostenibilidad de la situación, la SNCF decidió construir una línea enteramente nueva dedicada en exclusiva al tráfico de viajeros. Esta nueva línea uniría las afueras de París con Lyon y por ella circularían automotores basados en el TGV 001. Sin embargo, la crisis del petróleo del año 1.973 obligó a las autoridades francesas a sustituir la tracción de gas del TGV 001 por tracción eléctrica bajo catenarias de 25 kV ca.

El primer viaje de pruebas del primer TGV de serie tuvo lugar el 24 de julio de 1.978, entrando en servicio en 1981 al abrirse el primer tramo de la línea París-Lyon, finalizada definitivamente en 1.983. En el año 1990 entran en servicio los TGV *Atlantique* en la línea que une París con Le Mans y Tours (*LGV Atlantique*), de los cuales desciende la serie 100 de Renfe. El 18 de mayo de 1.990 la rama 325 del TGV *Atlantique*, convenientemente modificada, estableció el récord mundial de velocidad sobre raíles al alcanzar una velocidad máxima de 515,3 km/h durante unas pruebas en la *LGV Atlantique*.

La evolución de la familia TGV continuó con los TGV *Réseau*, *Duplex* y *POS* (*Paris-Ostfrankreich-Süddeutschland*) en Francia, los trenes *TMST* (*Trans Manche Super Train*) para cruzar el Canal de la Mancha y los *Thalys* que circulan entre Francia, Bélgica, Países Bajos y Alemania. Así mismo, hay trenes TGV circulando en Corea del Sur y, próximamente, en Marruecos. El último producto de la familia es el *AGV* (*Automotrice à Grande Vitesse*), que realiza servicios en Italia para la compañía NTV. El actual récord de velocidad sobre raíles lo ostenta una rama de TGV compuesta por dos motrices *POS* y tres coches *Duplex* modificados para incorporar tecnología del *AGV*. Este tren experimental alcanzó 574,8 km/h el 3 de abril de 2.007.

3.1.2. Descripción general

La compra de 24 trenes de Alta Velocidad se adjudicó a Gec-Alsthom en 1.988. Finalmente, tras varias negociaciones, se construyeron 18 trenes en ancho internacional, que constituyen la serie 100, y 6 en ancho ibérico, que formaron la serie 101 y realizaron servicios Euromed en el Corredor Mediterráneo entre Alicante y Barcelona.

Los trenes están compuestos por dos cabezas tractoras y ocho remolques con bogie compartido (un club, dos preferentes, una cafetería y cuatro turistas). Habitualmente, cada uno de los vehículos ferroviarios que componen la rama se denominan tal y como se muestra en la Figura 3.2. Cada una de las cabezas tractoras se designan M1 y M2 (Motriz 1 y Motriz 2), siendo el número 1 la que se sitúa junto al coche de clase club. Los coches remolque se numeran de R1 a R8. El coche R1 corresponde a la clase club, R2 y R3 son los dos coches de clase preferente, R4 es el coche cafetería y los remolques R5 a R8 son los coches de turista.

La serie 100 fue puesta en servicio el 20 de abril de 1.992, día del primer servicio comercial de la Línea de Alta Velocidad Madrid-Sevilla y coincidiendo con la inauguración de la Exposición Universal de Sevilla 1992 [278]. El 23 de abril de 1.993 la rama 15 estableció un nuevo récord de velocidad en España al alcanzar los 356,8 km/h en el punto kilométrico 106,2 de la Línea de Alta Velocidad (LAV) Madrid-Sevilla [279].

A pesar de que la serie 100 se basa en el TGV *Atlantique*, existen varias diferencias entre ellos:

- 8 coches remolques en la serie 100 por 10 del TGV *Atlantique*.
- Tensión de 25 kV ca/3 kV cc en lugar de los 25 kV ca/1,5 kV cc del tren francés.
- Modificaciones en el diseño exterior e interior.
- Refuerzo de la potencia de los equipos de climatización para adaptarlos al clima español.
- Mejor estanqueidad de las cajas por la existencia de túneles.
- Equipos de vídeo y radio para los pasajeros.
- Equipos de señalización LZB v90 y ASFA 200 en lugar de KVB y TVM (estos últimos se han instalado posteriormente en las ramas de la serie 100 que circulan por Francia).
- Freno de estacionamiento reforzado para pendientes de 30 milésimas.
- Diferentes pantógrafos.

Tras 15 años de servicio, Renfe decidió reformar las composiciones de la serie 100 entre finales de 2006 y principios de 2009. Esta remodelación afectó sobre todo a la modificación de los espacios y del interiorismo del tren. Técnicamente, se sustituyó el sistema Tren-Tierra por GSM-R y en nueve unidades se instaló el sistema de señalización ERTMS.

Entre los años 2.009 y 2.011 se reformaron las seis ramas de la serie 101 para integrarlas en la serie 100, lo que incluyó el cambio de bogies por los de ancho internacional. De esta forma se unificaron los 24 trenes del pedido original de Renfe en 1988.

Posteriormente, se instala el sistema ERTMS y se suprime la clase club en todos los trenes de la serie. Adicionalmente, las últimas 10 ramas (de la 15 a la 24) se modifican para poder circular por la red ferroviaria francesa. Para ello, entre otras modificaciones, se adaptan los equipos eléctricos de corriente continua para trabajar a 1,5 kV y se instalaron los sistemas de señalización KVB, TVM 300 y TVM 430. A estas 10 ramas se la conoce como serie 100F.

3.1.3. Circulaciones

Las ramas de la serie 100 han circulado, ya sea en pruebas o en servicio comercial, por casi todas las Líneas de Alta Velocidad construidas en España. La única excepción ha sido la LAV Madrid-Valladolid. Actualmente realizan los servicios Madrid-Sevilla, Madrid-Alicante y las conexiones con Francia.

En las relaciones Madrid-Sevilla y Madrid-Alicante, la orientación típica del tren es la que se muestra en la Figura 3.2, con la motriz 1 apuntando hacia Madrid y la 2, hacia Sevilla o Alicante. Sin embargo, esta disposición con la M1 apuntando hacia Madrid no tiene por qué cumplirse en las ramas que efectúan los servicios a Francia.

Renfe anunció en abril de 2.007, con motivo del 15º aniversario de la apertura de la LAV Madrid-Sevilla, que los 18 trenes originales de la serie 100 habían realizado un total de 161.652 circulaciones en las que han recorrido más de 90.000.000 de kilómetros, lo que significa más de 5.000.000 de kilómetros de media por cada tren. La fiabilidad se situaba en 1.100.000 kilómetros recorridos entre incidencias [280].

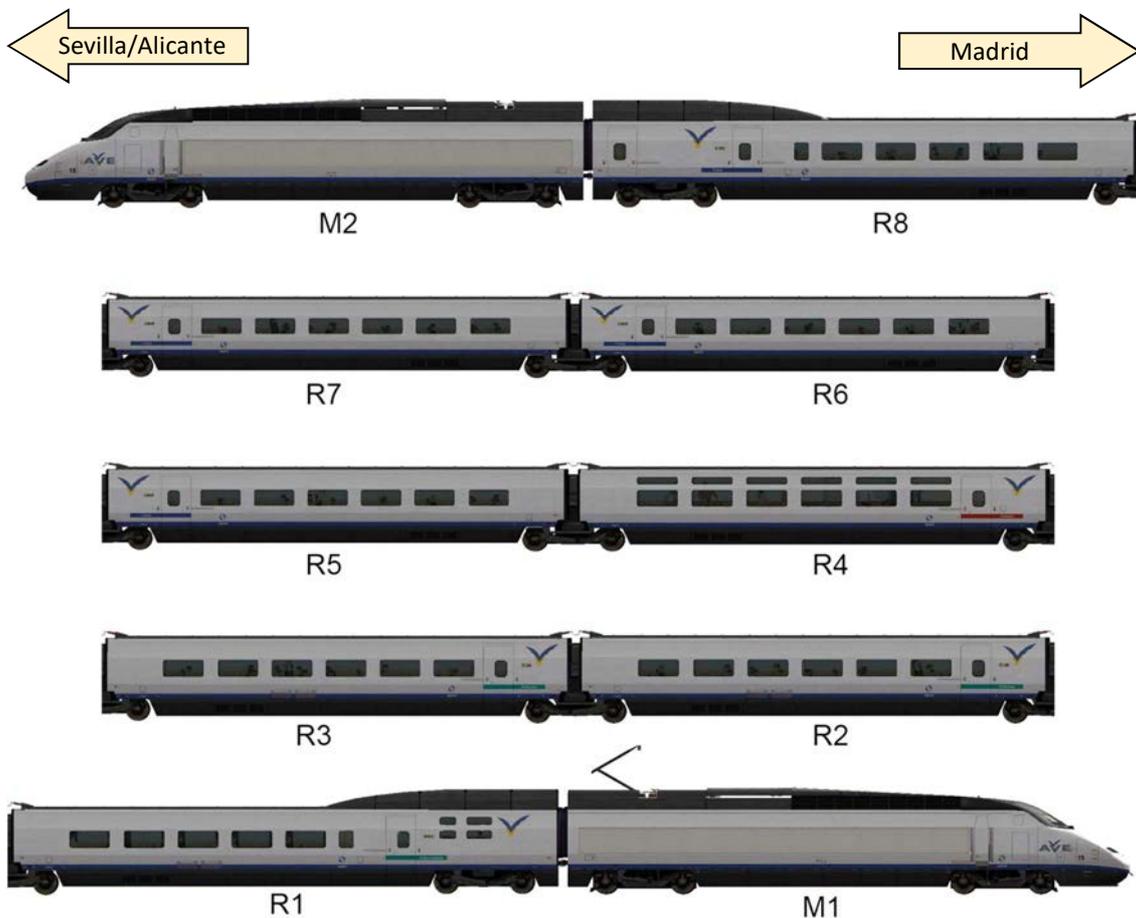


Figura 3.2. Nomenclatura de los vehículos de una rama de la serie 100 y sentido típico de viaje.

3.1.4. Mantenimiento

El mantenimiento de las ramas de la serie 100 se realiza en los talleres de Cerro Negro y La Sagra, situados en las provincias de Madrid y de Toledo, respectivamente. Las operaciones de mantenimiento se efectúan siguiendo el plan de mantenimiento aprobado por Renfe, el cual

incluye varios niveles de inspección y revisión en función del kilometraje recorrido y/o el tiempo transcurridos desde la última intervención.

En el taller de Cerro Negro se llevan a cabo las inspecciones diarias y las operaciones de mantenimiento que implican la inmovilización de la rama por un tiempo no superior a una hora. Las tareas de mantenimiento preventivo y correctivo de mayor nivel se realizan en el taller de La Sagra. En principio, cada rama debe pasar por este taller para un mantenimiento preventivo en profundidad una vez cada 36 días.

En una nave aneja a la nave principal de La Sagra se encuentra un torno de foso de doble cabezal, capaz de torneear simultáneamente los dos ejes del bogie. La integridad estructural y redondez de las ruedas, así como el perfil de rodadura, se comprueban en cada inspección del tren, retorñeándose las ruedas si fuese necesario. Sin embargo, las ruedas se pueden retorñear antes si la instrumentación del tren detecta que el desgaste es excesivo.

3.1.5. Características técnicas

Los siguientes apartados recogen las características técnicas más relevantes de los trenes que conforman la serie 100 de Renfe [281].

Caja

La caja de la cabeza motriz es autoportante de acero construida mediante soldadura y cuyo bastidor se apoya en dos bogies motores. En el interior de la motriz se encuentra la sala de máquinas y la cabina de conducción. El testero delantero es aerodinámico y cuenta con un carenado retráctil de material sintético que esconde un enganche automático tipo Scharfenberg. Delante de la cabina existe un dispositivo antichoque capaz de absorber la energía de un choque a 180 km/h sin que se deforme la estructura de la cabeza tractora. El testero trasero cuenta con dos topes, un gancho de tracción convencional y una puerta para el acceso al resto de coches de la rama. La Figura 3.3 muestra la estructura desnuda de la cabeza motriz.



Figura 3.3. Estructura de una cabeza tractora de la serie 100 durante su construcción [282].

Las cajas de los coches remolque son autoportantes de acero en chapa plegada o embutida y soldada. El bastidor de los dos remolques extremos se apoya sobre un bogie portador en un extremo y, por medio de un anillo de intercircularción, sobre otro bogie portador que comparte con el siguiente remolque. Sobre cada uno de los bogies portadores próximos a las cabezas motrices existe una zona sobre-elevada, dedicada a sala de reuniones en el coche 1 y a furgón en el coche 8. Los remolques intermedios, de menor longitud que los extremos, se apoyan en ambos extremos en bogies portadores compartidos por medio de un anillo de intercircularción.

El enganche entre las cabezas tractoras y los remolques extremos se realiza mediante gancho de tracción y topes, mientras que entre los coches remolques se hace mediante el anillo de intercircularción.

Sistemas de tracción y auxiliar

Cada tren o composición cuenta con ocho motores de tracción (uno por eje tractor) síncronos y autopilotados cuyos equipos eléctricos de potencia se alojan en las motrices. Cada cabeza tractora cuenta con un transformador, un bloque común, uno auxiliar y dos bloques motores idénticos, uno para cada bogie.

La regulación de los motores de tracción se efectúa de manera diferente dependiendo de si se circula a 25 kV ca o a 1,5/3 kV cc. Si se circula en alterna (por las líneas de Alta Velocidad), la regulación se hace mediante dos puentes rectificadores mixtos con tiristores y diodos. Bajo corriente continua, la regulación se hace mediante un sistema chopper con tiristores GTO.

En origen, cada motriz contaba con dos pantógrafos, uno de 25 kV ca y otro de 3 kV cc. Sin embargo, al electrificarse la totalidad de las líneas de Alta Velocidad a 25 kV ca, se suprimió el pantógrafo de corriente continua. Actualmente se han repuesto los pantógrafos de corriente continua a todas las ramas, bien porque están destinadas a los servicios internacionales con Francia, o bien porque se planea utilizarlas en enlaces bajo corriente continua en la red nacional.

La alimentación de los equipos auxiliares se realiza directamente de la catenaria cuando se circula bajo corriente continua o a partir de un arrollamiento auxiliar del transformador principal cuando la alimentación es a 25 kV ca. Posteriormente, la tensión se reduce hasta 500 voltios en corriente continua utilizando choppers auxiliares.

Bogies

Cada rama de la serie 100 dispone de cuatro bogies motores del tipo Y230A situados en las cabezas tractoras y de nueve bogies portadores repartidos entre los coches remolques. De éstos, los siete bogies compartidos son del tipo Y237A y los dos restantes, del tipo Y237B. La distancia entre ejes de todos los bogies es de 3000 mm, lo que proporciona una velocidad crítica muy alta y una gran estabilidad durante la marcha. Los motores de tracción y sus reductoras están fijados al bastidor de la cabeza motriz, realizándose la transmisión de potencia a través de una junta trípode, tal y como ilustra la Figura 3.4. Por tanto, todos los bogies tienen características similares en cuanto a masa y estabilidad.

La suspensión primaria de los bogies motores consta de resortes helicoidales concéntricos y amortiguadores. La suspensión secundaria cuenta con resortes helicoidales y amortiguadores hidráulicos verticales entre el bastidor del bogie y la caja.

La suspensión primaria de los bogies remolques está compuesta por resortes helicoidales concéntricos y un amortiguador vertical entre la caja de grasa y el bastidor del bogie. La

suspensión secundaria es neumática y dispone además de amortiguadores antilazo y transversales.

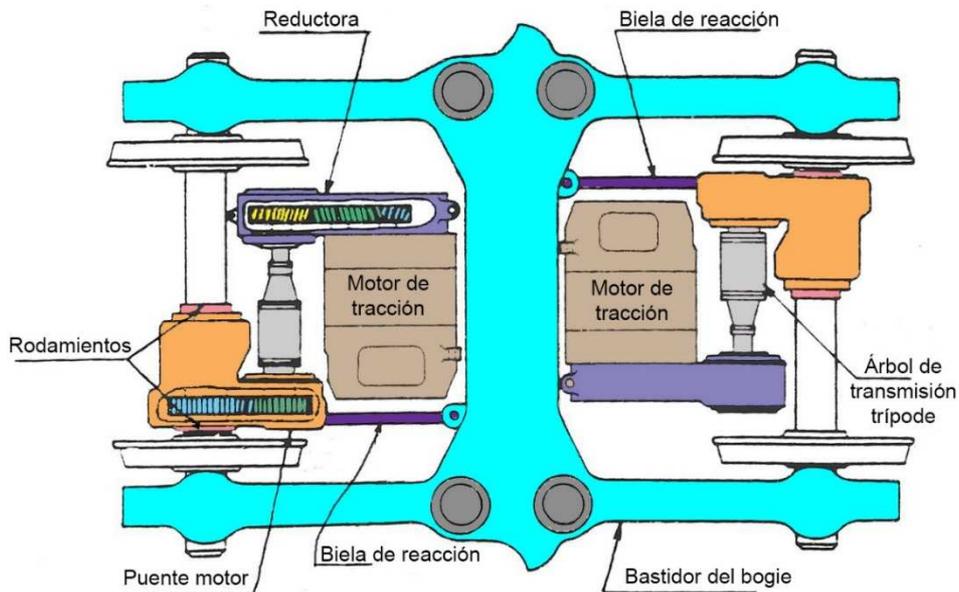


Figura 3.4. Esquema de la transmisión del bogie motor. Traducido de [283].

Equipamiento de freno

El sistema de frenado de los trenes de la serie 100 incluye los frenos eléctrico reostático, automático, de inmovilización y de estacionamiento. El freno eléctrico se opera mediante el aro de regulación tracción/freno y es de accionamiento prioritario del tren; puede ser utilizado individualmente o combinado con el neumático. El freno automático es neumático y se acciona desde un mando electroneumático independiente en la cabina. En ésta también existe un manipulador de freno de socorro (seta de emergencia) que vacía la tubería general de freno.

En cada bogie motor existen cuatro bloques de freno con freno de estacionamiento. Los bloques cuentan con zapatas sinterizadas que actúan directamente sobre las llantas de las ruedas. Los bogies remolques están dotados de cuatro cilindros de freno por eje que actúan sobre otros tantos discos de freno. El freno de estacionamiento está diseñado para inmovilizar la rama en rampas de 30 mm/m y vientos de hasta 100 km/h.

Resumen

A modo de corolario, y completando la información anterior, se presenta la Tabla 3.1, en la cual se recogen las características técnicas de los trenes de la serie 100.

Tabla 3.1. Características de los trenes de la serie 100

Características generales	
Composición	M+8R+M
Unidades	18+6
Constructor principal	Alstom
Fecha contrato	1.989
Año de recepción	1.991-1.995
Ancho de vía	1.435 mm
Tensión de electrificación	25 kV 50 Hz / 3kV cc (1,5 kV las ramas francesas)
Velocidad máxima	300 km/h
Bogies	
Número de bogies	13
Empate bogies	3.000 mm
Disposición de ejes (UIC)	Bo'Bo'+2'2'2'2'2'2'2'+Bo'Bo'
Diámetro ruedas motrices nuevas	920 mm
Diámetro ruedas portantes nuevas	920 mm
Tracción	
Motores de tracción	8 motores trifásicos síncronos autopilotados
Potencia total a 25 kV 50Hz	8.800 kW
Potencia total a 3 kV cc	5.400 kW
Potencia por motor en régimen continuo	1.100 kW
Velocidad máxima del motor	4.000 rpm
Tensión eficaz entre fases	1.246 V
Esfuerzo en llanta máximo en el arranque	220 kN
Esfuerzo en llanta a máxima velocidad	105,6 kN
Aceleración	10 cm/s ²
Electrónica de potencia	GTO
Freno	
Freno eléctrico	Reostático
Freno neumático	Aire comprimido. Bloques de freno sobre las llantas en las motrices y 4 discos por eje en los remolques
Freno de estacionamiento	En las motrices
Acoplamiento	
Tipo de enganche	Scharfenberg
Mando múltiple	2 ramas
Comunicaciones	
Sistemas de señalización	ASFA, LZB y ERTMS (las ramas francesas además, KVB y TVM)
Comunicación tren-tierra	GSM-R
Dimensiones y pesos	
Longitud total	200,150 m
Longitud cabezas tractoras	22,130 m
Longitud remolques extremos	21,845 m
Longitud remolques intermedios	18,700 m
Ancho máximo cabeza tractora	2,814 m
Ancho máximo remolque	2,904 m
Altura máxima	4,280 m
Altura del piso sobre el carril	1,065 m
Tara	393 t (404 t las ramas francesas)
Masa con carga nominal	421,5 t
Masa por eje	17,2 t

3.2 Sistema de rodadura

3.2.1. Bogie remolque extremo

El extremo más cercano a la cabeza tractora del coche remolque extremo se apoya sobre un bogie del tipo Y237B. Este bogie de dos ejes tiene un empate de tres metros y está dotado de suspensión primaria, mediante resortes helicoidales y amortiguador vertical, y secundaria neumática. La unión caja-bogie se realiza mediante un pivote situado en la parte inferior de la caja. En el bastidor del bogie se ubica un mecanismo de cuadrilátero articulado que aloja el pivote de la caja. Adicionalmente, caja y bogie se unen por medio de amortiguadores verticales, transversales y laterales. La caja del remolque descansa, en el extremo más cercano a la motriz, sobre dos fuelles de suspensión neumática. Por último, existen dos topes transversales que limitan el movimiento de la caja. La Figura 3.5 muestra una vista en alzado de la unión caja-bogie, mientras que la Figura 3.6 ilustra la misma unión desde una vista en planta.

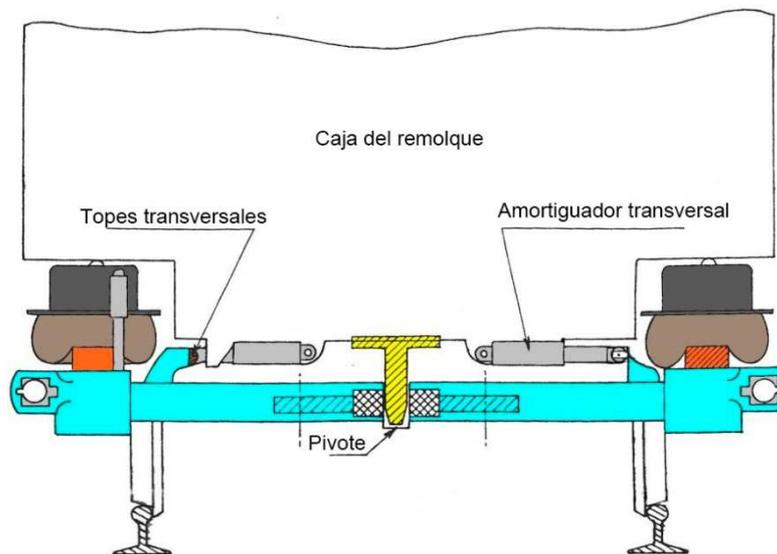


Figura 3.5. Unión caja-bogie Y237B. Vista en alzado. Traducido de [283].

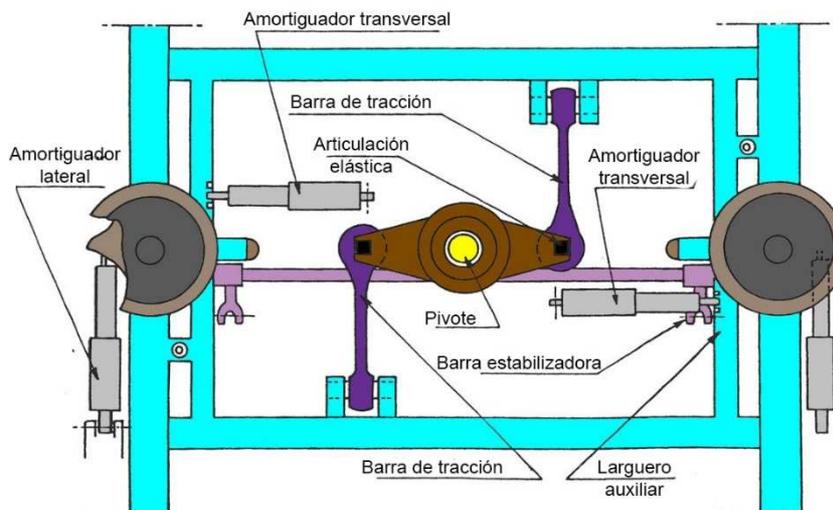


Figura 3.6. Unión caja-bogie Y237B. Vista en planta. Traducido de [283].

La Figura 3.7 muestra un bogie Y237B en los talleres de mantenimiento. En primer plano se aprecia el eje con los cuatro frenos de disco calados y la suspensión primaria de resorte y amortiguador. También se aprecian claramente los fuelles de la suspensión neumática secundaria.

En la Figura 3.8 se observa el mecanismo de unión entre la caja y el bogie y los soportes de la timonería de freno.



Figura 3.7. Bogie Y237B en mantenimiento

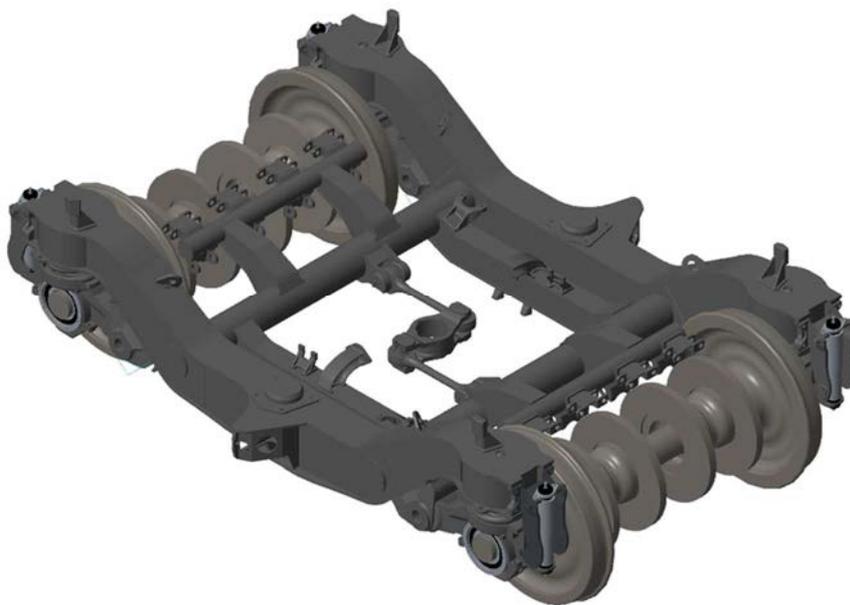


Figura 3.8. Bogie Y-237B modelado con PTC CREO.

El bastidor de este bogie es de acero soldado, fabricado mediante chapas de espesor comprendido entre 8 y 20 mm y tubos de 8 mm de espesor. La masa total del bastidor asciende a 1.625 kg. El bastidor está formado por dos largueros principales unidos transversalmente por dos tubos traviesa. Entre los dos tubos traviesa, y próximos a los largueros principales, existen dos largueros auxiliares, uno a cada lado. Sobre estos largueros auxiliares descansan los topes que limitan el movimiento lateral de la caja y los amortiguadores transversales y verticales, además de la barra estabilizadora.

Los dos tubos traviesa, además de dar rigidez al bastidor del bogie, sirven de soporte para el mecanismo de unión entre la caja y el bogie y para los cuatro apoyos del sistema de freno neumático (dos por tubo traviesa), los cuales sostienen otro tubo transversal del que cuelgan las timonerías de freno y los cilindros actuadores. En total, el bogie dispone de ocho cilindros actuadores de freno neumático de servicio, cuatro por eje, de 254 mm de diámetro.

La timonería de freno se fija a su soporte mediante un bulón en su parte central, de tal forma que su funcionamiento es el de una palanca. En uno de sus extremos se aloja el cilindro de freno, mientras que el otro dispone de los soportes necesarios para instalar las guarniciones de freno de 400 cm². En la Figura 3.9 se ilustra un sistema de freno típico aislado del resto del bogie. En este ejemplo, se dispone de dos discos ventilados calados en el eje. Cada uno de ellos es presionado por dos guarniciones de freno accionadas por los extremos de los brazos laterales de la timonería de freno. En el otro extremo de los brazos laterales se sitúan los cilindros de freno accionados neumáticamente. El sistema instalado en los ejes portantes de los trenes de la serie 100 es similar al mostrado, pero con cuatro conjuntos disco-timonería-cilindro de freno.

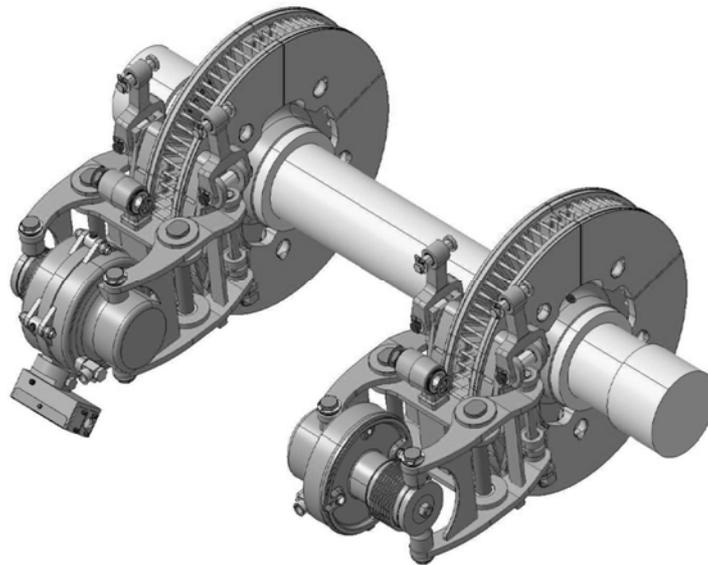


Figura 3.9. Sistema de freno con discos calados en el eje, timonería de freno y cilindros de freno.

Los tipos de cilindro de freno admitidos por el fabricante son Knorr-Bremse UP 10x9 RB, SAB PBDTIP 254/75 o Dehoussé D10-R70, todos ellos con ajuste mecánico automático que compensa el desgaste de las guarniciones de freno y presiones máximas de trabajo entre 5 y 6 bares. Estos tipos de cilindro de freno instalados en el bogie Y237B disponen únicamente de freno de servicio. En la referencia [284] puede encontrarse información detallada sobre el funcionamiento de estos dispositivos mecánicos.

En los dos largueros principales se sitúan dos estructuras a las que se fija uno de los extremos de cada uno de los amortiguadores laterales. El otro extremo de estos amortiguadores va fijado a la caja del coche remolque. Anclados a estos largueros también se sitúan los depósitos

del sistema de engrase de pestaña. Los conductos de aire comprimido para el accionamiento del sistema de freno, el cableado de los sensores de bloqueo de rueda y la fontanería del sistema de engrase de pestaña recorren la estructura principal del bogie.

Los dos ejes son macizos de acero EDR-ST13, de un diámetro de 165 mm en el fuste y 2.276 mm de longitud. La masa nominal de cada eje es de 425,5 kg. Sobre cada uno de los ejes se calan dos ruedas enterizas y cuatro discos de freno agrupados por parejas, para lo cual dispone de cuatro zonas de calaje. Para realizar el proceso de calado se requiere una fuerza de entre 0,69 y 1,04 MN. Por último, el conjunto montado se protege con una capa de verde primario ST13 y, a continuación, con una capa de pintura gris. El eje montado con las ruedas y los discos de freno se muestra en la Figura 3.10.

Las ruedas son monobloque de acero R7 ST301 o R8 ST301 con un diámetro nominal de 920 mm. El diámetro límite de desgaste es de 850 mm. La llanta tiene un perfil de rodadura de 1/40 según la norma francesa F01.112. El ancho total en la zona de la llanta es de 135 mm y la pestaña tiene una altura de 28 mm y un espesor de 32,5 mm. En las especificaciones se establece que la diferencia entre los diámetros de rodadura de las dos ruedas de un mismo eje será igual o menor a 0,3 mm.

Los cuatro discos de freno son macizos de acero, con un diámetro nominal de 640 mm y un espesor de 45 mm. Están montados por parejas sobre una pieza denominada cubo de disco a la que se fijan por medio de tornillos y separadores. La separación entre cada pareja de discos es de 330 mm entre los planos medios de las zonas de desgaste. La forma del cubo de disco y el número de tornillos de fijación varían en función del fabricante, manteniéndose fijas las dimensiones claves.



Figura 3.10. Eje montado del bogie tipo Y237B.

Debido a las altas velocidades que alcanza el tren en servicio, es indispensable realizar un correcto y minucioso equilibrado del conjunto de eje montado para lograr un buen comportamiento dinámico y garantizar la seguridad de los pasajeros. Para ello, el calado de las ruedas se debe hacer de tal forma que el centro de gravedad de cada una de ellas esté situado en un mismo plano diametral y a un mismo lado del eje. El calado de los discos se hará de la misma forma pero situándolos en la parte opuesta al de las ruedas. El desequilibrio estático debe ser igual o inferior a 50 Ncm. La localización de las posiciones de desequilibrio se detalla gráficamente en la Figura 3.11.

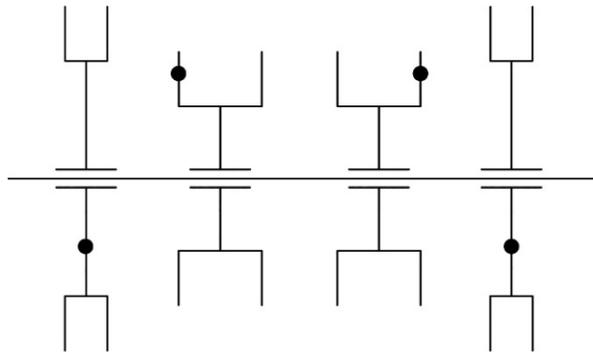


Figura 3.11. Posiciones de los desequilibrios en el eje montado marcadas con puntos.

La caja de grasa es el nexo de unión entre el bastidor del bogie y el eje. Al igual que el resto del bogie, está realizada en acero y consta de dos piezas separadas unidas mediante tornillos, tal y como muestra la Figura 3.12. Dada su disposición, la caja de grasa del bogie Y237B funciona como una manivela, permitiendo al eje oscilar respecto al punto de anclaje de la caja de grasa en el bogie.



Figura 3.12. Caja de grasa del bogie tipo Y237B.

Dentro de la caja de grasa se sitúa un rodamiento de rodillos cónicos de doble hilera de diámetro interior 150 mm, igual al de la mangueta del eje. En las especificaciones técnicas se admiten únicamente dos rodamientos: el modelo FC12790 de SNR (ver Figura 3.13) y el modelo E 36915 de TIMKEN. Ambos tipos de rodamiento se sellan mediante retenes y se apoyan en un anillo auxiliar a cada lado del rodamiento. En la Figura 3.13 se muestra el rodamiento SNR FC12790 seccionado, apreciándose los elementos rodantes y el sistema de cierre.

El rodamiento SNR FC12790, cuyas características generales se recogen en la Figura 3.14, cuenta con 23 elementos rodantes por hilera inclinados un ángulo α de, aproximadamente, 12° . Las frecuencias de fallo de los elementos rodantes son las siguientes:

- BPFO: 10,316
- BPFI: 12,684
- BSF: 4,734
- FTF: 0,449



Figura 3.13. Rodamiento SNR FC12790 seccionado.

Symbole	Dimensions			Capacité dynamique	Cage*	Fa/Fr > e	
Name	d	D	L	Dynamic load		e	y
ETC 23945 V2	130	220	140	815000	P	0,32	3,15
FC 41411	130	240	160	950000	P	0,30	3,29
FC 12891	150	250	160	960000	P	0,32	3,15
FC 12790 S02	150	250	185	1180000	A	0,32	3,15
FC 12790 S05	150	250	185	1180000	P	0,32	3,15

*A (acier / steel) M (massive en laiton / massive) P (polyamide chargé FV / reinforced polyamid)

Figura 3.14. Características del rodamiento SNR FC 12790 [285].

Las tapas de la caja de grasa son diferentes en cada lado del eje. Esta diferencia viene motivada por los equipos instalados a uno y otro lado: en uno de los extremos se encuentra la toma de tierra, mientras que el otro cuenta con un sensor de patinaje de las ruedas.

La unión de la caja de grasa con el bastidor del bogie se realiza por medio de un eje, un manguito cónico y un cono de apriete, todo ello amortiguado por un conjunto formado por dos articulaciones elásticas de tipo cónico.

La suspensión primaria de los bogies del tipo Y237B está compuesta por resortes helicoidales y amortiguadores verticales. En la parte superior de cada caja de grasa, justo encima del eje, se sitúa un par de resortes helicoidales concéntricos con sentidos de hélice opuestos. El resorte interior tiene una flexibilidad vertical de $65 \text{ mm}/10^3 \text{ daN}$, la longitud bajo carga normal es de 324 mm. Por su parte, el resorte exterior tiene una flexibilidad vertical de $26,2 \text{ mm}/10^3 \text{ daN}$, con idéntica longitud bajo carga normal que el resorte interior. El amortiguador vertical se sitúa en la parte exterior de la caja de grasa, siendo su longitud de montaje de 455 mm. Tanto en expansión como en compresión soporta un esfuerzo de 1.500 N para una velocidad de 0,3 m/s. La viscosidad dinámica es de 5 kNs/m.

La suspensión secundaria está constituida por dos fuelles neumáticos con depósito incorporado, dos amortiguadores verticales, dos amortiguadores laterales o anti-lazo, dos amortiguadores transversales y una barra estabilizadora.

En las especificaciones técnicas de los fuelles neumáticos se admiten dos modelos, cuyas características generales han de cumplir con los siguientes requisitos: superficie eficaz a 5 bares de 2.500 cm^2 , carga vertical máxima de 128 kN, deflexión vertical máxima de +95 mm / -70 mm, deflexión horizontal en cualquier dirección de 120 mm y una presión de estallido (en estado nuevo) superior a 16 bares. Sobre cada uno de los fuelles se sitúa un depósito de aire comprimido de 58 litros, alimentados por el conducto principal de aire del tren.

Los dos amortiguadores verticales se disponen simétricamente respecto a los ejes longitudinal y transversal del bogie sobre los largueros auxiliares. Cada amortiguador se monta con una longitud de 447 mm y asimila una fuerza de 3.000 N a una velocidad de 0,15 m/s, siendo su viscosidad dinámica de 20 kNs/m, tanto en compresión como en expansión.

Los amortiguadores laterales o anti-lazo se orientan hacia el lado de los coches remolques. Se montan con una cota de 720 mm y son capaces de absorber esfuerzos de 12 kN a 0,05 m/s. Por su parte, los amortiguadores transversales se instalan extendidos 530 mm. En las especificaciones técnicas se admiten dos amortiguadores distintos. El primero de ellos debe ser capaz de soportar un esfuerzo de 3.000 N a una velocidad de 0,1 m/s con una viscosidad dinámica de 30 kNs/m. El segundo debe tolerar un esfuerzo de 10.000 N a una velocidad de 0,1 m/s con una viscosidad dinámica de 100 kNs/m.

El último componente de la suspensión secundaria es la barra estabilizadora. Ésta se fija a los dos largueros auxiliares y, mediante dos bielas, a la caja del coche remolque. La misión de esta barra estabilizadora es atenuar las oscilaciones de la caja y limitar el movimiento de alabeo.

3.3 Sistema de medida embarcado

La adquisición de los datos de aceleración del tren se realiza mediante un sistema de adquisición de datos configurado a tal efecto y que permite la transmisión de los datos en directo a una base de datos localizada en la Universidad Carlos III de Madrid. Concretamente, el sistema de medida se encuentra en el furgón del coche remolque extremo de clase turista (ver Figura 3.15) y se compone de:

- Una fuente de alimentación.
- Un convertidor DC-DC.
- Dos unidades IMx-R.
- Un procesador Cypress Chameleon CTM-200.
- Un router UMTS (3G).
- 6 acelerómetros montados en las dos cajas de grasa de un eje remolque.
- 2 acelerómetros auxiliares instalados en las dos cajas de grasa del eje sensorizado.
- 1 sensor de velocidad montado en una de las cajas de grasa del eje estudiado.
- 1 sensor de temperatura instalado junto al sensor de velocidad.

La instalación incluye otros elementos como cajas de conexiones, soportes para sensores y elementos de la instalación eléctrica que permite la alimentación de los equipos.

La cadena de medida empleada es la que se muestra en la Figura 3.16. Como se puede observar, está formada por cuatro fases principales: captación, acondicionamiento, registro y análisis. La captación se realiza mediante los acelerómetros y sensores de velocidad o tacómetros instalados en las cajas de grasa del eje objeto de estudio. La adecuación de las señales de los sensores de medida se realiza en las dos unidades IMx-R. Posteriormente se procede al registro automático de las medidas en una base de datos gestionada por el paquete de software @ptitude Observer. La comunicación entre las unidades IMx-R y @ptitude Observer se lleva a cabo a través de Internet gracias al router UMTS (3G). La última fase de la cadena de

medida, el análisis de las medidas, se efectúa mediante el tratamiento y procesado de los datos en MATLAB®.

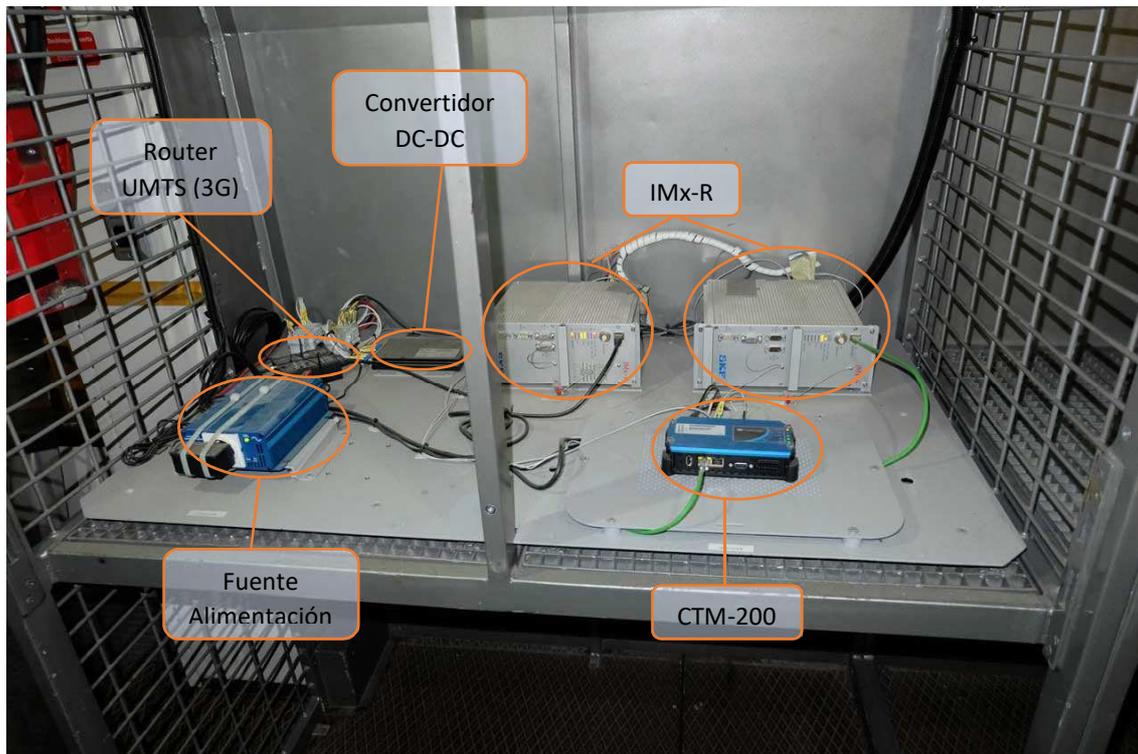


Figura 3.15. Sistema de adquisición de datos.

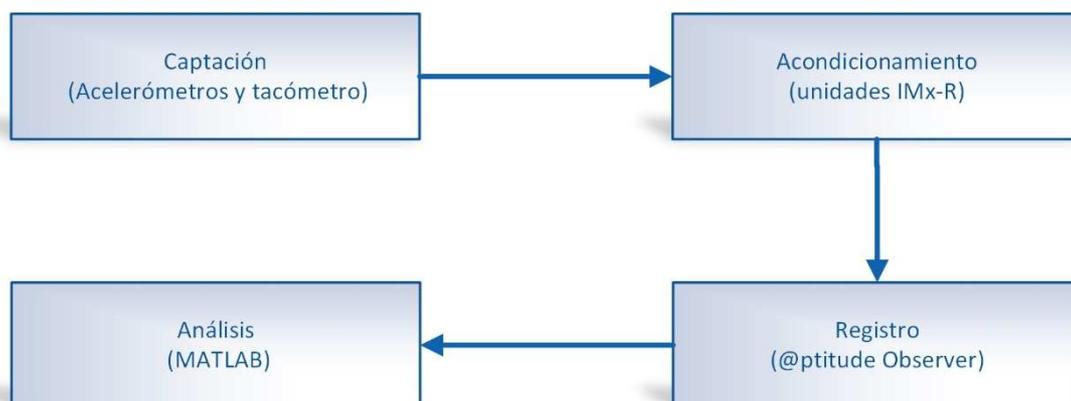


Figura 3.16. Cadena de medida.

3.3.1. IMx-R

El módulo IMx-R, cuyo aspecto es el de la Figura 3.17, es una unidad de medida robusta diseñada para entornos industriales exigentes [286]. Su principal función es realizar el acondicionamiento de las señales recogidas por los sensores conectados al módulo. Adicionalmente, IMx-R trabaja como un sistema de *condition monitoring* y protección de máquinas junto a otras unidades similares en una red con SKF @ptitude Observer Monitor. Combinado con el software SKF @ptitude Observer, el módulo IMx-R se convierte en un completo sistema para la prevención y detección temprana de fallos, muestra avisos

automáticos para corregir problemas incipientes o existentes y facilita el mantenimiento basado en la condición para mejorar la fiabilidad, la disponibilidad y el rendimiento de la máquina monitorizada.



Figura 3.17. Vistas fronto-lateral y trasera de la unidad IMx-R.

Los módulos IMx son un eslabón dentro de una red de monitorización del estado de máquinas compuesta por las propias unidades IMx (que realiza las medidas), por una base de datos (que almacena los datos de las medidas), y por los usuarios de @ptitude Observer (que visualizan los datos recogidos).

El esquema general de conexión entre el módulo IMx y el software @ptitude Observer es el que se muestra en la Figura 3.18. Las unidades IMx montadas en red se conectan al software @ptitude Observer Monitor por medio de un módem o de una red LAN. En el PC donde se instala @ptitude Observer Monitor debe configurarse una base de datos que almacene los datos medidos por el IMx. La visualización de los datos se realiza mediante clientes de @ptitude Observer conectados al software @ptitude Observer Monitor. Esto se puede realizar a través de una red o instalando el cliente en el mismo ordenador que @ptitude Observer Monitor.

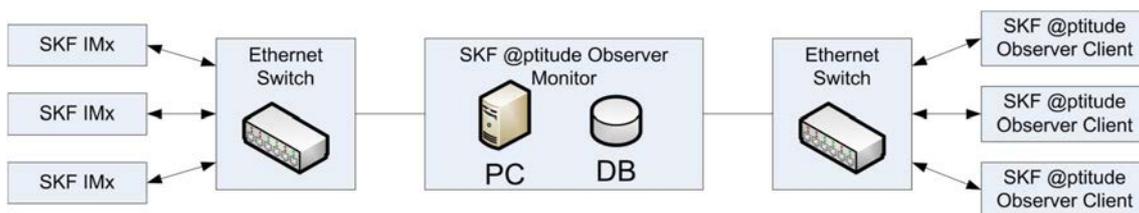


Figura 3.18. Esquema general del sistema IMx-R y @ptitude Observer [286].

Una unidad de medida IMx-R está equipada con 20 canales analógicos y cuatro canales digitales para la adquisición dinámica de señales, configurables para una amplia variedad de sensores. Cada unidad IMx-R tiene dos partes principales, una denominada TSI (*Technical Specifications for Interoperability*) encargada de las funciones de seguridad, y otra llamada CM (*Condition Monitoring*) para el análisis de las funciones no relacionadas con la seguridad.

Los canales de entrada están agrupados internamente según se muestra en la Figura 3.19:

- TSI TEMP 1-8: ocho entradas analógicas para sensores de temperatura configurables para la parte TSI. Los datos se pueden transferir a la parte CM mediante canales virtuales.
- TSI ACC 1-8: ocho entradas analógicas para sensores de vibración configurables para la parte TSI. Los datos son accesibles desde el CM a través de un buffer.
- TSI SPEED 1-4: cuatro entradas digitales para sensores de velocidad configurables para la parte TSI. Los datos transfieren al CM mediante un buffer.
- CM/ACC TEMP 9-12: cuatro entradas analógicas de sensores combinados (vibración, temperatura, etc.) configurables para la parte CM.

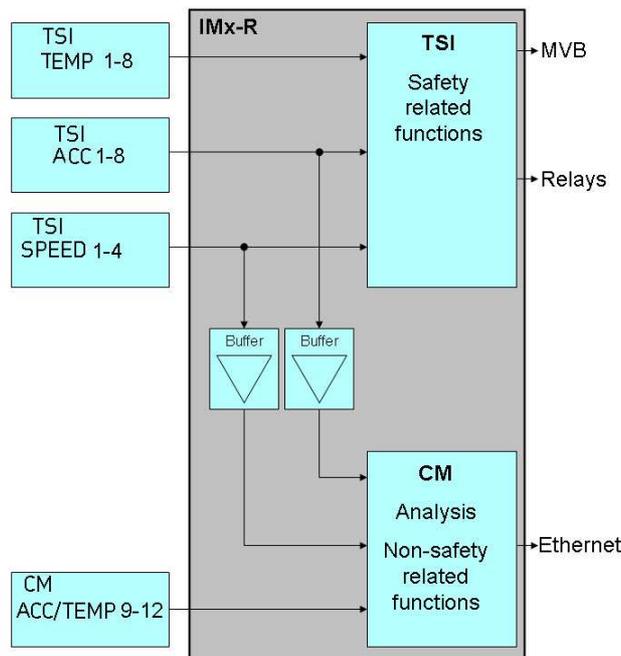


Figura 3.19. Agrupación interna de canales del IMx-R [286].

Las dos unidades IMx-R embarcadas en el tren AVE de la serie 100 se han configurado para recoger medidas de vibración y de velocidad de la siguiente manera:

- La señal de velocidad del tren se recoge con una frecuencia de un valor cada segundo y mide de manera continua.
- La señal de aceleración, para cada sensor está condicionada a un rango de velocidades de entre 75 y 2000 rpm. Cada señal de aceleración se registra durante 3,2 segundos a una frecuencia de muestreo de 5120 Hz, lo cual resulta en un total de 16.384 (2^{14}) registros de vibración por cada medida.
- Los dos tipos de señales registrados se envían utilizando redes móviles al equipo informático situado en el Universidad Carlos III de Madrid, donde se almacenan en una base de datos.

3.3.2. Sensores

La rama de la serie 100 monitorizada cuenta con seis acelerómetros uniaxiales, dos acelerómetros auxiliares y un sensor combinado de velocidad y temperatura, todos ellos

instalados en un eje remolque. El eje instrumentalizado pertenece al bogie Y237B del coche 8 y se numera con la letra X dentro del tren. En la Figura 3.20 se señala la localización del eje instrumentalizado sobre un esquema de todo el tren.

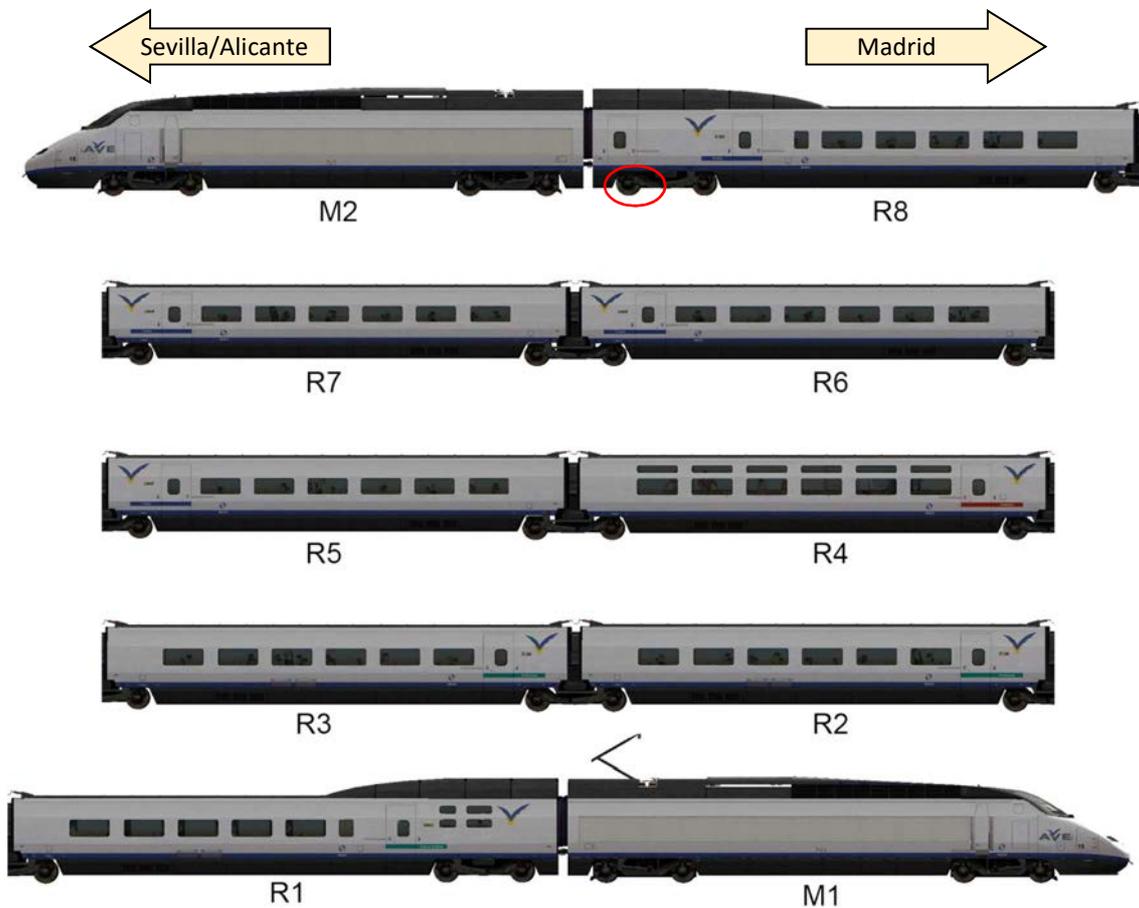


Figura 3.20. Localización del eje instrumentalizado.

Los acelerómetros y los sensores de temperatura están montados sobre las dos cajas de grasa del eje monitorizado. Concretamente, se trata de las ruedas 47X (acelerómetros 1, 2 y 3 y auxiliar 1) y 48X (acelerómetros 4, 5 y 6 y auxiliar 2). Tomando como referencia la motriz 1 (M1) y mirando hacia la parte delantera de la misma, la rueda 47X se encuentra en el lado izquierdo del tren, mientras que la rueda 48X está en el lado derecho. El único sensor de velocidad instalado se encuentra situado en la rueda 47X.

La Figura 3.21 muestra el bogie en el cual se encuentra el eje instrumentalizado. Dado que la foto está tomada desde el lado derecho del tren, el eje objeto de estudio es el que se encuentra a la izquierda de la imagen. La posición del tren en la foto de la Figura 3.21 es la misma que la mostrada en la Figura 3.20.

Los ocho sensores de aceleración están montados por parejas sobre cuatro soportes fijados a las dos cajas de grasa. Los sensores de velocidad y temperatura conjuntos están instalados en el interior de la caja de grasa de la rueda 47X y únicamente es visible desde el exterior el conector del sensor. La disposición de los sensores instalados en el lado izquierdo (rueda 47X) se muestra en la Figura 3.22. Las posiciones de los acelerómetros se han señalado en naranja, mientras que el conector del sensor de velocidad y temperatura se ha marcado en azul.



Figura 3.21. Bogie 10, en el cual se encuentra el eje instrumentalizado.



Figura 3.22. Vista general de los sensores de la rueda 47X.

La Figura 3.23 muestra en detalle la localización de los acelerómetros longitudinal, señalado como “Acc1”, y axial, marcado en la figura como “Acc2”. La Figura 3.24 ilustra la posición del acelerómetro vertical, señalado como “Acc3”, y del acelerómetro auxiliar (“Acc Aux1”), instalado para medir vibraciones en la dirección axial. La posición del sensor de velocidad y temperatura se muestra en la Figura 3.25.



Figura 3.23. Detalle de los sensores Acc1 y Acc2.

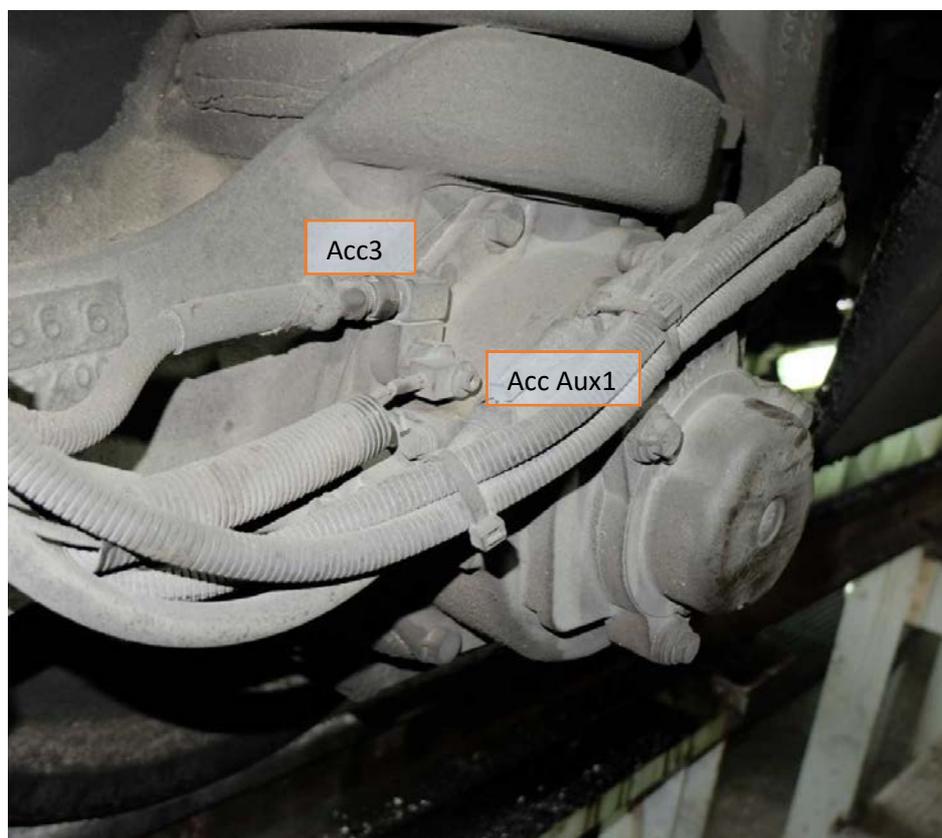


Figura 3.24. Detalle de los sensores Acc3 y Acc Aux1.



Figura 3.25. Detalle del sensor de velocidad.

La disposición de los sensores instalados en el lado derecho (rueda 48X) se muestra en la Figura 3.26. La Figura 3.27 muestra en detalle la localización de los acelerómetros longitudinal, señalado como "Acc4", y axial, marcado en la figura como "Acc5". La Figura 3.28 ilustra la posición del acelerómetro vertical, señalado como "Acc6", y del acelerómetro auxiliar ("Acc Aux2"), instalado para medir vibraciones en la dirección axial.



Figura 3.26. Vista general de los sensores de la rueda 48X.

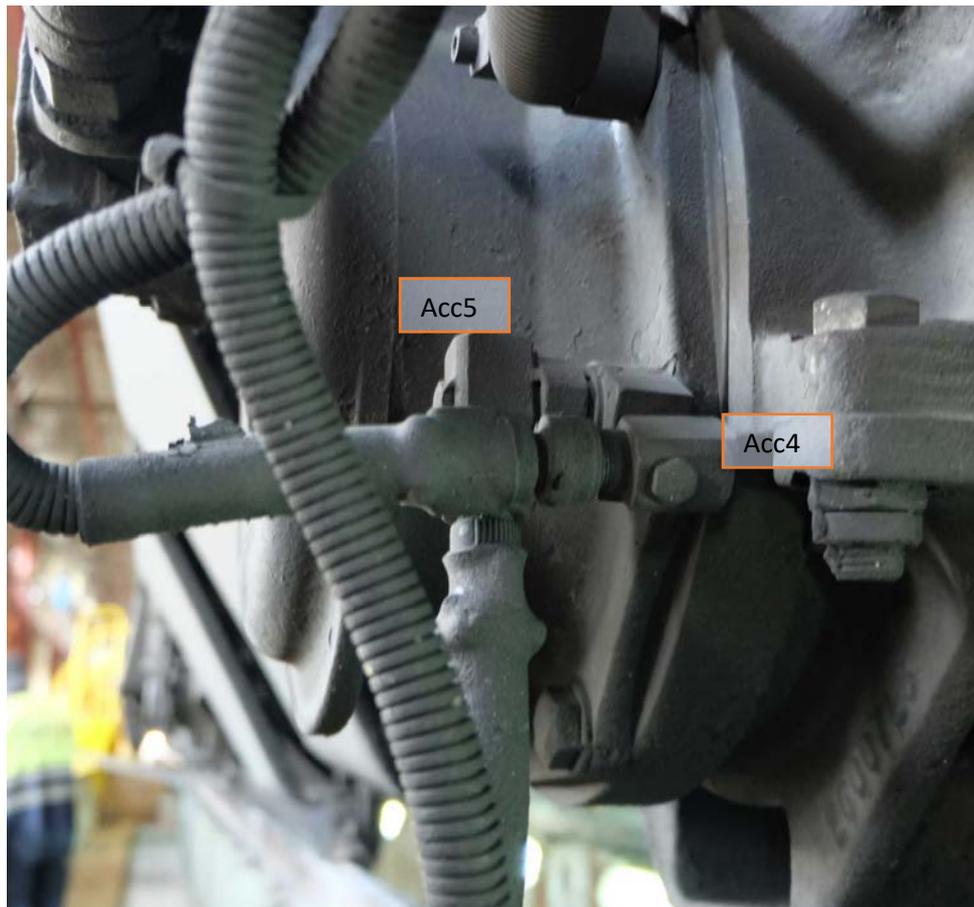


Figura 3.27. Detalle de los sensores Acc4 y Acc5.

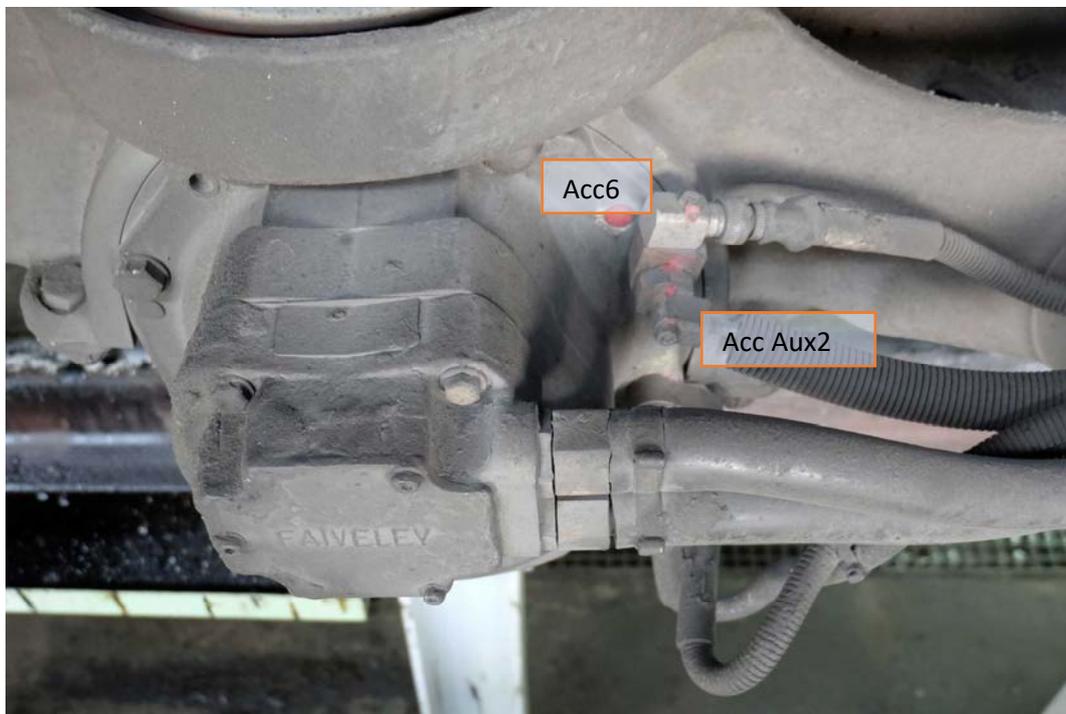


Figura 3.28. Detalle de los sensores Acc6 y Acc Aux2.

El sensor de velocidad utilizado es de la familia Axletronic de SKF. Este sensor requiere la instalación, en el interior de la cubierta de la caja de grasa, de una rueda fónica solidaria al eje y

del sensor de velocidad. Además, requiere una cubierta de la caja de grasa modificada para alojar el conector externo del sensor. El modelo de Axletronic montado en la rama de la serie 100 monitorizada incluye también el sensor de temperatura.

Los acelerómetros uniaxiales numerados de 1 a 6 instalados son de SKF, del tipo ICP, modelo CMSS-RAIL-9100, cuyas características técnicas se especifican en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2. Características de los acelerómetros

Rendimiento	English	SI
Sensibilidad ($\pm 20\%$)	100 mV/g	10.2 mV/(m/s ²)
Rango de medida	± 50 g	± 490 m/s ²
Rango de frecuencia (± 3 dB)	30 a 480 kcpm	0.52 a 8 kHz
Frecuencia de resonancia	1500 kcpm	25 kHz
Resolución del ancho de banda (1 a 10 kHz)	350 μ g	3434 μ m/s ²
No linealidad	$\pm 1\%$	$\pm 1\%$
Sensibilidad transversal	$\leq 7\%$	$\leq 7\%$
Ambientales		
Límite de sobrecarga (Impacto)	5000 g pk	4900 m/s ² pk
Rango de temperatura	-65 to +250 °F	-54 to +121 °C
Respuesta a la temperatura	Ver gráfica	Ver gráfica
Protección	IP68	IP68
Eléctricas		
Tiempo de estabilización (dentro de 1% del bias)	≤ 2.0 s	≤ 2.0 s
Tiempo de descarga	≥ 0.3 s	≥ 0.3 s
Voltaje de excitación	18 a 28 VDC	18 a 28 VDC
Intensidad de excitación constante	2 a 20 mA	2 a 20 mA
Impedancia de salida	$< 150 \Omega$	$< 150 \Omega$
Voltaje de polarización de salida	8 a 12 VDC	8 a 12 VDC
Ruido espectral (10 Hz)	8 μ g/vHz	8 (μ m/s ²)/vHz
(100 Hz)	5 μ g/vHz	5 (μ m/s ²)/vHz
(1000 Hz)	4 μ g/vHz	4 (μ m/s ²)/vHz
Aislamiento eléctrico (caja)	$> 10^8 \Omega$	$> 10^8 \Omega$
Físicas		
Tamaño (Largo x Ancho x Alto)	1.65 x 0.74 x 0.85 in	41.9 x 18.8 x 21.5 mm
Peso (con cable)	2.75 oz	78.0 g
Rosca de montaje	M6	M6
Par de montaje	2 a 5 ft-lb	2.7 a 6.8 Nm
Elemento de detección	Cerámico	Cerámico
Geometría de detección	Cortadura	Cortadura
Material de la caja	Acero inoxidable	Acero inoxidable
Sellado	Soldadura hermética	Soldadura hermética
Conector eléctrico	2-pin MIL-C-5015	2-pin MIL-C-5015
Posición del conector eléctrico	Lateral	Lateral

En la Figura 3.29 se muestra en detalle el tipo de acelerómetro instalado en la rama de Alta Velocidad monitorizada. Se aprecia que la conexión eléctrica se realiza mediante dos pines y que la fijación del acelerómetro se realiza mediante un tornillo.

La Figura 3.30 ilustra el acelerómetro enfrentado al conector del cable. Éste es de plástico y se fija al acelerómetro mediante rosca. En la Figura 3.31 se observa el acelerómetro conectado al cable, así como los terminales que se conectarán al módulo IMx-R.



Figura 3.29. Detalle del acelerómetro utilizado desde diferentes vistas.



Figura 3.30. Detalle del acelerómetro y el conector del cable.



Figura 3.31. Acelerómetro conectado al cable y detalle del otro extremo del cable.

3.4 Sistema de almacenamiento

Los datos recogidos en el tren se envían mediante conexión a Internet a una base de datos situada en la Universidad Carlos III de Madrid. Dicha base de datos ha sido configurada por personal externo, pudiéndose extraer los datos mediante un programa de MATLAB® desarrollado a tal efecto.

3.4.1. Base de datos

La base de datos se ha implementado sobre SQL Server y se gestiona mediante el paquete de software @ptitude Observer de SKF. Los distintos programas que componen este paquete de software permiten la monitorización en tiempo real, y en remoto, de la condición de las máquinas conectadas a la red de monitorización. Además, a través de él, es posible gestionar las bases de datos en las que se almacenan las medidas registradas en las máquinas.

En el caso que nos ocupa, la estructura de la base de datos está preparada para recoger información de los sensores de vibración y de velocidad instalados en el tren, y datos de posición, velocidad, rumbo y fecha y hora de GPS. Todas estas señales de entrada a la unidad IMx-R son de tipo analógico, excepto la señal de velocidad, que es digital. A estas entradas se suma la fecha y hora de cada medida, tomada del reloj del equipo informático en el que se encuentra la base de datos.

SKF @ptitude Observer

Como se ha comentado anteriormente, @ptitude Observer es una *suite* o paquete de software que permite realizar la monitorización en tiempo real de una o varias máquinas de interés y gestionar la base de datos que almacena las medidas registradas. Este paquete de software está compuesto por cuatro programas: @ptitude Observer Online device configurator, @ptitude Observer Database administrator, @ptitude Observer Monitor Manager y @ptitude Observer.

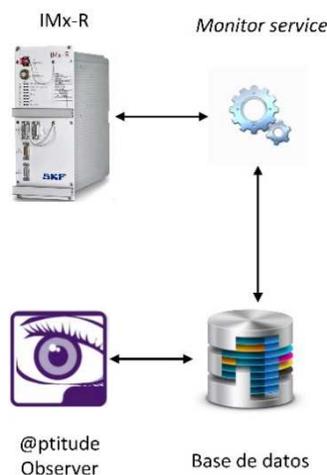


Figura 3.32. Arquitectura lógica de @ptitude Observer.

La arquitectura de funcionamiento de @ptitude Observer es la que se muestra en la Figura 3.32. La unidad IMx-R recoge las medidas de los sensores instalados en la máquina monitorizada y envía los datos medidos mediante la comunicación que establece con el servicio de monitorización el cual se ejecuta en un ordenador remoto. A su vez, el servicio de monitorización

se comunica con el motor de base de datos (SQL Server) para almacenar los datos medidos. El último eslabón es la aplicación @ptitude Observer, que facilita el acceso y el tratamiento de los datos de la base de datos.

@ptitude Observer Online device configurator es la herramienta informática por medio de la cual se establece la configuración de red de las unidades IMx-R y del ordenador en el que se encuentra la base de datos. Así, se posibilita la comunicación entre ambos dispositivos.

La base de datos se administra con el programa @ptitude Observer Database administrator, el cual actúa como una interfaz con SQL Server. Utilizando esta herramienta es posible, entre otras funciones, crear bases de datos desde cero, fusionar bases de datos, transferir datos de una base de datos a otra o gestionar usuarios.

Una vez el sistema está en marcha, las dos funciones más usadas en este trabajo son la de realizar copia de seguridad de la base de datos y la de restaurar base de datos. La primera, como su propio nombre indica, crea una copia de los datos que puede ser restaurada en otro ordenador con SQL Server. La segunda permite crear una base de datos nueva a partir una base de datos “madre” que únicamente contiene la estructura de los datos.

@ptitude Observer Monitor Manager proporciona una interfaz para controlar el *Monitor Service* de Observer. Éste es un servicio de Windows (y como tal, es un programa que se ejecuta continuamente en segundo plano) que se encarga de recibir los datos enviados por la unidad IMx-R y almacenarlos en la base de datos. Por tanto, debe permanecer siempre conectado con la base de datos. Mediante esta interfaz, el usuario puede crear y editar servicios, arrancar y parar los servicios disponibles, así como visualizar el estado de los mismos y acceder al archivo de registro del programa.

El último programa del paquete es @ptitude Observer. Esta herramienta es el núcleo de la suite informática, pues facilita el acceso a los datos recopilados en la base de datos y el tratamiento de esos datos en el mismo programa. La interfaz de la aplicación (ver Figura 3.33) se divide en cuatro áreas o zonas. La zona superior agrupa las barras de menús y de acceso rápido a las herramientas de la aplicación. El área central se divide en dos partes, la zona de la izquierda muestra diferentes visiones del sistema de medida, y la zona derecha permite la visualización y análisis de los datos registrados. En la zona inferior se localiza una barra de estado con información sobre el funcionamiento del sistema de medida.

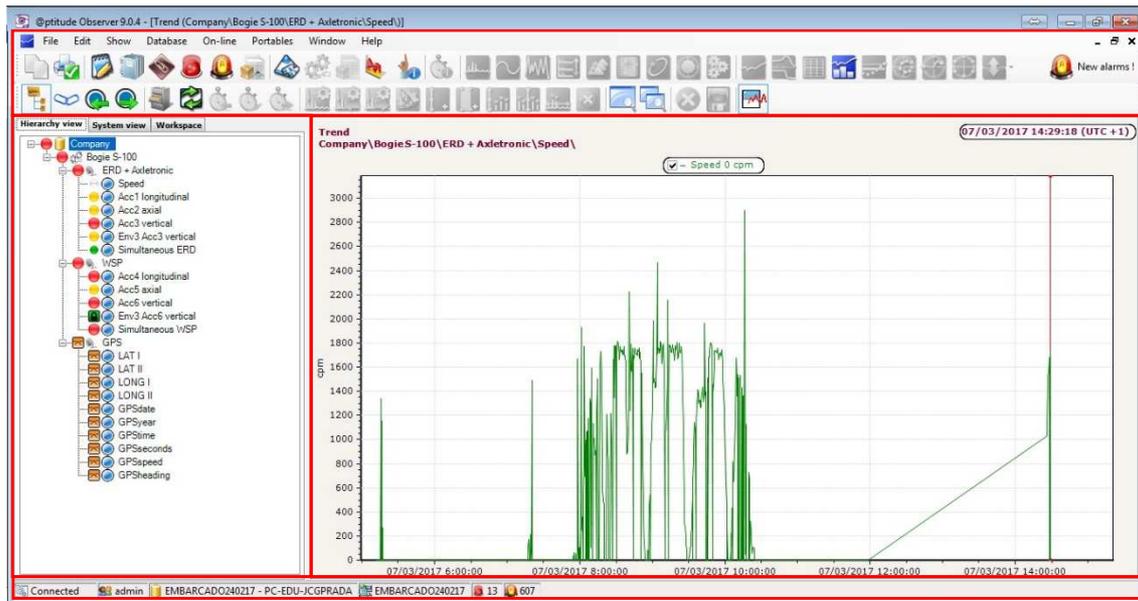


Figura 3.33. Interfaz de @ptitude Observer con las cuatro zonas diferenciadas.

Entre las herramientas accesibles desde las barras de herramientas, se encuentran las opciones de configuración del sistema y las herramientas de análisis de señal. Cada señal de entrada de las unidades IMx-R se puede configurar independientemente, estableciendo el tipo de señal, la ganancia, la tensión de trabajo, y los factores de corrección para zonas no lineales. Incluso, es posible crear niveles de aviso y de alarma para cada señal de entrada. Además, se deben configurar los puntos de medida, que pueden ser de dos tipos: basados en la señal temporal y el espectro, y basados en tendencia.

Los puntos de medida basados en la señal temporal y el espectro admitidos son los siguientes:

- **Vibración (Vibration)**: es una medida de una señal dinámica, como sensores de vibración, corriente alterna, u otra señal dinámica que pueda variar a una frecuencia mayor de 0,1 Hz.
- **Envolvente (Envelope)**: es una medida de frecuencias repetitivas. Se utiliza para detectar y monitorizar frecuencias repetitivas como, por ejemplo, las que se producen en los defectos en rodamientos.
- **Harmónico (Harmonic)**: es una medida de una señal dinámica con sensores de vibración o corrientes parásitas utilizada, por ejemplo, en la monitorización de turbinas.
- **Proceso FFT (Process FFT)**: es una medida similar a la de vibración, pero en lugar de una señal dinámica, se utiliza sensor analógico para tomar la medida. Por ejemplo, para el análisis de corriente en motores.
- **Seguimiento de orden (Order tracking)**: este punto de medida es especialmente útil en el análisis de máquinas con velocidad variable.
- **Seguimiento de orden, envolvente (Order tracking, envelope)**: adecuado para detectar defectos en rodamientos en máquinas con velocidad variable.
- **Análisis de la señal temporal (Time waveform analysis)**: este punto de medida muestrea la señal temporal y aplica algoritmos como detección de picos, kurtosis y sesgo para detectar defectos.

- Análisis de la señal temporal, orden (Time waveform analysis, order): adecuado para el análisis de máquinas con velocidad variable.
- Inspector de engranajes (Gear inspector): este punto de medida es útil para analizar la energía de impacto como función de la velocidad de giro en turbinas eólicas.
- SEE (spectral emitted energy): está diseñado específicamente para medir altas frecuencias utilizando únicamente unidades Microlog CMVA de SKF. Requiere un kit de sensores especial.

Los puntos de medida basados en tendencia admitidos son los siguientes:

- Proceso (Process): es una medida de una señal estática o de proceso, como sensores de carga, de temperatura, flujo o cualquier otra señal estática.
- Velocidad (Speed): mide la velocidad de rotación de un eje con un sensor de velocidad.
- Tiempo de funcionamiento (Running hours): es un punto de medida para las unidades IMx o MasCon. Registra el tiempo de funcionamiento de la máquina y facilita la planificación del mantenimiento.
- Digital (Digital): es una medida de una entrada que se comporta como una señal digital para las unidades MasCon48/IMx de SKF. Lo que significa que la señal de entrada sólo puede tener dos estados: cero y uno, o cerrado y abierto.
- Línea central del eje (Shaft centerline): este punto de medida usa información de dos sensores de desplazamiento radial situados en una misma posición axial, y separados entre sí de 60 a 120 grados.
- Espacio (Airgap): este punto de medida se puede configurar para utilizar 4, 6, 8 o 10 canales y calcular la excentricidad y ovalidad de máquinas como, por ejemplo, los generadores de centrales hidroeléctricas.
- Contador (Counter): cuenta el número de cambios en pulsos digitales, con opción de reiniciarlo a cero.
- Tasa de contador (Counter rate): crea un nuevo punto de medida que cuenta el número de pulsos por segundo, minuto, hora o semana en un canal digital.
- Punto derivado (Derived point): no utiliza ningún sensor de las unidades MasCon16/IMx de SKF, en su lugar, toma medidas de otros puntos para calcular tendencias.
- Torsión (Torsion): es una medida de la torsión de un eje utilizando dos canales digitales de unidades MasCon48/IMx de SKF.
- Diferencia temporal (Time difference): mide la diferencia temporal entre dos pulsos digitales de unidades MasCon48/IMx de SKF.
- HFD (high frequency domain): medida de tipo vibratorio similar a la envolvente que solamente calcula el valor total.
- OPC: este tipo de medida se utiliza cuando el sistema requiere datos de una fuente externa mediante un servidor OPC. Antes, es necesario configurar adecuadamente el servidor y los canales OPC.
- Etiquetado de datos (Data tagging): permite etiquetar medidas que faciliten la localización de materiales o características relacionadas con los datos.
- Velocidad desde espectro (Speed from spectra): es un punto de medida de velocidad con un valor estático.

El software @ptitude Observer incorpora varias herramientas para analizar los datos medidos en la máquina monitorizada. En función del tipo de punto de medida que se quiera analizar, se activarán unas herramientas de análisis u otras, mostrándose los resultados gráficamente en la zona central de la interfaz.

- *Espectros (Spectra)*: método clásico de análisis de señales vibratorias como función de la frecuencia aplicando el algoritmo FFT. El programa admite rangos de frecuencia desde 0 a 10 Hz hasta 0 a 40 kHz y resoluciones de 100 a 6400 líneas.
- *Análisis de la señal temporal (Time waveform)*: realiza una detección inteligente de la señal temporal para identificar y prevenir defectos que normalmente no se pueden detectar utilizando la FFT. Incluye algoritmos como la búsqueda de picos, kurtosis y sesgo.
- *Fase (Phase)*: representa la fase del espectro con respecto a la frecuencia.
- *Historia (History)*: permite la visualización simultánea de varios registros de un punto de medida. La ventana de visualización permite mostrar el espectro, la señal temporal y la fase, o cualquier combinación de éstos.
- *Gráfico 3D (3D plot)*: genera un gráfico en 3D o de cascada del punto de medida seleccionado. Ilustra los espectros de vibración o las envolventes como función del tiempo, la velocidad del eje, la potencia, la temperatura, el par o cualquier otro parámetro digital.
- *Topología (Topology)*: representa en el plano la frecuencia frente al tiempo o la velocidad codificando la amplitud con colores.
- *Órbita (Orbit)*: requiere dos puntos de medida para generar el gráfico y es una de las mejores formas para analizar el movimiento de ejes. Combinándolo con datos de fase y amplitud es posible determinar problemas de alineamiento y de equilibrado.
- *Perfil (Profile)*: es una potente herramienta que utiliza datos de aceleración para representar un descentramiento en cualquier objeto circular.
- *Inspector de engranajes (Gear inspector)*: esta herramienta ayuda a detectar y visualizar la energía de impacto como función del giro del eje o engranaje.

Los datos, almacenados o tratados, se muestran visualmente en la zona derecha de la interfaz del programa. Haciendo uso de las herramientas adecuadas, el usuario puede ampliar zonas de los datos mostrados, buscar frecuencias de fallo, armónicos y bandas laterales o seleccionar regiones de los datos.

La zona izquierda de la interfaz de @ptitude Observer muestra la estructura de la base de datos del sistema de medida. Ésta se puede ver desde un punto de vista jerárquico, en el que los puntos de medida dependen de las máquinas y submáquinas creadas, o desde el punto de vista del sistema, en el que los puntos de medida dependen de la unidad IMx-R y de los sensores conectados a ella.

Gestión de la base de datos

En el software @ptitude Observer se han definido jerárquicamente varios puntos de medida a partir de las señales de entrada disponibles que se han dividido en tres grupos. Entre paréntesis se indica el tipo de punto de medida definido.

- Company
 - Bogie S-100

- ERD + Axletronic (lado izquierdo, rueda 47X)
 - Speed (Velocidad)
 - Acc1 longitudinal (Vibración)
 - Acc2 axial (Vibración)
 - Acc3 vertical (Vibración)
 - Env3 Acc3 vertical (Envolvente)
 - Simultaneous ERD (Vibración)
- WSP (lado derecho, rueda 48X)
 - Acc4 longitudinal (Vibración)
 - Acc5 axial (Vibración)
 - Acc6 vertical (Vibración)
 - Env3 Acc6 vertical (Envolvente)
 - Simultaneous WSP (Vibración)
- GPS
 - LAT I (Proceso)
 - LAT II (Proceso)
 - LONG I (Proceso)
 - LONG II (Proceso)
 - GPSdate (Proceso)
 - GPSyear (Proceso)
 - GPStime (Proceso)
 - GPSseconds (Proceso)
 - GPSspeed (Proceso)
 - GPSheading (Proceso)

En la base de datos se almacena la información recogida por los puntos de medida Speed, Acc1 longitudinal, Acc2 axial, Acc3 vertical, Acc4 longitudinal, Acc5 axial y Acc6 vertical. Las señales del GPS no se registran ya que no hay ningún sistema de navegación por satélite conectado a las unidades IMx-R.

La fecha y hora registrada en la base de datos se toma del equipo informático en el que está instalado el software @ptitude Observer. Sin embargo, en ocasiones existen discrepancias entre la hora mostrada en el sistema operativo del ordenador y la hora mostrada en @ptitude Observer.

Periódicamente se realiza una copia de seguridad de la base de datos y se sustituye (restaura) por otra vacía basada en la base de datos "madre". Estas dos operaciones garantizan que no se alcance el tamaño máximo establecido para las bases de datos y se detenga el proceso de almacenamiento de datos del sistema embarcado. Las bases de datos restauradas se nombran con la fórmula "Embarcadoddmmaa", donde "ddmmaa" corresponde con el día en el que se ha realizado la restauración de la base de datos. De este modo es más sencilla la

localización de los viajes realizados por el tren en una fecha concreta, pues basta con acceder a la base de datos inmediatamente anterior a la fecha en que se realizó el viaje.

Se ha creado un libro de Excel, denominado Libro de registro de la base de datos, en el que se recogen los nombres de todas las bases de datos de las que ha realizado una copia de seguridad, así como el intervalo temporal en el que contienen datos. Este libro de Excel también contiene una hoja en la que se detalla la información fundamental de los viajes extraídos de las bases de datos.

Adicionalmente, se dispone de varios calendarios de circulación y mantenimiento facilitados por el fabricante del tren que detallan los viajes reales realizados por la rama de la serie 100 sensorizada. El uso combinado de la información contenida en ambos libros es fundamental para la recuperación e identificación, a partir de los datos almacenados en las bases de datos, de los viajes realizados por el tren, así como para el análisis de las señales vibratorias obtenidas.

3.4.2. Recuperación de los datos

Por el propósito de esta Tesis Doctoral se decide extraer la información de la base de datos y convertirla a formato MATLAB® mediante un programa informático creado a tal efecto.

A través de ventanas de diálogo con el usuario, este programa se conecta al servidor SQL con los credenciales apropiados y la base de datos especificada por el usuario de la cual se extraerán los datos a analizar. A continuación, se realiza una primera consulta a la base de datos para obtener una tabla con el identificador, el padre y el nombre de los nodos de la base de datos. El programa reordena estos datos y elimina aquellos que pudieran estar duplicados.

En el siguiente paso, el programa crea una variable tipo *cell* con la información de los nodos de la base de datos haciendo uso de un bucle. Para cada nodo se identifica el padre, el hijo, el nombre y el tipo de elemento de la estructura o árbol de la base de datos: tronco, rama u hoja (acelerómetro). A continuación se entra en un bucle, en el que mediante ventanas de diálogo con el usuario, se recorren las ramas del árbol hasta llegar al punto de medida (acelerómetro) que se desea extraer. Seguidamente se comprueba si el nodo elegido es un punto de medida y se extraen los *ids* necesarios para realizar una consulta en la base de datos.

Posteriormente se ejecuta una consulta a la base de datos para extraer los datos de los acelerómetros tras haber creado las condiciones de fecha, la sentencia de consulta, el conjunto de condiciones y el filtro para ordenar los resultados. Este mismo proceso se repite para extraer los datos de velocidad. Finalmente, mediante un bucle, se crea un fichero *.mat por cada una de las medidas extraídas.

El proceso de extracción de los datos de la base de datos utilizando la rutina de MATLAB® se ilustra, paso a paso, en la Figura 3.34. El primer cuadro de diálogo pide al usuario los datos necesarios para conectarse al servidor SQL: el servidor, el nombre de la base de datos, el nombre de usuario y la contraseña. El nombre de la base de datos variará de acuerdo al nombre del backup de la base de datos que contiene las medidas de la fecha en la cual se quieren extraer los datos.

En los pasos siguientes se dirige al usuario hasta el punto de medida cuyos datos se quieren recuperar mediante cuadros de diálogo de selección de lista y cuadros de diálogo de cuestionario. En estos últimos se debe pulsar el botón "Select sub-nodes" hasta llegar a la lista con los puntos de medida. Durante todo el proceso, lo que realmente ha hecho el usuario es

descender por el árbol jerárquico definido en @ptitude Observer para la base de datos hasta llegar a los puntos de medida.

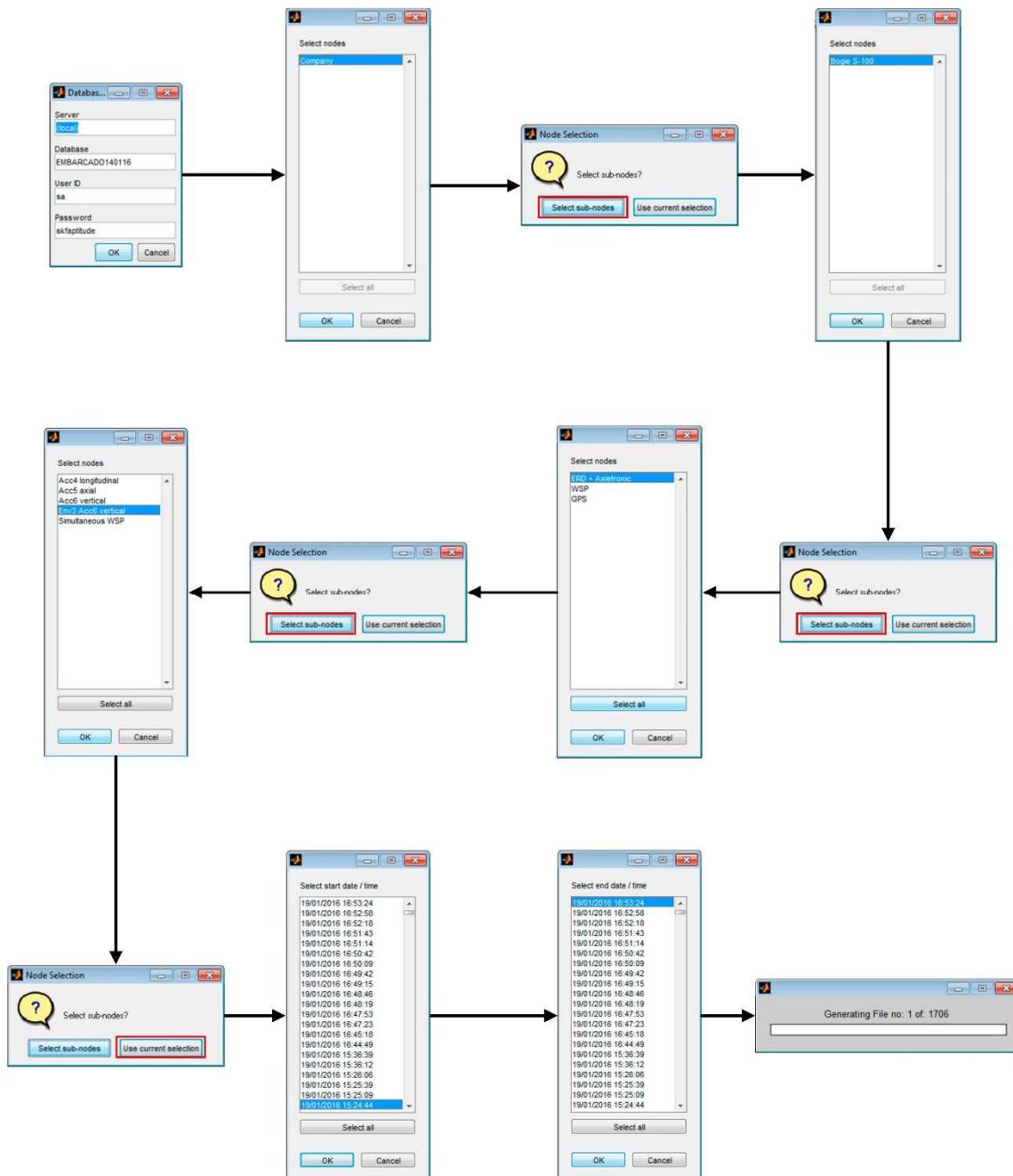


Figura 3.34. Proceso de extracción de los datos a través de ventanas de diálogo.

La siguiente ventana que aparece es el cuadro de diálogo que pregunta si se deben buscar subnodos en la base de datos. En esta ocasión, es necesario pulsar en “Use current selection”. De este modo, el programa muestra al usuario la fecha y hora de todas las medidas que existen en la base de datos para ese punto de medida. El primer cuadro de diálogo de selección de lista que se muestra permite seleccionar la fecha y hora inicial de los datos a extraer. El segundo cuadro de diálogo sirve para seleccionar la fecha y hora final de los datos que se desean extraer.

Por último, el programa comienza la extracción y conversión a formato MATLAB® de los registros de la base de datos. Para visualizar el progreso, se despliega una ventana que muestra el estado del proceso.

Cada fichero *.mat generado tras ejecutar el código de extracción se nombra siguiendo la fórmula "Measurement_acelerómetro_fecha_hora.mat". El campo fecha indica el día en el que se tomó la medida en formato ddmmaaaa (día, mes, año), mientras que el campo hora indica el momento en que se registró la medida con el formato HHMMSS (hora, minuto, segundo). El campo acelerómetro acepta una de las siguientes seis posibilidades:

- Acc1 longitudinal
- Acc2 axial
- Acc3 vertical
- Acc4 longitudinal
- Acc5 axial
- Acc6 vertical

Un ejemplo del nombre completo del fichero generado utilizando la rutina de MATLAB® podría ser "Measurement_Acc1 longitudinal_04022015_140848.mat".

Cada uno de estos archivos contiene una única variable de tipo *cell array*, denominada "Measurement", con la estructura la Tabla 3.3.

Tabla 3.3. Estructura de la variable Measurement en MATLAB®

'IDNode'	'NodeName'	'MeasDate'	'WheelsetID'	'MeasInfo'	'TimeWaveform'
7	'Acc1 longitudinal'	'18/02/2014 7:22:33'	'Bogie S-100'	8x2 cell	16384x2 double

Cada uno de los campos de la variable de tipo *cell array* "Measurement" almacena información de la siguiente forma:

- El campo "IDNode" identifica el nodo de la base de datos en el que se guarda la señal del acelerómetro.
- En el campo "NodeName" se establece el nombre del sensor.
- "MeasDate" muestra el día y hora en que se realizó la medida.
- "WheelsetID" especifica el eje montado o wheelset sobre el que se mide. Este valor es siempre "Bogie S-100".
- El campo "MeasInfo" almacena información relativa a las condiciones en las que se ha realizado la medida. Tiene estructura de tipo *cell array*, la cual se explica a continuación.
- Por último, "TimeWaveform" contiene la señal temporal de la medida en forma de matriz. La primera columna corresponde al tiempo, y la segunda, a la señal propiamente dicha.

El campo "MeasInfo" tiene la estructura que se muestra en la Tabla 3.4.

Tabla 3.4. Estructura del campo "MeasInfo"

'Speed [cpm]'	1659,0039
'SpeedMin [cpm]'	1655,3658
'SpeedMax [cpm]'	1662,7734
'Load'	0
'Rotational direction'	0
'Axis'	1
'TimesignalLines'	16384
'SampleRate'	5120

Los ocho subcampos del *cell array* "MeasInfo" almacenan información de la siguiente forma:

- "Speed", "SpeedMin" y "SpeedMax" almacenan la velocidad media, mínima y máxima, respectivamente, registradas durante el periodo de toma de medidas. Los valores de velocidad se miden en ciclos o revoluciones por minuto.
- "Load" registra la carga que soporta el eje. No se utiliza.
- "Rotational direction" indica el sentido en el que gira el eje. Su valor es siempre 0 puesto que no se utiliza.
- "Axis" detalla el eje en el que se toman medidas. No se modifica y siempre tiene el valor 1.
- En el campo "TimesignalLines" se especifica el número de muestras registradas durante la toma de datos.
- "SampleRate" registra la frecuencia de muestreo de la señal de los acelerómetros.

CAPÍTULO 4

METODOLOGÍA

En este capítulo se propone una metodología que permita alcanzar el objetivo principal de la presente Tesis Doctoral. Tras explicar detalladamente todos los aspectos contemplados en la metodología, se realiza una exposición de las técnicas de análisis de señales empleadas en el desarrollo de la Tesis.

4.1. Metodología general

La metodología general seguida en este trabajo se muestra en la Figura 4.1. Parte de la definición de un tipo de tren y la selección del sistema mecánico del cual se quiere diagnosticar su estado en funcionamiento. En el presente trabajo nos centraremos en un eje concreto, pero la metodología propuesta es extrapolable a otros sistemas mecánicos como son los bogies, las reductoras o los motores de tracción. Las características del tren estudiado se detallan en el Capítulo 3.

La definición de las condiciones del trayecto es otro aspecto importante a considerar, debiendo determinarse el trazado y la velocidad de circulación a la que se registrarán las medidas. La identificación del trazado implica la selección de la línea y, también del tramo y sentido de circulación en los que se tomarán medidas de vibración.

Una vez se tienen claros los componentes mecánicos a analizar y las condiciones en que se realizará la toma de medidas, es posible definir el sistema de medida. En este punto se determina la topología del sistema de medida, los sensores y el sistema de adquisición de datos. Los datos registrados se almacenan en una base de datos dedicada, de la cual se hacen copias

de seguridad periódicamente. En el Capítulo 3 se detallan las características y el funcionamiento del sistema de medida y de la base de datos.

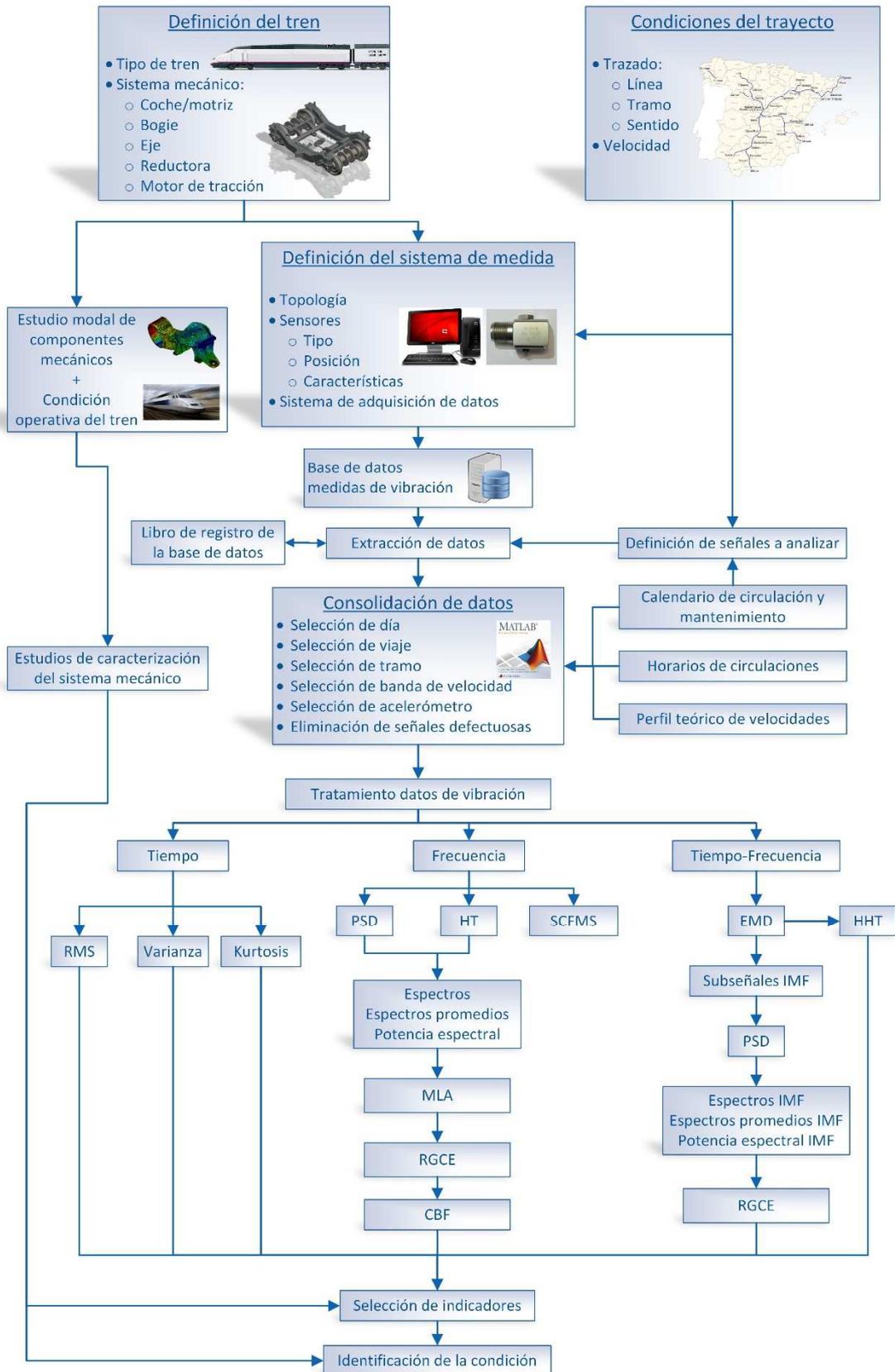


Figura 4.1. Esquema general de la metodología propuesta

Para poder tratar los datos, primero es necesario extraerlos de la base de datos y convertirlos a un formato adecuado para trabajar con ellos. Este proceso está explicado en el Capítulo 3. Sin embargo, el proceso de extracción ordenada de los datos requiere de la definición de los ensayos a analizar y de la consulta del libro de registro de la base de datos. Únicamente de este modo es posible estudiar metódicamente el comportamiento del sistema mecánico sensorizado.

Tras la extracción de los datos, el siguiente paso a abordar es la consolidación de los datos. En este proceso se selecciona un conjunto de datos de vibración que cumplen con unas condiciones determinadas en cuanto a trayecto, velocidad y ausencia de defectos de medida.

Una vez se dispone del conjunto de datos vibración definitivo, se procede al tratamiento de los mismos. Para ello se aplican diferentes técnicas de análisis en los dominios del tiempo, de la frecuencia y del tiempo-frecuencia. Los métodos de análisis propuestos combinan técnicas clásicas extraídas de la literatura técnica (por ejemplo, la PSD o la EMD) con técnicas originales desarrolladas en esta Tesis (por ejemplo, SCFMS, RGCE o CBF).

Una vez se ha definido el tren y el sistema mecánico específico que se desea estudiar, se realiza un estudio modal de los componentes mecánicos críticos del sistema. El análisis conjunto de este estudio y de la condición operativa del tren permite la caracterización del sistema mecánico.

Finalmente, de la combinación del estudio de caracterización del sistema mecánico y del tratamiento de los datos de vibración se extrae una selección de indicadores. La correcta interpretación de estos indicadores resulta en la identificación de la condición del tren.

4.2. Condiciones del trayecto

Desde que en 1992 se abriese la primera Línea de Alta Velocidad en España, la red de Alta Velocidad no ha dejado de crecer. En el año 2017 hay instalados un total 2.715 km de Alta Velocidad [4] que se extienden por gran parte del país, tal y como se muestran en la Figura 4.2.

Dentro de esta extensa red, la rama monitorizada habitualmente realiza servicios uniendo las ciudades de Madrid, Sevilla y Alicante. Por este motivo, en la presente Tesis Doctoral nos centraremos en analizar los datos vibratorios recogidos en estas las líneas de Alta Velocidad Madrid-Sevilla y Madrid-Alicante.

Con el objetivo de que las medidas registradas se tomen en las condiciones más parecidas posibles y, por tanto, sean comparables, el tren deber circular a una velocidad lo más homogénea posible. Generalmente, esta condición se da en las secciones de la línea en las cuales el tren circula a la máxima velocidad de la línea. Además, el tramo de análisis debe ser lo suficientemente largo como para que haya un número adecuado de medidas vibratorias.

Considerando las restricciones de velocidad homogénea y longitud suficiente del tramo, se proponen dos tramos de estudio, uno en la LAV Madrid-Sevilla y otro en la LAV Madrid-Alicante, que se detallan en los apartados siguientes.



Figura 4.2. Red de Alta Velocidad en España en 2017. Adaptado de [4].

4.2.1. Madrid-Sevilla

El tramo correspondiente a la línea Madrid-Sevilla está comprendido entre las localidades de Parla (situada unos 25 km al sur de Madrid) y de Ciudad Real. La longitud aproximada de este sector es de 150 km. Como se observa en la Figura 4.3, la velocidad máxima en el tramo seleccionado es de 300 km/h.

El perfil teórico de velocidades se ilustra en la Figura 4.4. Se comprueba que el tramo de estudio es fácilmente identificable en el perfil de velocidades, pues es la zona de todo el recorrido que permite las mayores velocidades y éstas son más estables. Además, el tramo está claramente delimitado por las reducciones o incrementos de velocidad que se realizan al llegar o salir de Parla y Ciudad Real.

El mapa de velocidades máximas de la Declaración sobre la red de Adif [287] especifica que la velocidad máxima entre Madrid y Ciudad Real es de 300 km/h. Sin embargo, el perfil de velocidades teórico de la línea demuestra que tal velocidad se alcanza únicamente en un pequeño tramo 7 km de longitud; siendo la velocidad máxima teórica en la mayor parte del tramo Parla-Ciudad Real de 270 km/h.

Por tanto, el trayecto objeto de análisis de la línea Madrid-Sevilla queda definido entre el Puesto de Banalización (PB) de Parla en el punto kilométrico (pk) 24,418 y la estación de Ciudad Real situada en el pk 170,784; registrándose las medidas a una velocidad media de 270 km/h.

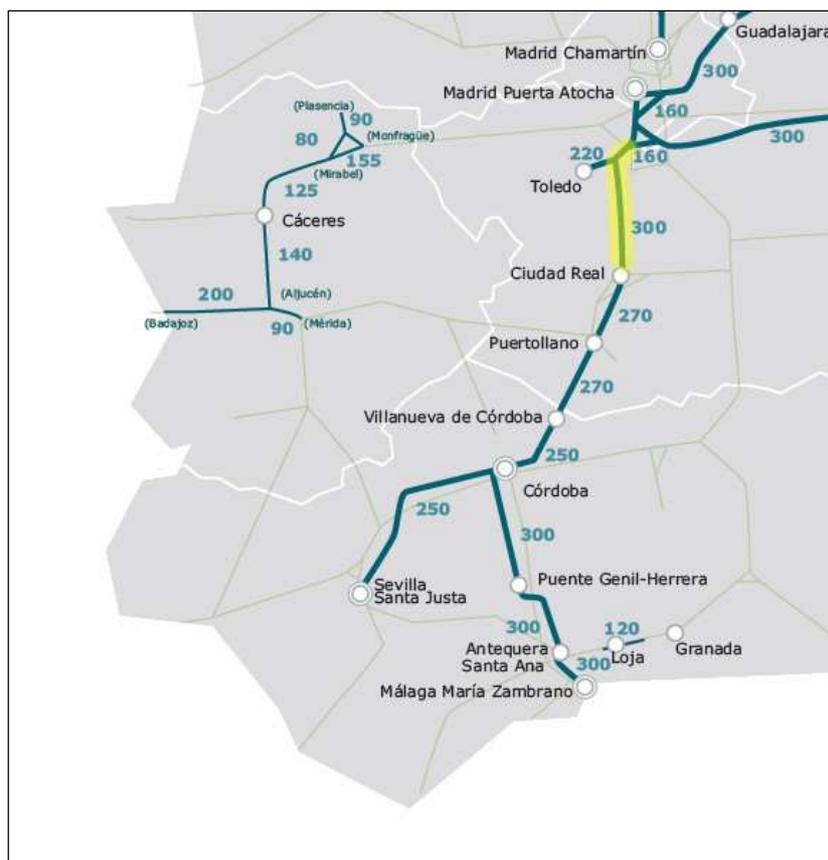


Figura 4.3. Detalle de la línea Madrid-Sevilla, en el cual el tramo seleccionado se ha señalado en amarillo. Adaptado de [287].

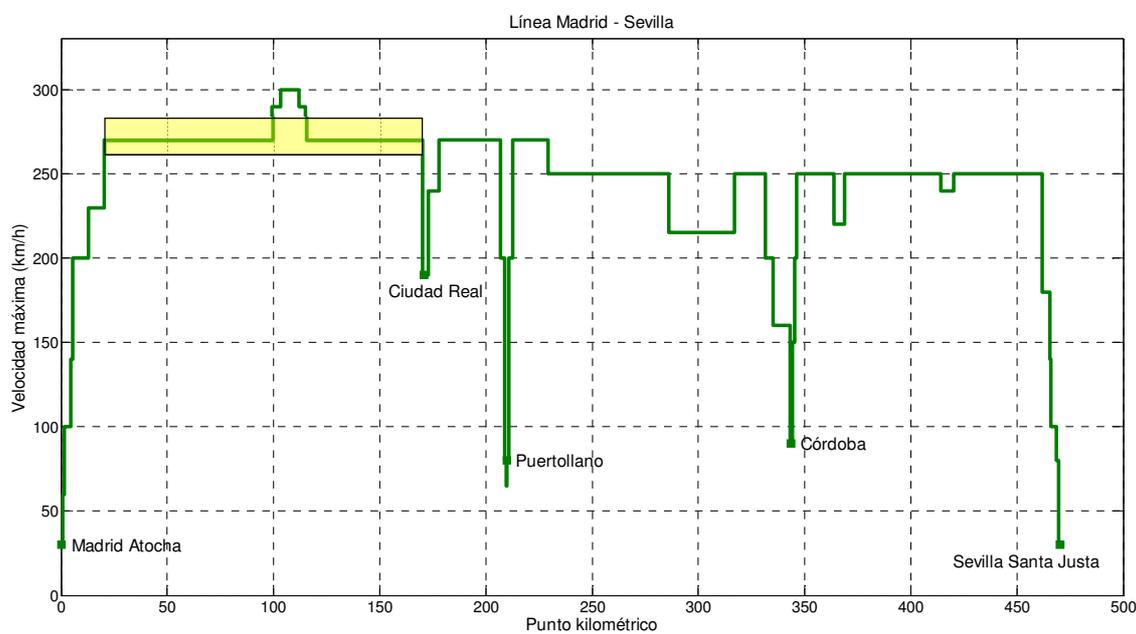


Figura 4.4. Perfil teórico de velocidades de la línea Madrid-Sevilla. El tramo seleccionado se ha señalado en amarillo.

4.2.2. Madrid-Alicante

El tramo correspondiente a la línea Madrid-Alicante está comprendido entre las localidades de Cuenca y de Albacete, con una longitud aproximada de 120 km. El tramo seleccionado forma parte de la sección de la línea en la cual la velocidad máxima es de 300 km/h, tal y como ilustra la Figura 4.5.

El perfil teórico de velocidades de la línea Madrid-Alicante se muestra en la Figura 4.6. A diferencia de lo que ocurría en la línea Madrid-Sevilla, en esta ocasión la velocidad máxima de 300 km/h es sostenida durante todo el trayecto, a excepción de la bifurcación hacia Albacete.



Figura 4.5. Detalle de la línea Madrid-Alicante, en el cual el tramo seleccionado se ha señalado en amarillo. Adaptado de [287].

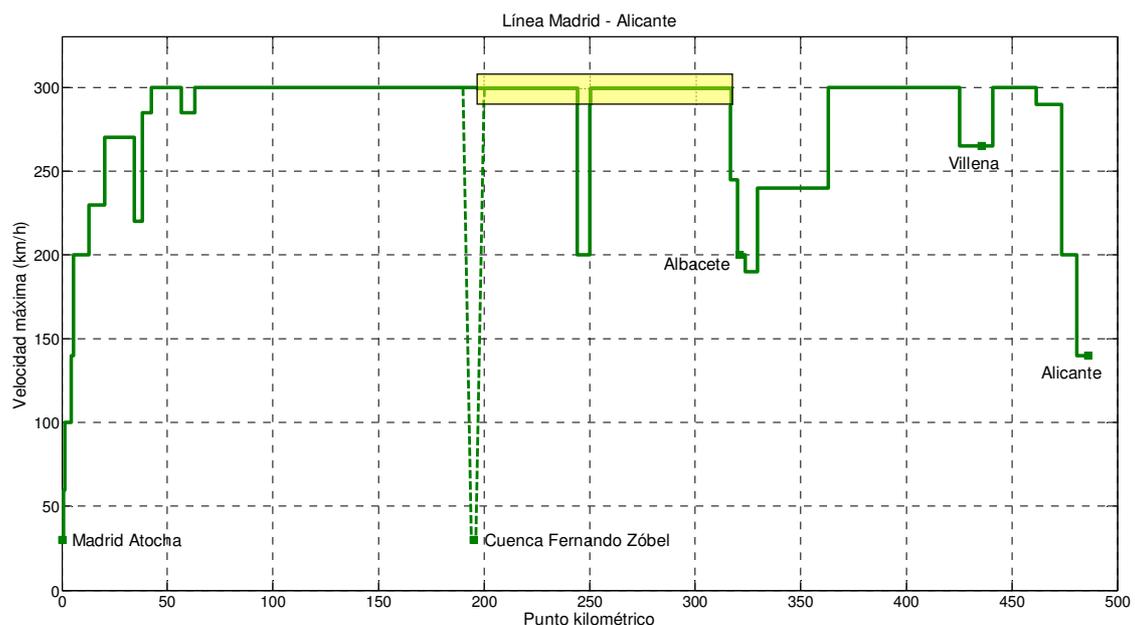


Figura 4.6. Perfil teórico de velocidades de la línea Madrid-Alicante. El tramo seleccionado se ha señalado en amarillo.

El final del tramo estudiado es fácilmente identificable debido a la reducción de velocidad que existe a la llegada a Albacete y a la limitación de velocidad a 240 km/h que existe a su salida en sentido Alicante. El punto de inicio es fácilmente localizable si el tren realiza una parada en Cuenca. En los casos en los que no se realiza esta parada, es necesario identificar reducciones de velocidad que se efectúen al pasar por la estación o acudir a fuentes secundarias, como se explica más adelante.

Otro punto identificable en el perfil de velocidad real es la reducción de velocidad que se realiza en la bifurcación de Motilla del Palancar (pk 247,025) para abandonar la vía hacia Valencia y dirigirse hacia Albacete y Alicante. Este hecho divide en dos mitades similares el tramo seleccionado, lo que facilita de alguna manera la determinación del punto de inicio en los casos más complicados.

Por tanto, el trayecto objeto de análisis de la línea Madrid-Alicante queda definido entre la estación de Cuenca Fernando Zóbel situada en el pk 195,1 y la reducción de velocidad a la entrada de Albacete del pk 316,6; registrándose las medidas a una velocidad media de 300 km/h.

4.3. Extracción y consolidación de los datos

El esquema de la metodología de extracción y consolidación de los datos de vibración de la base de datos se muestra en la Figura 4.7. El proceso de extracción de datos es relativamente sencillo de realizar. Sin embargo, la consolidación de los datos requiere una mayor atención al detalle y cierta experiencia para realizar la operación correctamente.

En los apartados siguientes se describen pormenorizadamente los pasos que se han de seguir para la extracción y la consolidación de los datos. Al finalizar los dos procesos se obtendrán varios conjuntos de ficheros de MATLAB®. Cada conjunto contiene información vibratoria, correspondiente a cada uno de los acelerómetros instalados en el tren sensorizado, lista para ser tratada y analizada con las técnicas apropiadas.

La realización metódica del proceso de extracción y consolidación de los datos de vibración requiere del acceso a la base de datos, de la ejecución de la rutina de extracción y formateo de los datos y, por último, de la consulta de varios documentos: libro de registro de base de datos, calendario de circulación y mantenimiento, horarios de circulaciones, y perfil teórico de velocidades de cada una de las líneas.

El libro de registro de datos contiene información relativa a las copias de seguridad de la base de datos y a los datos almacenados realmente en la base de datos.

En el calendario de circulación y mantenimiento se reflejan los viajes realizados por el tren de Alta Velocidad monitorizado y las intervenciones de mantenimiento llevadas a cabo de manera muy concisa. Este documento es facilitado por el fabricante y responsable del mantenimiento del tren.

Los horarios de circulaciones, como su propio nombre indica, recogen los horarios de los trenes entre Madrid y Sevilla y entre Madrid y Alicante publicados por Renfe.

Como se ha visto anteriormente, los perfiles de velocidad teóricos de las líneas representan la velocidad máxima de circulación en función de la longitud de la línea.

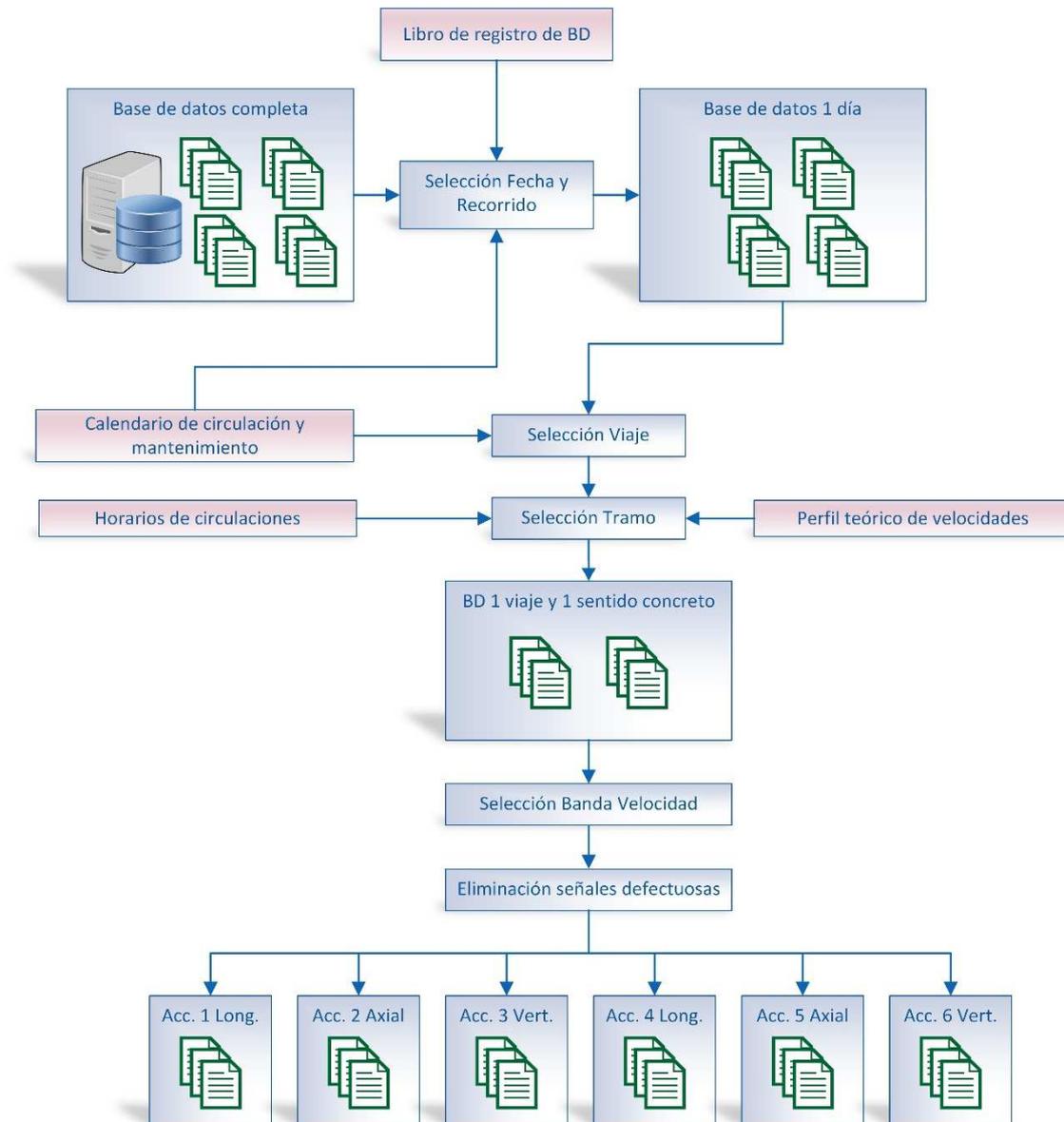


Figura 4.7. Esquema de la metodología para la extracción y consolidación de los datos.

4.3.1. Extracción de los datos

El proceso de extracción y adecuación de los registros de vibración de la base de datos mediante una rutina específica se describe en detalle en el apartado 3.4.2 Recuperación de los datos. Como se ha comentado anteriormente, la ejecución metódica de este proceso requiere de la definición del ensayo a analizar y de la utilización del libro de registro de la base de datos.

La definición del ensayo a analizar se realiza combinando las condiciones del trayecto y el calendario de circulación y mantenimiento aportado por el fabricante del tren. Este último documento reúne en una misma hoja los viajes programados y realizados realmente por la rama sensorizada y las tareas de mantenimiento a que es sometida.

El libro de registro de la base de datos recoge los nombres de todas las bases de datos de las que se ha realizado una copia de seguridad y el intervalo temporal en el que contienen datos. Una de las hojas de este libro se dedica a detallar información fundamental de los viajes extraídos de las bases de datos:

- nombre de la base de datos,
- día y trayecto de circulación,
- número de viajes realizados y registrados en la base de datos,
- acelerómetros que registraron medidas.

La operativa para la extracción de los datos es la siguiente: en primer lugar se elige el trayecto que se quiere analizar, típicamente Madrid-Sevilla o Madrid-Alicante en cualquiera de los dos sentidos. Con esta información se entra en el calendario de circulación y mantenimiento y se selecciona el día o días que se quieren extraer de la base de datos. En este punto es necesario tener en cuenta si se quiere realizar un estudio tras alguna intervención de mantenimiento, seleccionándose entonces las fechas a extraer de acuerdo a los mantenimientos reflejados en el calendario de circulación y mantenimiento.

Una vez se han determinado las fechas que se desean extraer, se consulta el libro de registro de la base de datos para localizar la base de datos en la que se encuentran almacenadas las medidas de vibración y los acelerómetros disponibles. Finalmente, se ejecuta la rutina de MATLAB® que extrae los datos, introduciendo adecuadamente el nombre de la base de datos en la que se buscará.

El libro de registro de la base de datos se actualizará de acuerdo a los datos extraídos. Por ejemplo, si faltan medidas de algún acelerómetro o no se han registrado todos los viajes reflejados en el calendario de circulación y mantenimiento, se deberán anotar los hechos en el libro de registro de la base de datos.

4.3.2. Consolidación de los datos

En este apartado se aborda el proceso de consolidación de los datos almacenados en la base de datos. La metodología aquí descrita se particulariza para un único día, debiendo repetirse los pasos en el caso de consolidar los datos de varios días.

Una vez se han extraído los datos, nos encontramos con una gran cantidad de ficheros de MATLAB® correspondientes a un día de medidas que es necesario preprocesar. El primer paso consiste en la generación del perfil de velocidades del día completo. La Figura 4.8 ilustra un perfil de velocidades típico de un día con varios viajes.

A partir de este perfil de velocidades diario, se seleccionan individualmente cada uno de los viajes realizados por el tren, obteniéndose los perfiles de velocidad de los viajes. La consulta del calendario de circulación y mantenimiento y de los perfiles de velocidad teóricos ayuda en este proceso.

El siguiente paso es la selección del tramo a analizar a partir del perfil de velocidad. De este modo se obtiene un número reducido y manejable de ficheros susceptibles de análisis.

En este punto es necesario señalar que los perfiles de velocidad teóricos mostrados anteriormente representan la velocidad en función del punto kilométrico de la línea. Sin embargo, los datos de velocidad que se obtienen del sistema de medida contienen información de la hora a la que se tomó la medida, pero no el punto kilométrico de la línea que se recorrió en ese momento. Es decir, los perfiles de velocidad teóricos disponibles representan la velocidad frente a la distancia, y los perfiles de velocidad reales representan la velocidad frente al tiempo. Por este motivo, disponer de hitos de velocidad claramente diferenciables en el perfil de velocidades real es fundamental para seleccionar correctamente los tramos de estudio.

En determinadas ocasiones, la identificación de hitos de velocidad característicos puede resultar complicada, por lo que se hace imprescindible acudir a los horarios de circulación de los trenes. Sólo de este modo es posible determinar el tramo de estudio.

Posteriormente se selecciona la banda de velocidad. Dado que la velocidad real del tren sufre pequeñas variaciones, se selecciona una banda de velocidad alrededor de la velocidad teórica que se quiere estudiar. El ancho de esta banda es de 20 km/h, por lo que la banda en la línea Madrid-Sevilla se establecerá entre 260 y 280 km/h, y en la línea Madrid-Alicante, entre 290 y 310 km/h.

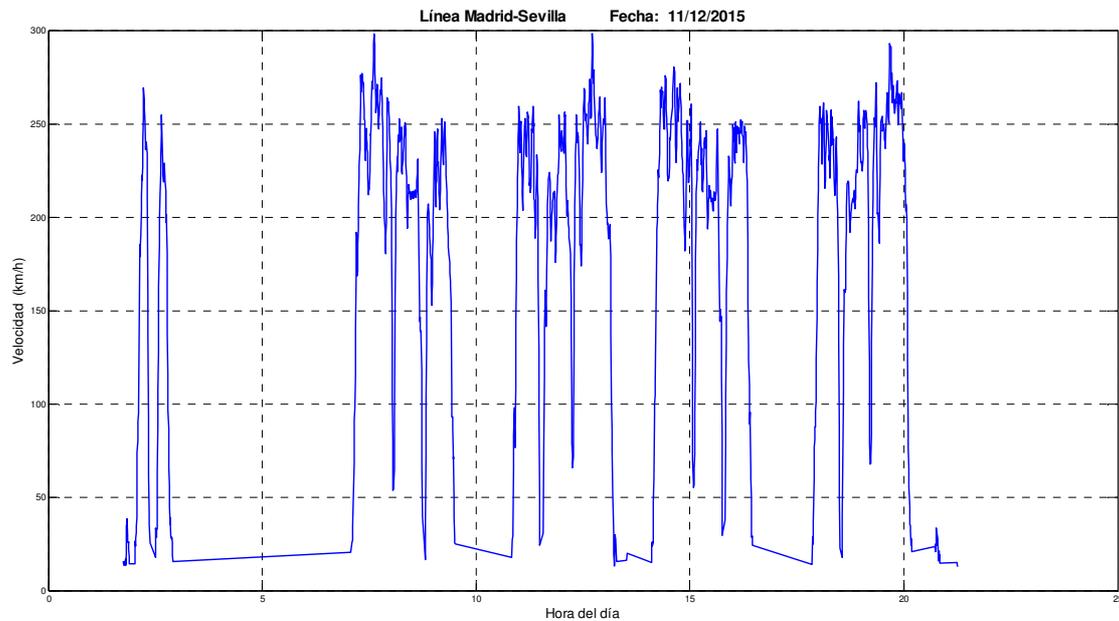


Figura 4.8. Ejemplo de perfil de velocidades de un día completo.

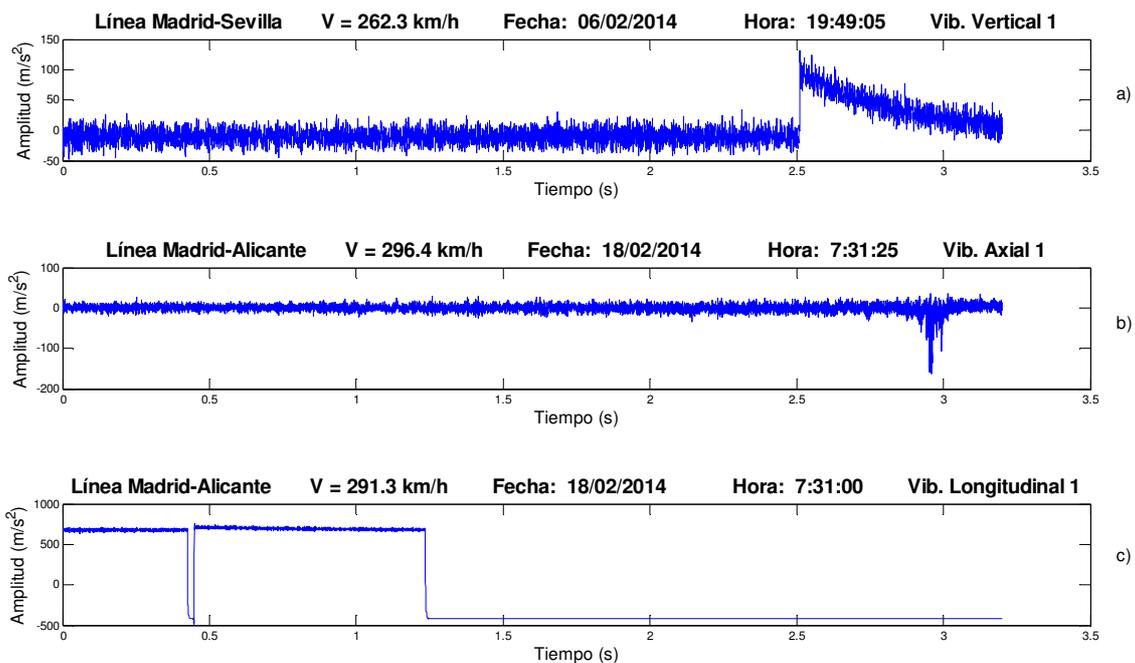


Figura 4.9. Ejemplo de señal temporal con defecto de medida (a y b) y con fallo eléctrico (c).

A continuación se comprueba que las señales registradas no presenten ningún defecto como, por ejemplo, ruido eléctrico o fallos de medida. En caso de detectar algún fallo, la señal es eliminada. La Figura 4.9 ilustra tres señales de vibración con defectos. En la primera señal – ver Figura 4.9 a) – se aprecia un error en la medida motivada por la saturación del acondicionador de la señal. La segunda señal presenta el mismo tipo de defecto, aunque de una manera bastante más sutil. La señal de la Figura 4.9 c) es un claro ejemplo de un fallo eléctrico durante el registro de la medida de vibración.

El resultado de todo este proceso es la obtención de ficheros de vibración válidos en formato MATLAB® para cada uno de los acelerómetros.

4.4. Tratamiento de los datos

Cada uno de los ficheros de datos consolidados contiene una señal vibratoria. A cada una de éstas se le realizan diferentes análisis aplicando técnicas en el dominio del tiempo, de la frecuencia y del tiempo-frecuencia.

4.4.1. Dominio del tiempo

El primer análisis al que se someten las señales vibratorias es a una inspección de la señal temporal con el fin de comprobar la buena condición de todas las señales. La Figura 4.10 muestra un ejemplo de una señal temporal típica registrada en la rama monitorizada.

Adicionalmente, se aplican varios parámetros estadísticos que permiten caracterizar ciertos aspectos de la señal en el dominio del tiempo.

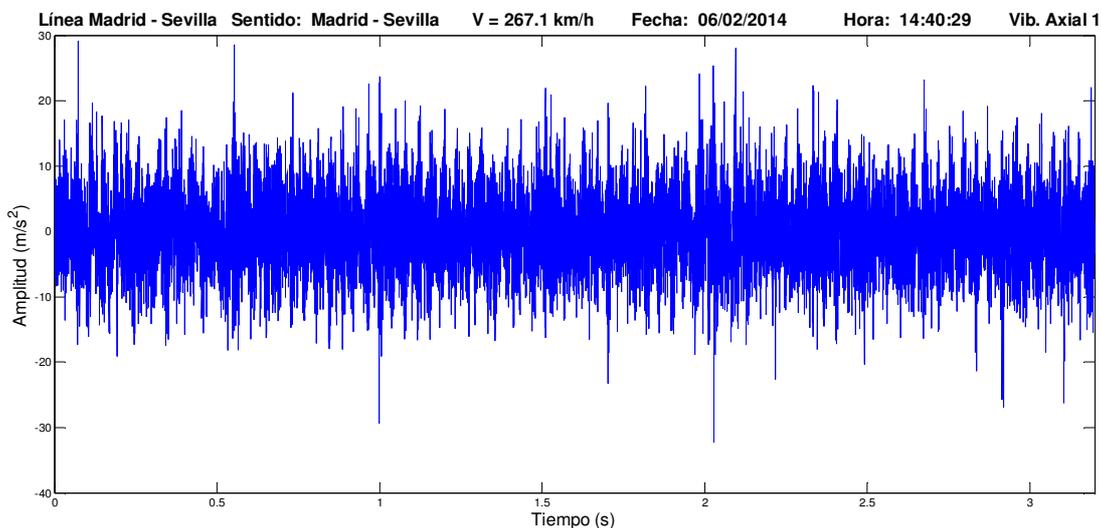


Figura 4.10. Señal temporal registrada en el AVE, a una velocidad de 267,1 km/h, por el acelerómetro de la caja de grasa 1, en dirección axial, en un trayecto Madrid-Sevilla, el 06/02/2014, a las 14:40:29.

Media

Es una medida de tendencia central que se define como el sumatorio de todos los valores de una muestra dividido entre el número de sumandos.

$$\bar{x} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \quad (4.1)$$

Desviación típica

La desviación típica o estándar es una medida del grado de dispersión de los datos con respecto al valor promedio. Se define como la raíz cuadrada de la varianza de la distribución de probabilidad discreta.

$$s = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (4.2)$$

Kurtosis

La kurtosis es una medida que analiza el grado de concentración que presentan los valores de una variable alrededor de la zona central de la distribución de frecuencias.

$$K = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^4}{s^4} \quad (4.3)$$

Valor eficaz

El valor eficaz o, en estadística, media cuadrática (RMS, *Root Mean Square*) es la raíz cuadrada del promedio de la suma de los cuadrados de la muestra.

$$x_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i^2} \quad (4.4)$$

4.4.1. Dominio de la frecuencia

Transformada de Fourier

La mayoría de las herramientas utilizadas para tratar señales en el dominio de la frecuencia se basan en los métodos de Fourier [288]. El matemático francés Jean Baptiste Joseph Fourier (1768-1830) desarrolló una serie de métodos matemáticos que permiten expresar señales periódicas como una suma ponderada de sinusoides relacionadas armónicamente [289].

El primero de ellos se aplica a señales periódicas en tiempo continuo y se conoce como series de Fourier. Sea $x(t)$ una señal periódica cualquiera con periodo fundamental T_p dada por (4.5), ésta se puede descomponer en una serie de Fourier cuya expresión se muestra en la forma trigonométrica en la ecuación (4.6) y en la forma exponencial en las ecuaciones (4.7) y (4.8).

$$x(t) = x(t + T_p) \quad (4.5)$$

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} [a_k \cos(2\pi k F_0 t) + b_k \text{sen}(2\pi k F_0 t)] \quad (4.6)$$

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} c_k e^{j2\pi k F_0 t} \quad (4.7)$$

$$c_k = \frac{1}{T_p} \int_{T_p} x(t) e^{-j2\pi k F_0 t} dt \quad (4.8)$$

$$T_p = \frac{1}{F_0} \quad (4.9)$$

La herramienta matemática que permite describir una función aperiódica (transitoria) es la Transformada de Fourier (FT, del inglés *Fourier Transform*). El propósito es sintetizar la señal transitoria como una suma de funciones armónicas que deben sumar cero fuera del intervalo de duración de la señal e igualarla dentro de ese intervalo. El resultado son las ecuaciones (4.10), transformada inversa, y (4.11), transformada directa.

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} X(F) e^{j2\pi Ft} dF \quad (4.10)$$

$$X(F) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi Ft} dt \quad (4.11)$$

Sin embargo, las señales con las que trabajaremos en esta Tesis Doctoral son señales discretas con N número de muestras, por lo que se deberá aplicar la Transformada Discreta de Fourier (DFT, *Discrete Fourier Transform*), cuyas expresiones en los dominios del tiempo y la frecuencia se muestran en las ecuaciones (4.12) y (4.13), respectivamente.

$$x(n) = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} X(k) e^{j2\pi kn/N} \quad n=0,1,2,\dots,N-1 \quad (4.12)$$

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) e^{-j2\pi kn/N} \quad k=0,1,2,\dots,N-1 \quad (4.13)$$

Densidad de Potencia Espectral

Normalmente, la descripción de señales aleatorias en el dominio de la frecuencia se realiza utilizando la función de densidad de potencia espectral o PSD (*Power Spectral Density*). Una posible definición de la PSD es la dada por Braun en [288] a través de una función de

distribución S cuya integral (sumatorio para el caso de señales discretas) en el rango de la frecuencia debe ser igual a la potencia de la señal P .

$$P = \sum_{k=0}^{N-1} S(k) \Delta f = \sum_{k=0}^{N/2} S_{un\ lado}(k) \Delta f \quad (4.14)$$

$$S(k)_{un\ lado} = \begin{cases} 2S(k) \Rightarrow k = 1 \dots \frac{N}{2} - 1 \\ S(k) \Rightarrow k = 0, k = \frac{N}{2} \end{cases} \quad (4.15)$$

$$S(k) = \frac{\Delta t}{N} |X(k)|^2 \quad (4.16)$$

La aplicación de la PSD a una señal registrada en el AVE resulta en un espectro de densidad de potencia como el mostrado en la Figura 4.11.

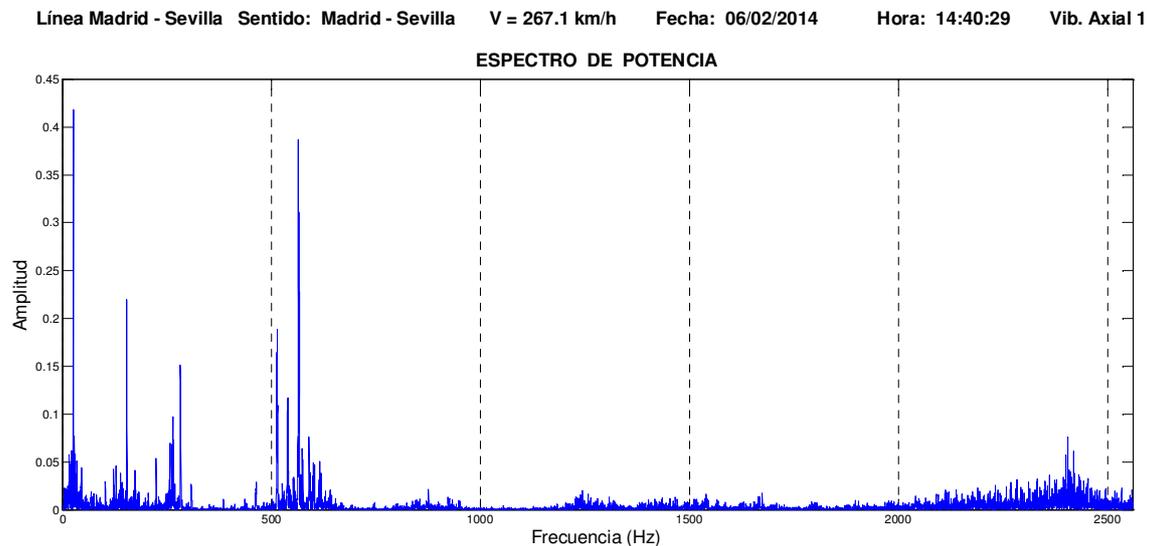


Figura 4.11. Espectro de Potencia de la señal temporal anterior (Figura 4.10).

Transformada de Hilbert

La transformada de Hilbert (HT, *Hilbert Transform*) es una herramienta matemática útil para describir la envolvente compleja de una señal modulada por una portadora real. La HT de una señal es una señal en el dominio del tiempo definida por la ecuación (4.17).

$$H[x(t)] = \hat{x}(t) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} \frac{x(\tau)}{t - \tau} d\tau = x(t) \otimes (1 / \pi t) \quad (4.17)$$

En el análisis de vibraciones mecánicas se suele utilizar la PSD de la transformada de Hilbert para amplificar eventos modulantes de baja frecuencia. En la Figura 4.12 se muestra un

ejemplo de espectro de potencia de la envolvente (HT) de una señal temporal registrada en la rama de AVE sensorizada.

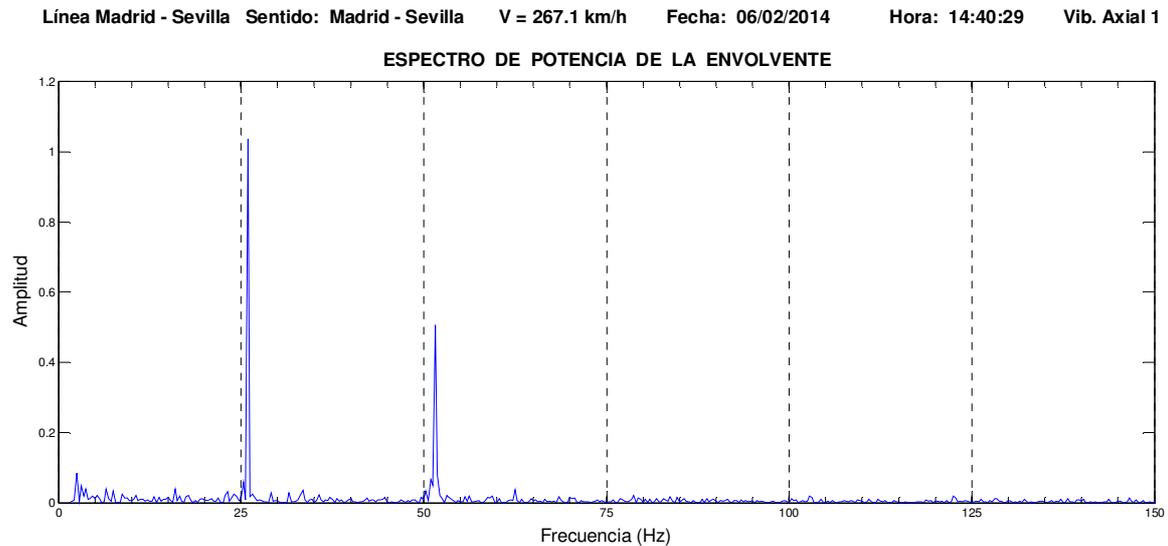


Figura 4.12. Espectro de Potencia de la Envolvente de la señal temporal de la Figura 4.10.

Para optimizar el análisis particular de las señales temporales y de los espectros se idea un proceso para automatizar la generación de las gráficas asociadas a cada señal de vibración a estudiar (ver Figura 4.13).

También se ha recurrido a diferentes transformaciones de los espectros convencionales, para obtenerlos normalizados respecto a su potencia espectral total y en función de la frecuencia de giro (armónicos) de la rueda del vehículo ferroviario. Así, de acuerdo con el estudio que se quiera realizar, se utilizarán los datos apropiados de entre todas las posibilidades disponibles.

El proceso de generación automático de las gráficas está diseñado para mostrar también las gráficas normalizadas (ver Figura 4.14).

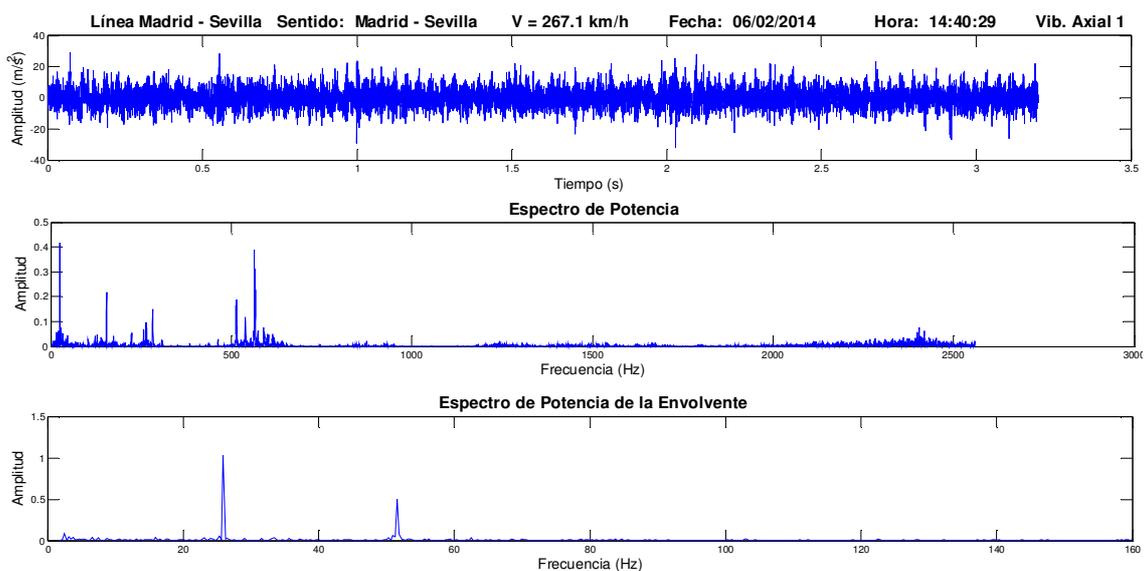


Figura 4.13. Gráfica compendio de la Señal Temporal, Espectro de Potencia y Espectro de Potencia de la Envolvente (Figura 4.10, Figura 4.11 y Figura 4.12).

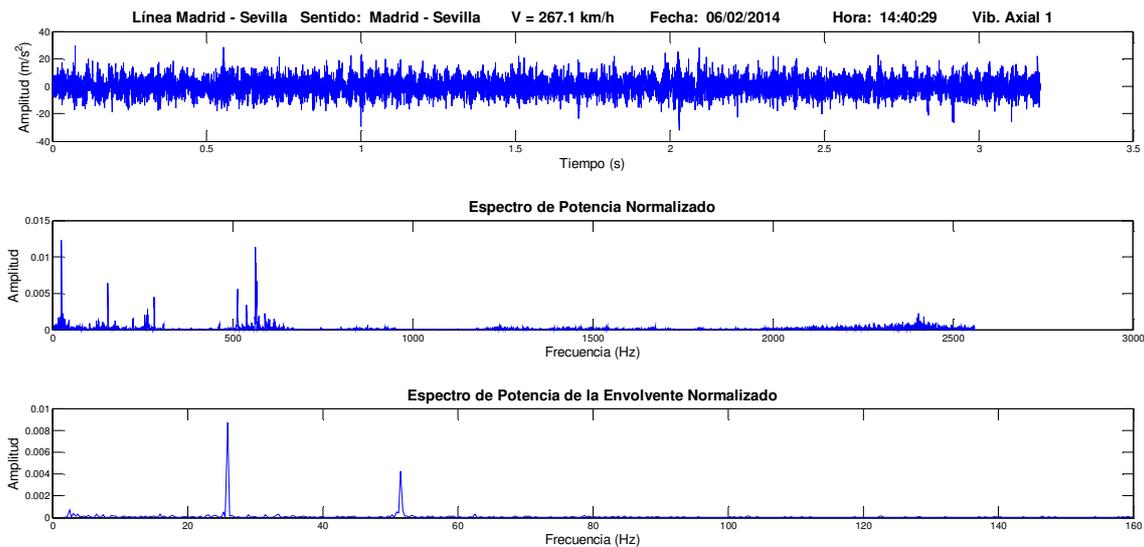


Figura 4.14. Gráfica compendio de la Señal Temporal, Espectro de Potencia Normalizado y Espectro de Potencia de la Envolvente Normalizado.

Multi-Level Analysis (MLA)

En la presente Tesis Doctoral también se aplica la descomposición en bandas o paquetes de energía de los espectros, también conocido como *Multi-Level Analysis* (MLA). Mediante este procedimiento se divide el espectro en 2^k bandas, siendo k el nivel de descomposición, cada una de las cuales tiene asociada una parte de la potencia total del espectro. Este procedimiento, que se ilustra en la Figura 4.15 es aplicable tanto a los espectros normalizados como sin normalizar.

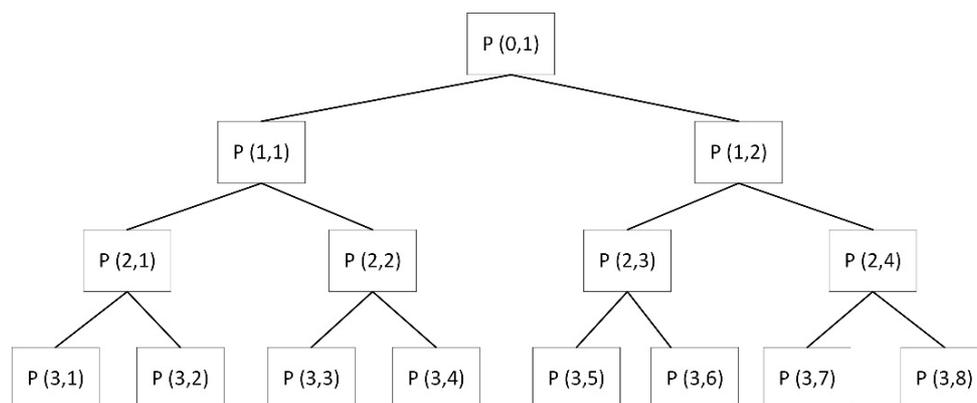


Figura 4.15. MLA, procedimiento de descomposición hasta nivel 3.

La ecuación (4.18) define de manera matemática el proceso de descomposición en bandas para un nivel de descomposición genérico k . El valor de k debe ser tal que el resultado 2^k sea siempre igual o menor que el número de datos disponibles N en cada señal vibratoria, es decir, $2^k \leq N$.

$$P(k, j) = \sum_{j=1}^{j=2^k} \sum_{i=\frac{N}{2^k}(j-1)+1}^{i=\frac{N}{2^k}j} S_x(i) \tag{4.18}$$

Lógicamente, cada banda resultante del proceso de descomposición tendrá un ancho diferente, menor cuanto mayor sea el nivel de descomposición. En la Tabla 4.1 se muestran los anchos de banda resultado de descomponer el espectro de una señal, con frecuencia de Nyquist de 2560 Hz, hasta el nivel k=9.

Tabla 4.1. Anchos de banda en función del nivel de descomposición k, para una frecuencia de Nyquist de 2560 Hz.

k	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
2 ^k	1	2	4	8	16	32	64	128	256	512
Banda F _m /2 ^k (Hz)	2560	1280	640	320	160	80	40	20	10	5

Posteriormente, se realiza un tratamiento de los resultados de cada banda con el objetivo de observar variaciones en el comportamiento vibratorio del tren de Alta Velocidad después de ser sometido a tareas de mantenimiento.

Una vez se ha determinado la descomposición en bandas de varios viajes realizados en distintos días, se representan en una misma gráfica la potencia media y la desviación estándar de una banda específica para cada uno de los trayectos estudiados (ver Figura 4.16). Sobre la misma figura se grafican además varias curvas de ajuste de los datos que ayuden a percibir alguna tendencia. Estas curvas son polinomios de grado 1 hasta 4, cuya ecuación se muestra en la misma figura.

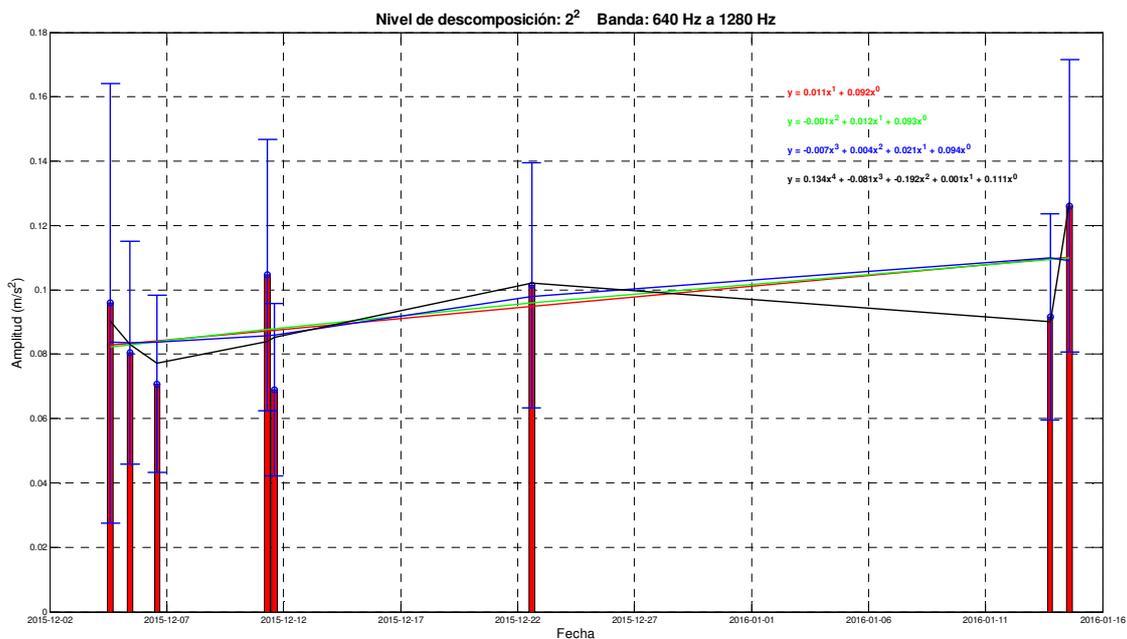


Figura 4.16. Banda de 640 a 1280 Hz resultante de la descomposición de la PSD para varios días analizados. También se representan varias curvas de ajuste de los datos.

Adicionalmente, se realiza un estudio de las pendientes, correspondientes a las curvas polinómicas de grado 1, para todas las bandas de un nivel de descomposición dado. Se establecen unos valores límites según la ecuaciones (4.19), (4.20), (4.21) y (4.22), prestando especial atención a aquellas bandas cuya pendiente supera los umbrales fijados. En la misma figura se representa el coeficiente de correlación R^2 para cada banda. La Figura 4.17 ilustra una gráfica prototípica.

Los límites del umbral L_1 se trazan con dos líneas discontinuas de color rojo, una con valores positivos y la otra con valores negativos. Los límites del umbral L_2 se trazan con dos líneas discontinuas de color verde, también con signos positivo y negativo. Los límites de los umbrales L_P y L_N se trazan con sendas líneas discontinuas de color magenta, cada una de ellas con su signo correspondiente: el umbral de las pendientes positivas L_P , positivo, y el umbral de las pendientes negativas L_N , negativo.

$$L_1 = \pm \frac{\left| \sum_1^{n_p} m_p \right| + \left| \sum_1^{n_n} m_N \right|}{2^k} \quad (4.19)$$

$$L_2 = \pm \frac{\frac{\left| \sum_1^{n_p} m_p \right|}{n_p} + \frac{\left| \sum_1^{n_n} m_N \right|}{n_n}}{2} \quad (4.20)$$

$$L_P = \frac{\sum_1^{n_p} m_p}{n_p} \quad (4.21)$$

$$L_N = \frac{\sum_1^{n_n} m_N}{n_n} \quad (4.22)$$

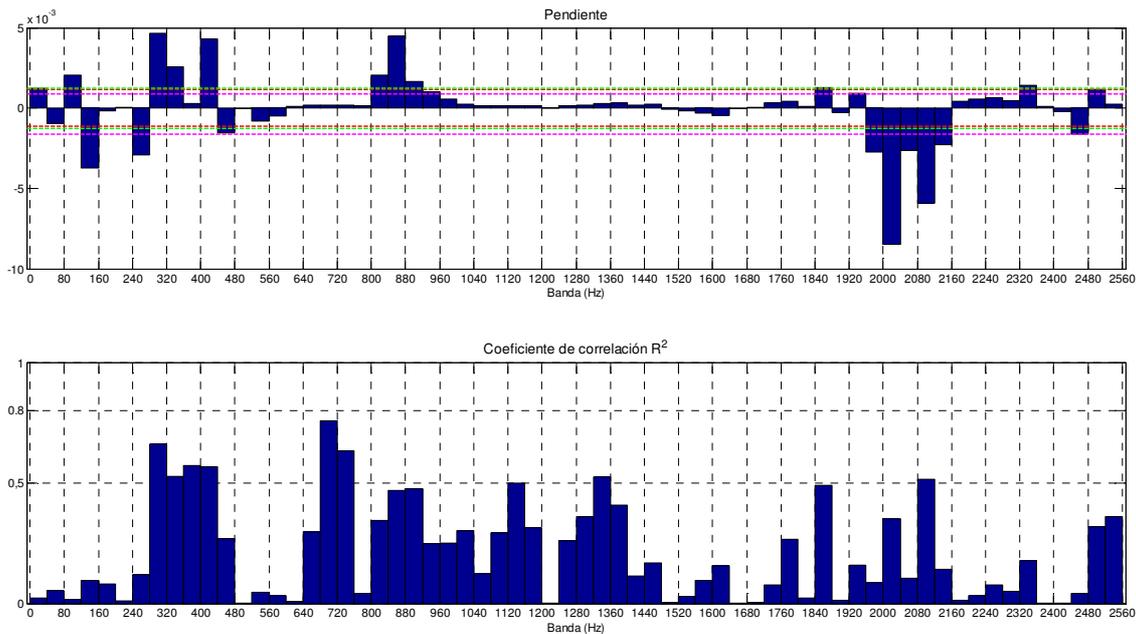


Figura 4.17. Pendientes de las regresiones lineales (arriba) y factor R^2 (abajo) para las primeras 64 bandas.

Representación gráfica de la configuración de estados (RGCE)

Otro tratamiento dado a los datos es el agrupamiento de las potencias de cada banda resultante de la aplicación del MLA en tres instantes temporales o estados de servicio, tomando como referencia la fecha en la que se ha registrado un proceso de cambio en el sistema mecánico, como, por ejemplo, una intervención de mantenimiento.

El primer estado operativo, denominado B (*Before*, antes en inglés), aglutina las potencias de las bandas del espectro cuyos datos vibratorios se tomaron antes del mantenimiento. El segundo estado operativo, llamado A (*After*, después en inglés), lo componen los datos del primer día del que se tienen registros tras el mantenimiento. El tercer estado operativo, denominado L (*Later*, tarde en inglés), concentra los datos que se registraron transcurrido cierto tiempo desde el mantenimiento.

Para cada conjunto de datos se calcula el valor medio de la potencia del espectro en la banda de interés, así como la fecha media de los datos. Los tres puntos obtenidos se unen mediante tres rectas que abarcan todas las posibilidades, resultando la representación gráfica de la configuración de estados (RGCE).

Se ha definido una codificación de la configuración de los estados operativos que facilita su identificación. Esta codificación consta de tres letras (BAL) escritas en mayúscula o minúscula en función del signo de la pendiente de la recta que une dos estados de servicio. La primera letra se corresponde con la recta (pintada siempre en rojo) que une los estados de servicio B y A. La segunda letra hace referencia a la recta (trazada en verde) que enlaza los estados de servicio A y L. La tercera y última letra representa la recta (dibujada en azul) que relaciona los estados de servicio B y L.

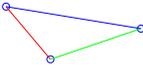
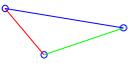
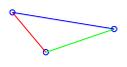
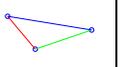
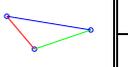
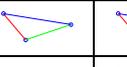
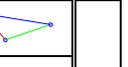
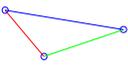
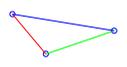
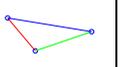
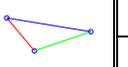
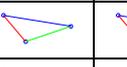
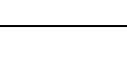
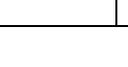
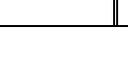
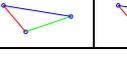
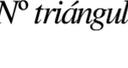
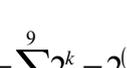
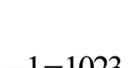
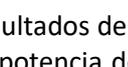
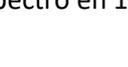
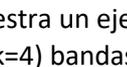
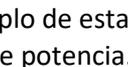
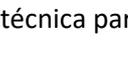
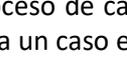
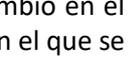
De este modo, por ejemplo, una configuración bAl significa que la potencia de la banda se reduce entre los estados B y A y entre los estados B y L; sin embargo se produce un incremento de la potencia entre los estados de servicio A y L. En la Tabla 4.2 se listan todas las configuraciones posibles acompañadas de un dibujo ilustrativo de la forma que tendrían cada una de ellas.

Tabla 4.2. Asignación de valores numéricos y representación de las configuraciones posibles.

Configuración	Forma del triángulo	Configuración	Forma del triángulo
bal=-3		Bal=1	
bAl=-2		BAl=∅	No es posible
baL=∅	No es posible	BaL=2	
bAL=-1		BAL=3	

El número de triángulos de configuración de estado se relaciona directamente con el nivel de descomposición del espectro de la señal alcanzado, obteniendo 2^k triángulos por cada nivel k , tal y como se muestra en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3. Progresión del número de triángulos de configuración de estado.

k	0	1	2	3	4	...	
Triángulos							
							
							
							
							
							
							

Si se decidiera descomponer el espectro de potencia de la señal hasta el nivel k=9, se obtendría un total de 1023 triángulos de estado, tal y como se calcula en la ecuación (4.23).

$$N^{\circ} \text{ triángulos} = \sum_{k=0}^9 2^k = 2^{(sup k+1)} - 1 = 2^{9+1} - 1 = 1023 \quad (4.23)$$

Al graficar los resultados de este procedimiento se puede observar de manera sencilla el comportamiento de la potencia de cada banda del espectro ante un proceso de cambio en el sistema mecánico. La Figura 4.18 muestra un ejemplo de esta técnica para un caso en el que se ha descompuesto el espectro en 16 (k=4) bandas de potencia.

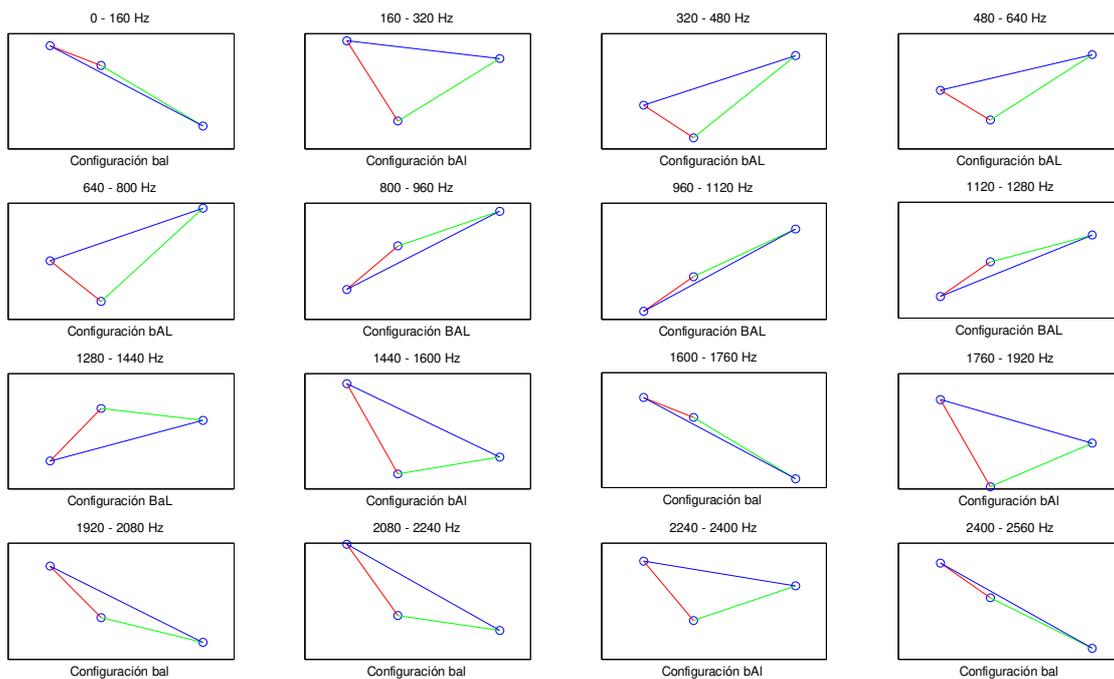


Figura 4.18. RGCE de las 16 bandas de descomposición de un espectro de potencia.

Cromograma de bandas de frecuencia (CBF)

Como medida para compilar toda la información extraída de la descomposición en bandas y las configuraciones de los estados de servicio se han desarrollado los cromogramas de bandas de frecuencia (CBF) que se muestran a continuación. A cada configuración posible se le ha asignado un valor numérico según se muestra en la Tabla 4.2. Cada valor numérico es transformado después en un color específico de acuerdo a la escala situada a la derecha del CBF, correspondiendo los azules a las configuraciones B negativa y los amarillos y rojos a las configuraciones B positiva.

Conforme a la codificación de colores establecida, las bandas o paquetes de energía pintados de azul corresponden con aquellos en los que se ha reducido la potencia de las señales tras un proceso de cambio en el sistema mecánico. Por tanto, la potencia de esas bandas del espectro de frecuencia puede ser utilizada como indicador del estado de funcionamiento del eje. La Figura 4.19 muestra un ejemplo de un CBF.

Para un mejor entendimiento de esta técnica, sobre el CBF de la Figura 4.19 se han marcado las configuraciones de estado de las 16 bandas del nivel $k=4$ de descomposición. Los datos utilizados para los ejemplos de RGCE y CBF son los mismo, por lo que fácil comprobar que las configuraciones detalladas en cada banda del RGCE de la Figura 4.18 coinciden con los recuadros identificando las bandas en el CBF de la Figura 4.19.

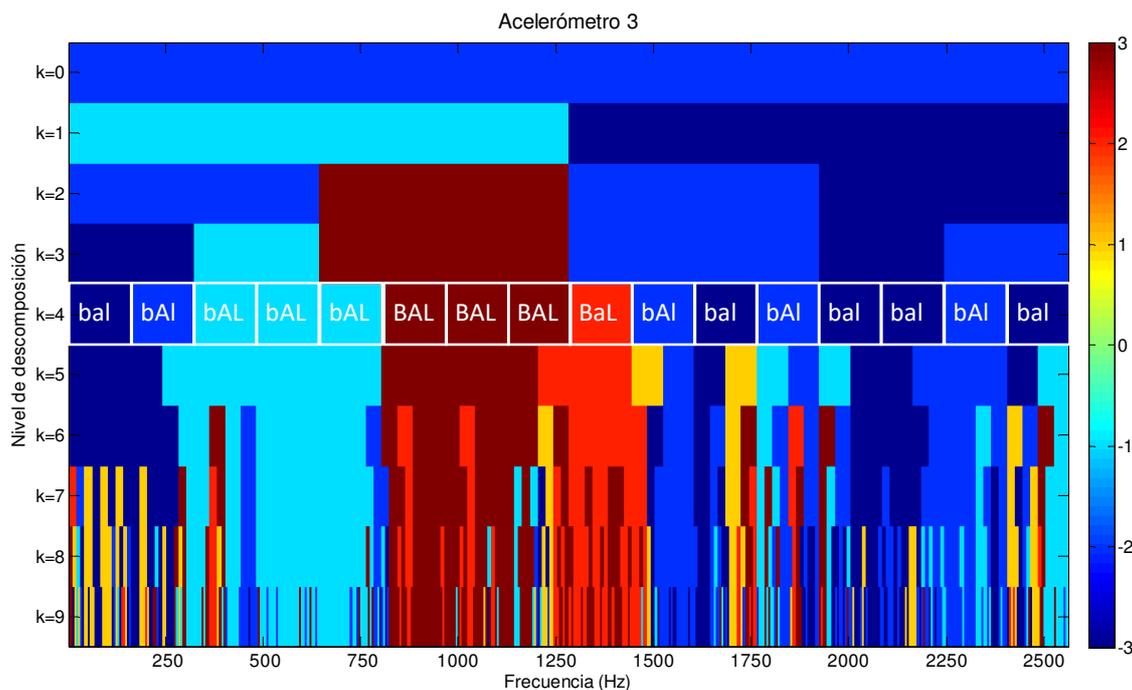


Figura 4.19. Ejemplo de mapa de CBF en función del nivel de descomposición y la frecuencia. Se ha marcado el nivel de descomposición $k=4$ con motivos explicativos.

Selección de componentes frecuenciales más significativas (SCFMS)

Además, se aplica un método propio para detectar y obtener el número de repeticiones de las componentes frecuenciales más significativas (SCFMS) de cada espectro. Este procedimiento se aplica a los tres estados de los espectros de potencia: convencional, normalizado respecto de su potencia total y en función de la frecuencia de giro de la rueda del vehículo ferroviario.

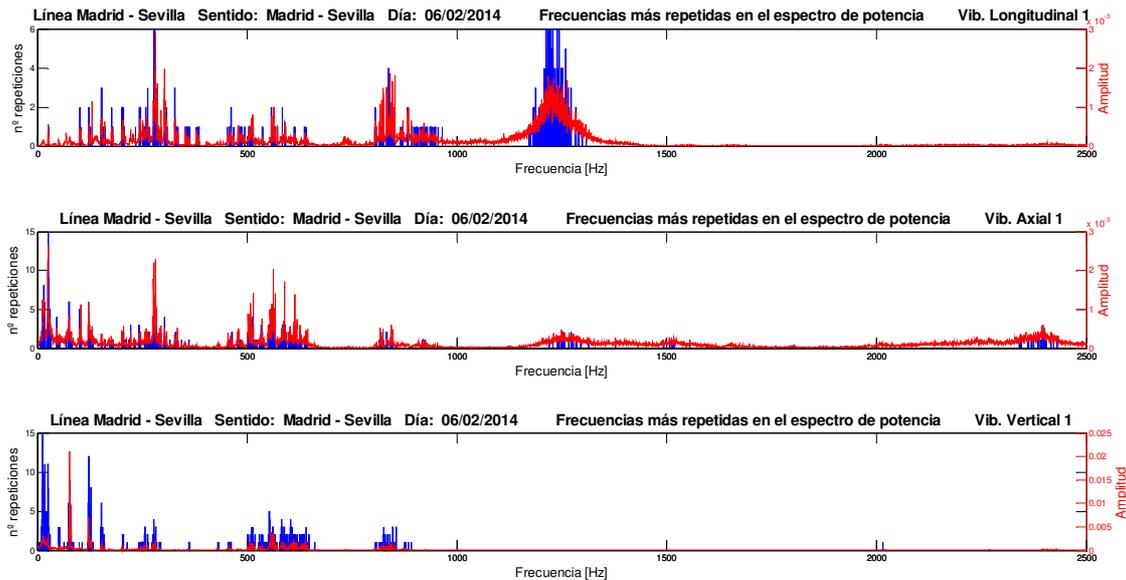


Figura 4.20. Ejemplo de picos más repetidos representados junto con los espectros normalizados promedios

El algoritmo desarrollado localiza las componentes frecuenciales más significativas de cada señal analizada y las ordena de mayor a menor. Después, redondea la frecuencia de cada componente más significativa al entero más cercano. A continuación, realiza el conteo de las “n” componentes frecuenciales más significativas en todas las señales del tramo a analizar. El valor “n” es arbitrario. En principio, se ha establecido que las 20 componentes frecuenciales más significativas son un valor suficiente para realizar el estudio del sistema ferroviario. Finalmente, los resultados se exportan a un fichero de texto plano y se grafican junto con los espectros promedios, como muestra la Figura 4.20.

4.4.2. Dominio del tiempo y la frecuencia

Empirical mode decomposition (EMD)

Adicionalmente, a las señales temporales se les aplica la técnica de descomposición conocida desarrollada por Huang et al. [290] conocida como *Empirical Mode Decomposition* (EMD). Como resultado del proceso de descomposición se obtienen una serie de subseñales llamadas *Intrinsic Mode Functions* (IMF). Cada una de estas subseñales se puede relacionar con los modos de vibración de los componentes individuales de un sistema mecánico complejo [176,196]. Posteriormente, se calcula el espectro de cada una de estas sub-señales, representando todos los espectros en una misma imagen, tal y como muestra la Figura 4.22.

La idea principal detrás de esta técnica es la identificación de los modos intrínsecos de oscilación de una señal dinámica dada por sus escalas temporales características, y la descomposición de la señal de acuerdo a esos modos. Esta técnica se basa en tres supuestos:

- En la señal dada, el número de extremos es al menos dos: un máximo y un mínimo.
- La escala temporal se define por el intervalo temporal entre los extremos.
- Si la señal dada no tiene extremos pero sí puntos de inflexión, se pueden derivar los datos para obtener los extremos.

El algoritmo para obtener el IMF de una señal dada $x(t)$ se conoce como *sifting process*. El algoritmo original desarrollado por Huang et al. ha sido evolucionado por otros autores con el

fin de aumentar su rapidez de operación o adaptarlo a espacios complejos. En esta Tesis se utilizará el algoritmo desarrollado por Rilling et al. [291], cuya esencia es similar a la del algoritmo original y opera como se describe a continuación:

1. Se identifican todos los extremos de la señal dada $x(t)$.
2. Se conectan todos los máximos de la señal dada $x(t)$ con una curva spline cúbica, obteniendo una envolvente superior. Se repite el proceso conectando todos los mínimos de la señal $x(t)$, obteniendo una envolvente inferior. Se calcula la media entre las envolventes $m_1(t)$ según la ecuación (4.24).

$$m_1(t) = \frac{e_{\max}(t) + e_{\min}(t)}{2} \quad (4.24)$$

3. Se resta la media a la señal de entrada para obtener la primera componente de IMF $c_1(t)$ según la ecuación (4.25).

$$c_1(t) = x(t) - m_1(t) \quad (4.25)$$

4. Se calcula el residuo como describe la ecuación (4.26).

$$r_1(t) = x(t) - c_1(t) \quad (4.26)$$

5. Se utiliza el residuo como nueva señal de entrada y se repiten los pasos 1-5 hasta que la nueva señal no cumple los requisitos del IMF, siguiendo el procedimiento de las ecuaciones (4.27) y (4.28).

$$c_k(t) = r_{k-1}(t) - m_k(t) \quad (4.27)$$

$$r_k(t) = r_{k-1}(t) - c_k(t) \quad (r_0(t) = x(t)) \quad (4.28)$$

Como resultado, la señal de entrada $x(t)$ se puede expresar como el sumatorio de N componentes y el residuo, ver ecuación (4.29)

$$x(t) = \sum_{i=1}^N c_i(t) + r_N(t) \quad (4.29)$$

Este proceso matemático se puede ver gráficamente en la Figura 4.21. La señal de entrada se descompone sucesivamente en señales más simples que constituyen cada IMF. La última señal obtenida, la cual se identifica como residuo, representa la tendencia de la señal de entrada.

A cada una de las subseñales o IMF obtenidos se le pueden aplicar las técnicas descritas anteriormente. La Figura 4.22 muestra un ejemplo en que se ha calculado la densidad de potencia espectral de los IMF obtenidos. En este ejemplo, la señal de entrada resulta de la suma de dos señales sinusoidales de frecuencia 0,1 y 0,2 Hz. Para este caso tan sencillo, se observa

claramente cómo las componentes frecuenciales de los dos primeros IMF coinciden con las frecuencias de la señal de entrada.

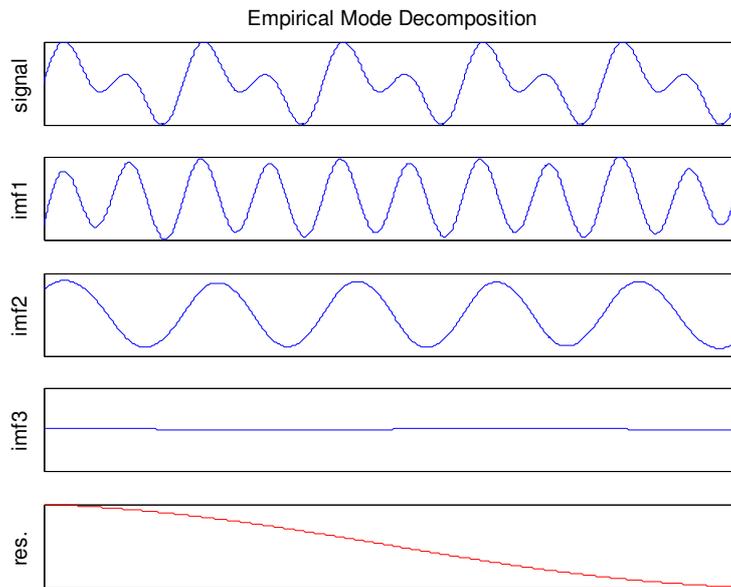


Figura 4.21. Proceso de descomposición de una señal en varios IMF

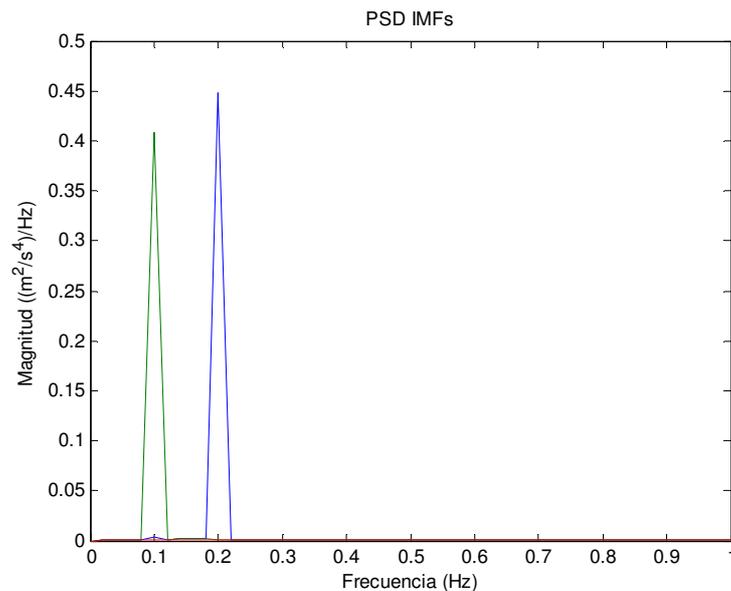


Figura 4.22. Ejemplo de PSD de los IMF resultantes de aplicar la técnica EMD

Transformada de Hilbert-Huang

La transformada de Hilbert-Huang (HHT, *Hilbert-Huang Transform*) no es más que la aplicación de la transformada de Hilbert y el cómputo de las frecuencias instantáneas de cada componente IMF obtenida mediante la técnica EMD. Esto permite la representación de las frecuencias instantáneas y de la amplitud como funciones del tiempo en una gráfica tridimensional.

El concepto de frecuencia instantánea es motivo de una gran controversia en la comunidad científica [290], habiéndose propuesto diferentes definiciones [290,292,293]. Una de las definiciones más aceptada es la que se muestra en la ecuación (4.30).

$$\omega = \frac{d\theta(t)}{dt} \quad (4.30)$$

A diferencia de las representaciones de otras técnicas del dominio tiempo-frecuencia como las wavelets, en cuyos espectros se dibuja un mapa de colores de energía, el espectro de la HHT refleja únicamente la “forma de esqueleto” enfatizando las variaciones de frecuencia de cada IMF. En la Figura 4.23 se muestra el espectro HHT de la señal de ejemplo anterior.

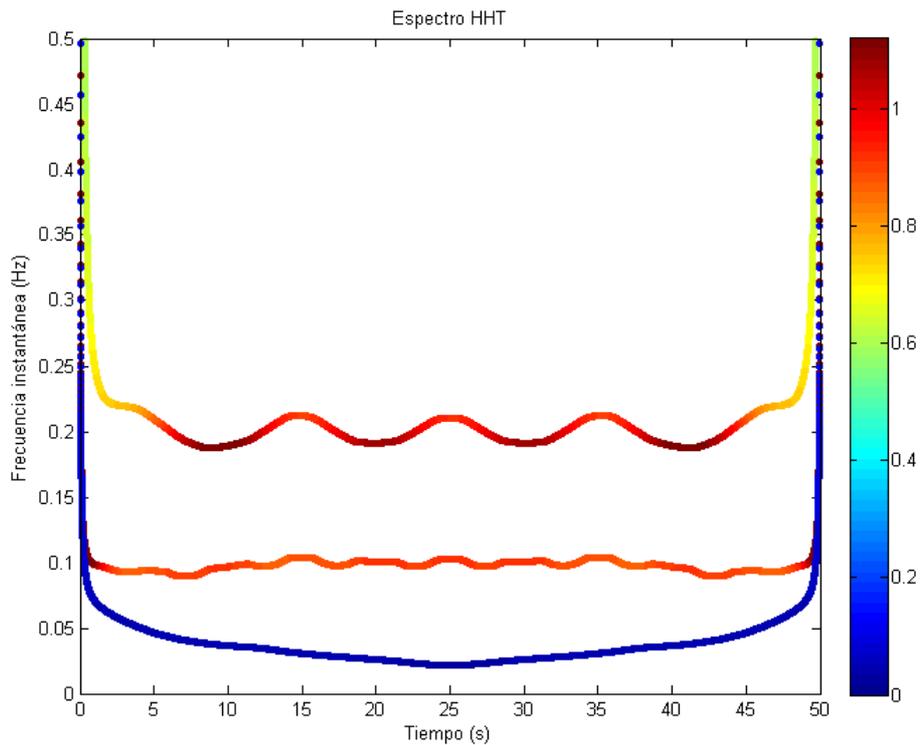


Figura 4.23. Espectro de la HHT

CAPÍTULO 5

SOFTWARE DE SELECCIÓN Y ANÁLISIS DE LAS SEÑALES VIBRATORIAS

En el transcurso de la presente Tesis Doctoral se han desarrollado numerosas rutinas en MATLAB® para llevar a cabo la selección y análisis de las señales vibratorias aplicando las técnicas descritas en la metodología. Todas estas rutinas se han agrupado bajo el programa informático *TAV² Tratamiento y Análisis de Vibraciones en Trenes de Alta Velocidad*.

Este programa cuenta con una intuitiva interfaz gráfica que facilita la realización de las tareas de selección y análisis de datos de vibración. Adicionalmente, es posible obtener de manera automática un dossier con los resultados de los análisis para su archivo. En definitiva, el programa permite que un usuario inexperto pueda adentrarse en el análisis de vibraciones en elementos ferroviarios de forma rápida.

La interfaz gráfica se ha desarrollado utilizando la herramienta GUIDE de MATLAB®. Esta herramienta está diseñada para crear GUIs (*Graphical User Interfaces*, Interfaz Gráfica de Usuario) de una manera fácil y rápida, ayudando en el diseño y presentación de los controles de la interfaz. Aun así es necesario realizar todo el trabajo de programación de los controles y de las subrutinas a las que llaman. Durante el desarrollo del software se han programado más de 6.900 líneas de código.

El programa informático *TAV² Tratamiento y Análisis de Vibraciones en Trenes de Alta Velocidad* toma como punto de partida los ficheros en formato MATLAB® extraídos de las bases de datos de vibraciones. Por ello, antes de utilizar el programa se debe ejecutar la rutina de MATLAB® que permite la conversión de formato SQL Server a MATLAB® de los datos de vibración registrados por el sistema de medida embarcado en la rama de Alta velocidad.

5.1 Interfaz gráfica

La interfaz gráfica del programa está compuesta por tres ventanas que, de alguna forma, siguen el flujo de trabajo planteado en la metodología. La primera ventana es una simple portada que da acceso mediante dos botones a la selección de los datos y al análisis de las señales de vibración. El aspecto de esta ventana es el que se muestra en la Figura 5.1.

La ventana de selección de datos (ver Figura 5.2) está diseñada para que el usuario seleccione manualmente los datos que desea analizar a partir del perfil de velocidades real registrado por el sistema de medida. Por esto, la ventana presenta una sencilla interfaz que solicita al usuario determinada información sobre el recorrido realizado por el tren, como es el nombre de la línea de Alta Velocidad. También solicita al usuario que indique los directorios donde se encuentran los datos de vibración en formato MATLAB® y el directorio donde se trabajará con los datos.



Figura 5.1. Ventana inicial del programa TAV².

El directorio donde se encuentran los datos de vibración extraídos de la base de datos se indica individualmente para cada uno de los seis acelerómetros. Para el correcto funcionamiento del programa es recomendable que los datos de vibración en formato MATLAB® se agrupen en carpetas separadas por fecha y acelerómetro. La indicación al programa del directorio donde se encuentran los datos de vibración requiere el marcado del acelerómetro que se desea estudiar. Al realizar esta acción se presentará el botón “Ruta” y un cuadro de texto mostrando la ruta completa del directorio seleccionado.

Al presionar el botón “Ruta” aparecerá un cuadro del explorador de Windows para que el usuario seleccione de forma sencilla la carpeta con los datos. También existe la posibilidad de escribir la ruta completa del directorio directamente en el cuadro de texto.

El funcionamiento del botón “Destino Datos” y su cuadro de texto asociado es exactamente el mismo. Al pulsar el botón aparece una ventana del explorador de Windows para que el usuario seleccione la carpeta en la que desea almacenar los ficheros generados por el programa.

En la parte inferior de la ventana se sitúan tres botones: “Perfil de velocidades”, “Seleccionar viaje” y “Seleccionar datos”. Cada uno de ellos realiza una función orientada a la selección de datos de vibración de un viaje y tramo registrados en la línea de Alta Velocidad.

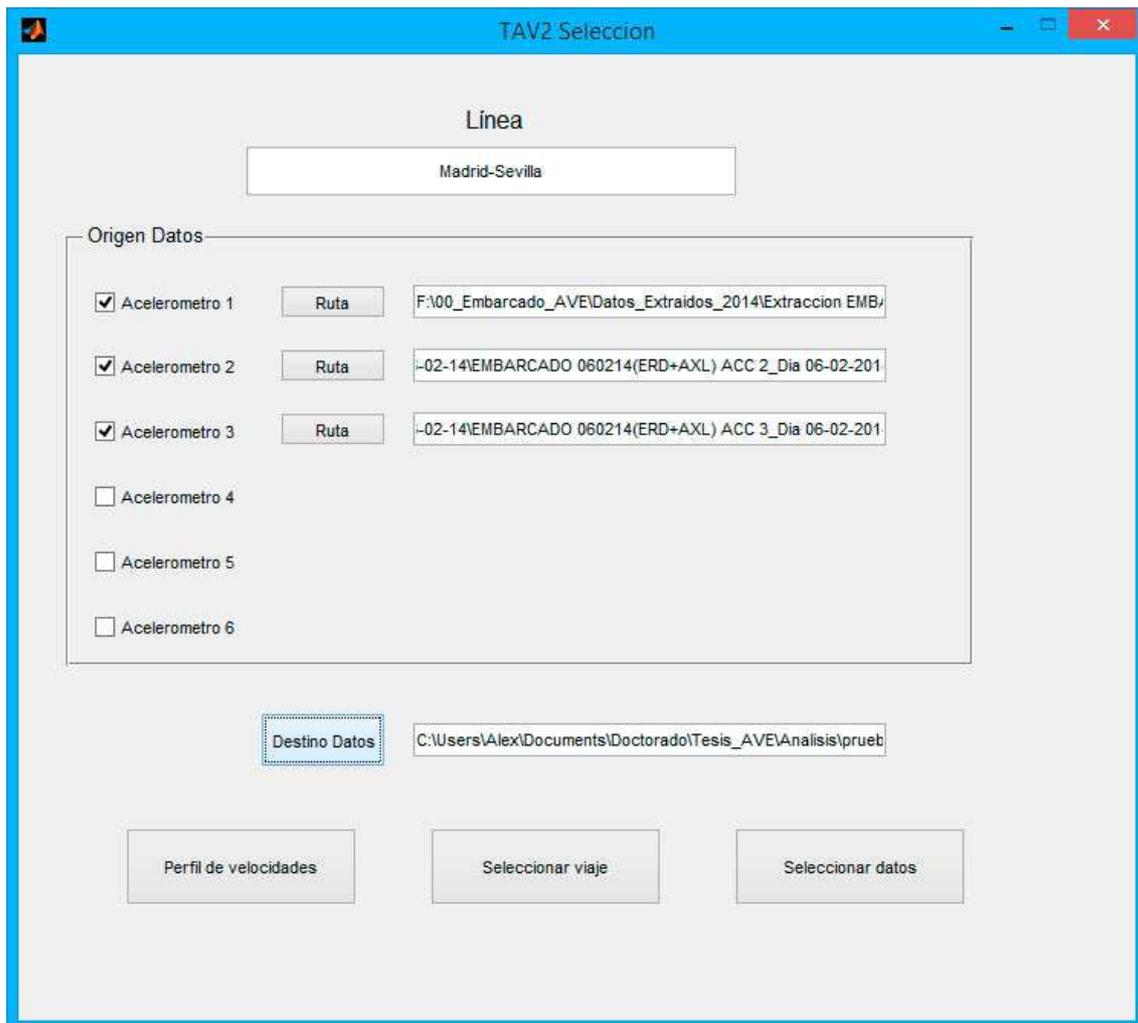


Figura 5.2. Ventana de selección de datos del programa TAV².

El botón “Perfil de velocidades” lee todos los ficheros de vibración contenidos en las carpetas indicadas por el usuario (en principio, correspondientes a un único día). De cada fichero se extrae la velocidad y la hora a las que se registró la medida. Posteriormente se grafican los perfiles de velocidad de todos los trayectos realizados por el tren en función del tiempo.

El botón “Seleccionar viaje” está diseñado para que el usuario seleccione de manera interactiva mediante el ratón, y sobre el perfil de velocidades anterior, las horas de inicio y finalización de un viaje concreto de los realizados por el tren. El usuario debe introducir manualmente el sentido del viaje, por ejemplo “Sevilla-Madrid”.

Por último, el botón “Seleccionar datos” permite al usuario seleccionar mediante el ratón, y sobre el perfil de velocidades del viaje elegido, el sector o tramo que se estudiará. La selección se realiza dibujando un recuadro sobre el perfil de velocidades, determinando así las horas inicial y final y las velocidades mínima y máxima del tramo.

En la ejecución del algoritmo de selección se crea un fichero denominado “Info.mat” que contiene información relevante sobre las condiciones en que se tomaron las medidas. Además, se copian al directorio de trabajo todos los ficheros de vibraciones, descartando aquellos que, por sus características, presentan medidas erróneas.

Del perfil de velocidades del día estudiado se pueden seleccionar cuantos viajes se desee y, dentro de cada viaje, el número de tramos de estudio que se estime oportuno.

La tercera ventana está destinada al análisis de las medidas de vibración en los dominios de la frecuencia, el tiempo y el tiempo-frecuencia, además de en armónicos de la frecuencia de giro de la rueda. La interfaz es muy sencilla, pues presenta un único botón que permite al usuario seleccionar la carpeta de trabajo (aquella definida mediante el botón “Destino Datos” en la ventana de selección). La ruta completa de la carpeta o directorio seleccionado se muestra en el recuadro de texto adyacente, tal y como se ilustra en la Figura 5.3.

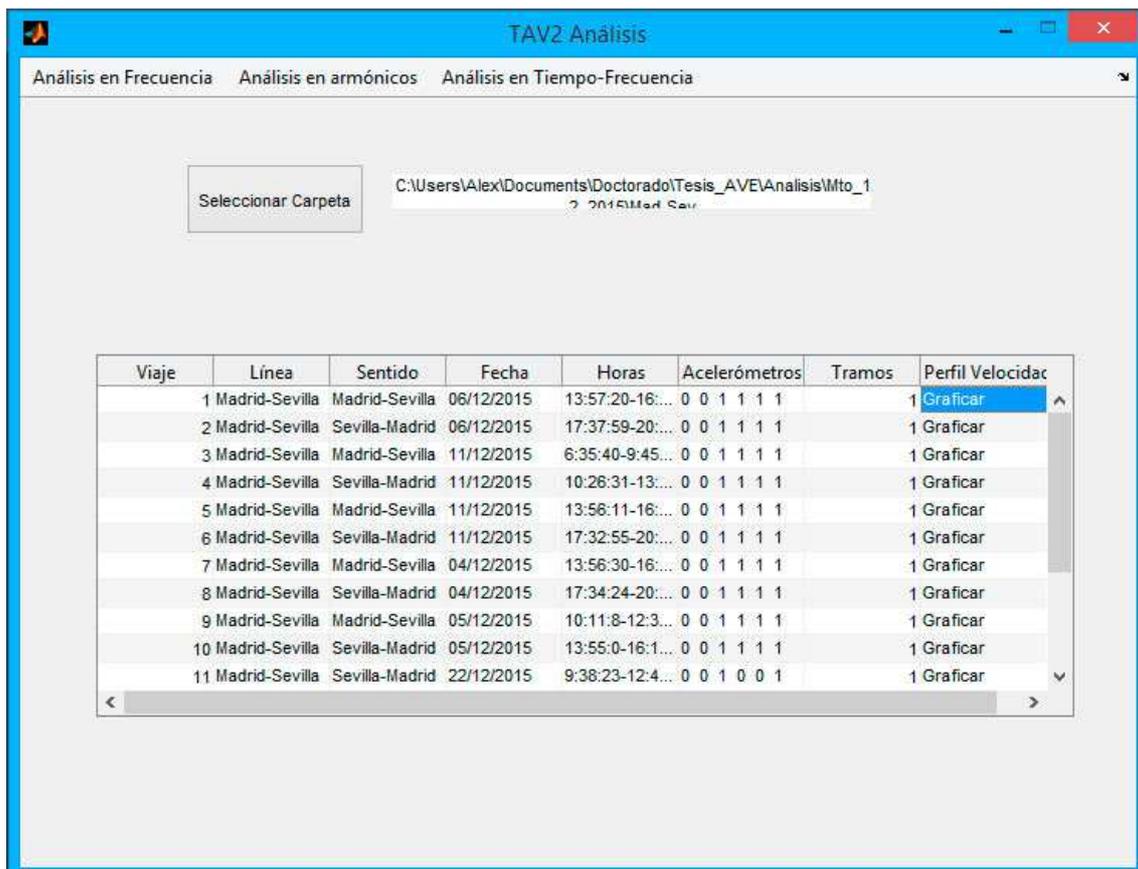


Figura 5.3. Ventana de análisis del programa TAV².

La mayor parte de la ventana está ocupada por una tabla. En ésta se muestra la información almacenada durante el proceso de selección de los datos, como son la línea, el sentido de circulación, la fecha e intervalo horario de realización del viaje o el número de tramos

definidos. Además, informa de qué acelerómetros se dispone de datos de vibración. Esta información se muestra a través de un “0” (no hay datos) o “1” (sí hay datos) en posición correspondiente a cada acelerómetro (de 1 a 6). También permite graficar el perfil de velocidades del viaje con los límites del tramo o tramos superpuestos. El número de viaje lo asigna el programa correlativamente al introducir los datos.

En la parte superior se localizan tres menús que facilitan el acceso a los análisis en los dominios descritos anteriormente.

El menú “Análisis en Frecuencia” presenta el aspecto mostrado en la Figura 5.4 a) y en él se encuentran las siguientes posibilidades de análisis:

- Análisis estándar: calcula y muestra la PSD, la HT, los espectros promedios normalizados, el valor eficaz, la varianza y la kurtosis de cada señal. Los espectros de la PSD y la HT se pueden representar normalizados a la potencia de la señal o no. Se recomienda realizar este análisis en primer lugar para detectar posibles señales erróneas que hayan podido superar los filtros del programa y proceder a su eliminación manual.
- SCFMS: calcula el número de componentes frecuenciales más significativas de cada señal utilizando la técnica SCFMS descrita en el Capítulo 4 Metodología. Como resultado representa el número de componentes más significativas más repetidas junto a los espectros promediados.
- Calcular MLA: ejecuta el algoritmo de descomposición de los espectros en k niveles definido por el usuario.
- Comparar MLA: representa la potencia de las bandas del nivel k de descomposición y acelerómetro seleccionados por el usuario a lo largo del tiempo. En la representación se incluyen también cuatro curvas de ajuste.
- Pendientes: computa las pendientes y los valores de correlación de las curvas de ajuste lineal obtenidas en el punto precedente. Los resultados se representan por bandas en función de la frecuencia estableciendo unos valores límite.
- RGCE: calcula la configuración de los estados del sistema estudiado para un nivel de descomposición k dado. Después, muestra por pantalla la RGCE.
- CBF: Asigna un valor numérico a cada configuración de estado de servicio y, posteriormente, crea un cronograma de bandas de frecuencia (CBF) de acuerdo a dicho valor numérico que se representa en función de la frecuencia y el nivel k de descomposición.

El menú “Análisis en armónicos” presenta el aspecto mostrado en la Figura 5.4 b) y en él se encuentran las siguientes posibilidades de análisis:

- Análisis estándar: representa los espectros la PSD y la HT en función de los armónicos de la frecuencia de giro.
- SCFMS: calcula el número de componentes frecuenciales más significativas de cada señal agrupados por armónicos de la frecuencia de giro. Como resultado representa el número de componentes significativas más repetidas junto a los espectros promediados.

- **No armónicos:** ejecuta un algoritmo que identifica todas las componentes frecuenciales de los espectros que no se corresponden con armónicos de la frecuencia de giro. El usuario debe introducir el error en la definición del armónico y la potencia mínima relativa al pico máximo que se considera representativa.

El menú “Análisis en Tiempo-Frecuencia” presenta el aspecto mostrado en la Figura 5.4 c) y en él se encuentran las siguientes posibilidades de análisis:

- **EMD:** realiza la descomposición de las señales en IMF utilizando la técnica EMD. Como resultado muestra los espectros promedios de cada IMF superpuestos en función de la frecuencia.
- **Barras:** representa en forma de gráfico de barras las potencias promedio de cada IMF.
- **RGCE:** calcula los estados de servicio a partir de las potencias de los IMF y muestra por pantalla la RGCE del mismo modo que se hace en el “Análisis en Frecuencia”.
- **HHT:** calcula y representa la transformada de Hilbert-Huang de los datos de vibración.

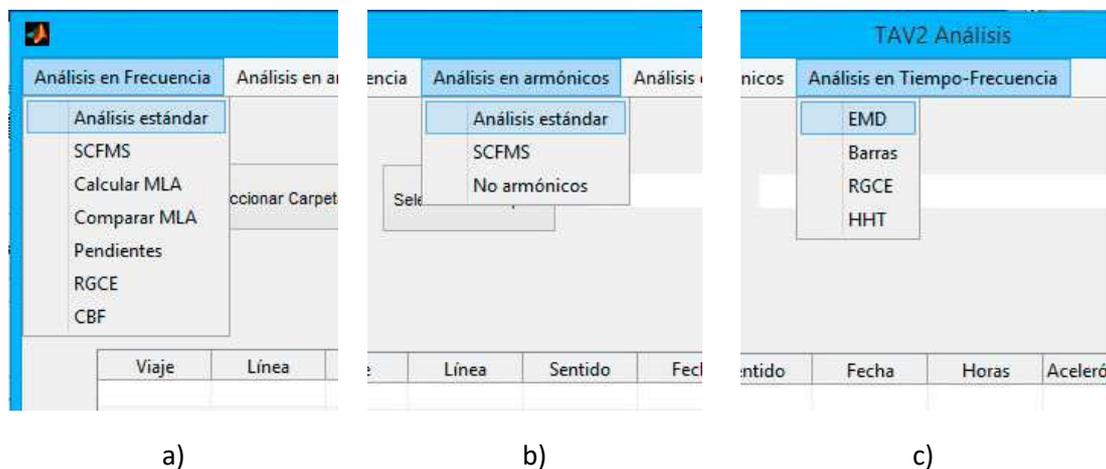


Figura 5.4. Sección de la ventana de análisis del programa TAV² mostrando los menús (a) “Análisis en Frecuencia”, (b) “Análisis en armónicos” y (c) “Análisis en Tiempo-Frecuencia”.

La mayoría de las entradas de los menús presentan varias opciones de análisis que el usuario selecciona mediante cuadros de diálogo. A continuación, se describe el funcionamiento de las herramientas de análisis que presentan un itinerario de ventanas más complicado.

Al presionar sobre “Análisis estándar” el programa muestra al usuario una serie de ventanas interactivas para que seleccione el viaje y el tramo (en el caso de existir varios en un mismo viaje) que desea analizar. Una vez elegido el viaje y el tramo, se da la opción de representar los espectros normalizados o sin normalizar. Por último, existe la opción de exportar las gráficas automáticamente a Word. El proceso completo se muestra en Figura 5.5.

La confirmación de la exportación de las gráficas a Word genera un dossier que contiene todas las señales temporales analizadas, la PSD y el espectro de la HT de cada una de ellas, los espectros promedios normalizados y el valor eficaz, la varianza y la kurtosis de cada señal.

La entrada “Picos” únicamente presenta un cuadro de diálogo en el que el usuario debe introducir el número de componentes frecuenciales más significativas que desea seleccionar.

La entrada "Calcular MLA" muestra dos cuadros de diálogo en los que se le solicita al usuario el nivel de descomposición de los espectros que se quiere alcanzar y si las bandas o paquetes de energía deben calcularse sobre los espectros normalizados o sin normalizar.

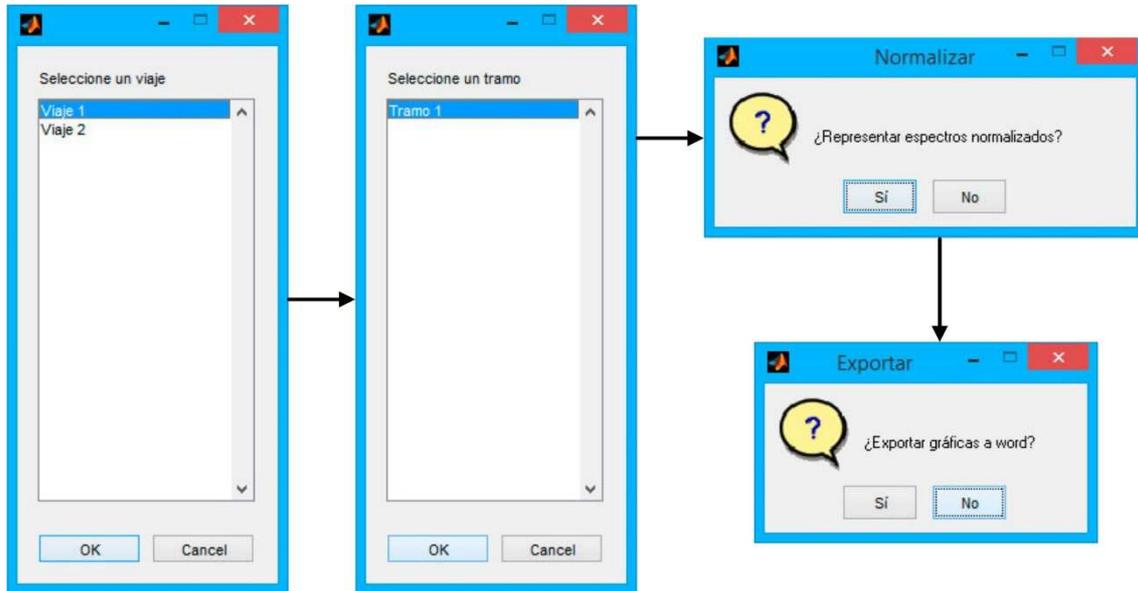


Figura 5.5. Proceso de interacción con el usuario para el "Análisis estándar".

La herramienta "Comparar MLA" dispone de cinco ventanas de diálogo con el usuario que le guían a través del proceso para obtener la representación gráfica del MLA (ver Figura 5.6).

En la primera ventana se le pregunta si desea exportar los resultados gráficos a Word o no. En caso de responder afirmativamente, se generará un dossier que contendrá todas las gráficas obtenidas durante el proceso de selección.

La siguiente ventana en aparecer contiene información relevante para el usuario sobre el proceso de selección de las carpetas con los datos de trabajo. A continuación, se muestra el explorador de Windows para que el usuario seleccione las carpetas que contienen los resultados del cálculo del MLA. De este modo, es posible comparar las bandas de viajes contenidos en distintas carpetas.

Posteriormente, es necesario indicar si se desean graficar las bandas de los espectros de la PSD o de la envolvente. Tras cargar la información de los viajes, tramos y acelerómetros disponibles para graficar las bandas, se ofrece al usuario una lista de selección múltiple.

Tras seleccionar los viajes, se debe elegir el nivel de descomposición del cual se desean graficar y comparar las bandas, existiendo para ello una lista de selección única. Una vez seleccionado, el programa muestra un gráfico de barras comparativo, como los mostrados en el Capítulo 4, por cada una de las bandas analizadas.

El programa queda en espera hasta que el usuario presione cualquier tecla. Cuando se cumple esta condición, aparece de nuevo la ventana de selección del nivel de descomposición. Si se elige otro nivel de descomposición, se mostrarán los gráficos de barras oportunos. Para salir de este bucle, basta con presionar Cancelar.

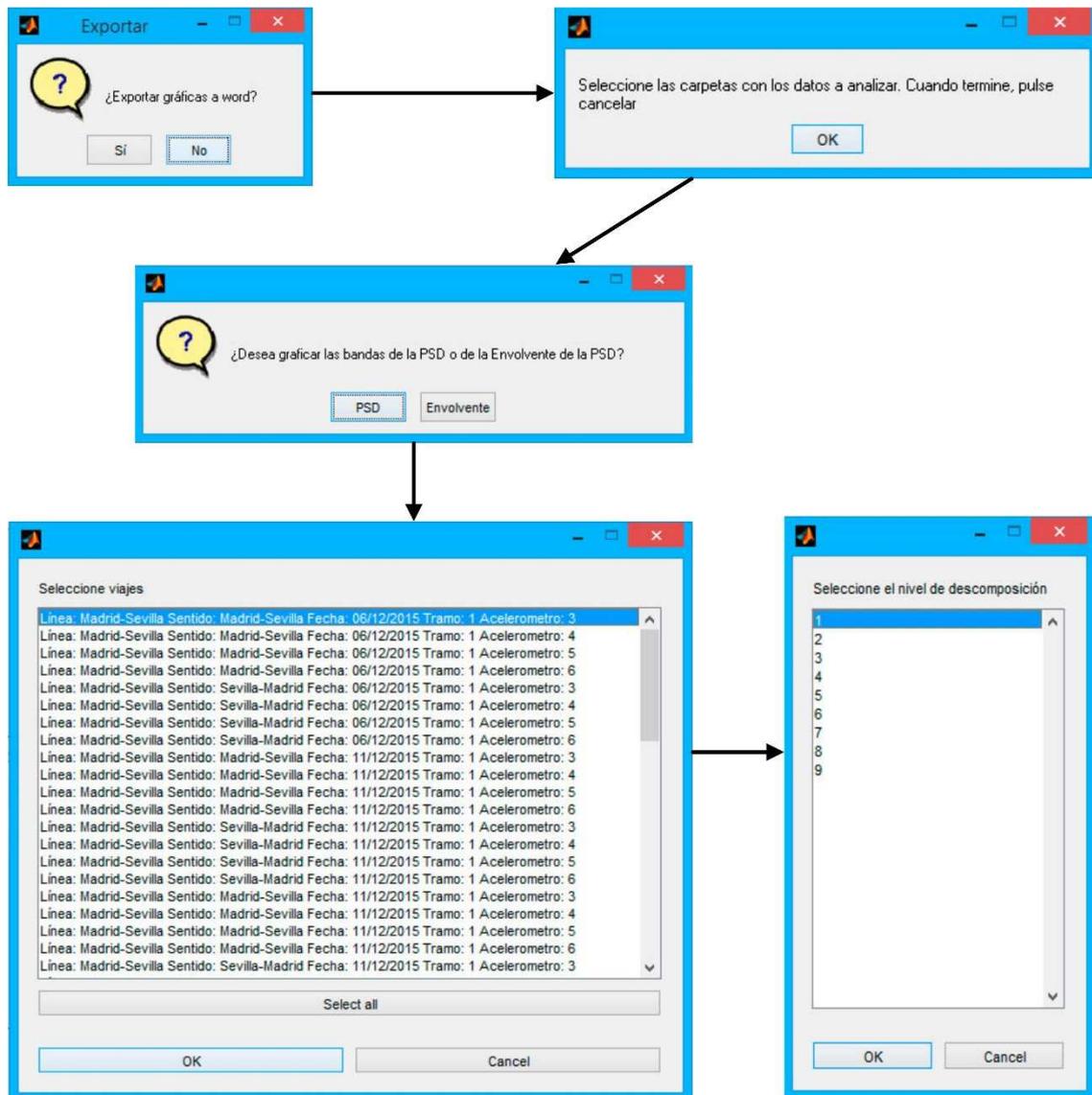


Figura 5.6. Proceso de interacción con el usuario para "Comparar MLA".

Dentro del menú "Análisis en armónico" existe una entrada denominada "No armónicos". Como se ha explicado anteriormente, esta herramienta señala, con un círculo rojo, todas las componentes frecuenciales que no coinciden con armónicos de la velocidad de giro de la rueda. La frecuencia de giro de la rueda se calcula de forma teórica a partir de la velocidad a la que se registró la medida de vibración. Por este motivo, es necesaria la intervención del usuario.

En primer lugar, esta herramienta requiere que se haya ejecutado previamente el algoritmo SCFMS. Cumplido este requisito, el programa muestra al usuario tres ventanas para que introduzca el margen de error en la definición de los armónicos y las amplitudes relativas mínimas de las componentes frecuenciales que se consideran significativas.

El margen de error en la definición de los armónicos resulta de la división entre la frecuencia de una componente dada y la frecuencia de giro de la rueda teórica. Por ejemplo, si se introduce un error de 0,1, un cociente de 4,95 se consideraría como el armónico 5º de la frecuencia de giro de la rueda, y un cociente de 4,85 se consideraría como una componente no relacionada con los armónicos de giro de la rueda.

Algo similar ocurre en la definición de las amplitudes mínimas de las componentes. El usuario debe introducir, en tanto por uno, la potencia mínima de las componentes que se consideran relevantes respecto al máximo del espectro. Por ejemplo, un valor de 0,15 marcará todas aquellas componentes cuya potencia supere el 15% del pico máximo del espectro de potencia.

El proceso de trabajo explicado anteriormente se puede resumir en el diagrama de flujo que se muestra en la Figura 5.7. Dicho diagrama de flujo muestra, además, la dependencia de unas herramientas de otras. Como se ha comentado, el programa comienza con la ventana de inicio, la cual da lugar a dos ramas conectadas, pero de funcionamiento independiente: la selección de datos y el análisis de los datos.

La selección de los datos a estudiar se realiza a través de la ventana de selección de datos. En ella se deben introducir los directorios donde se encuentran los datos de vibración en bruto y la ruta al directorio de trabajo. Posteriormente, se pasa a la generación del perfil de velocidad completo, del viaje o viajes que se estudiarán, y la definición del tramo o tramos a examinar. Este ramal del programa termina cuando el usuario ha finalizado de seleccionar todos los tramos y viajes que se examinarán.

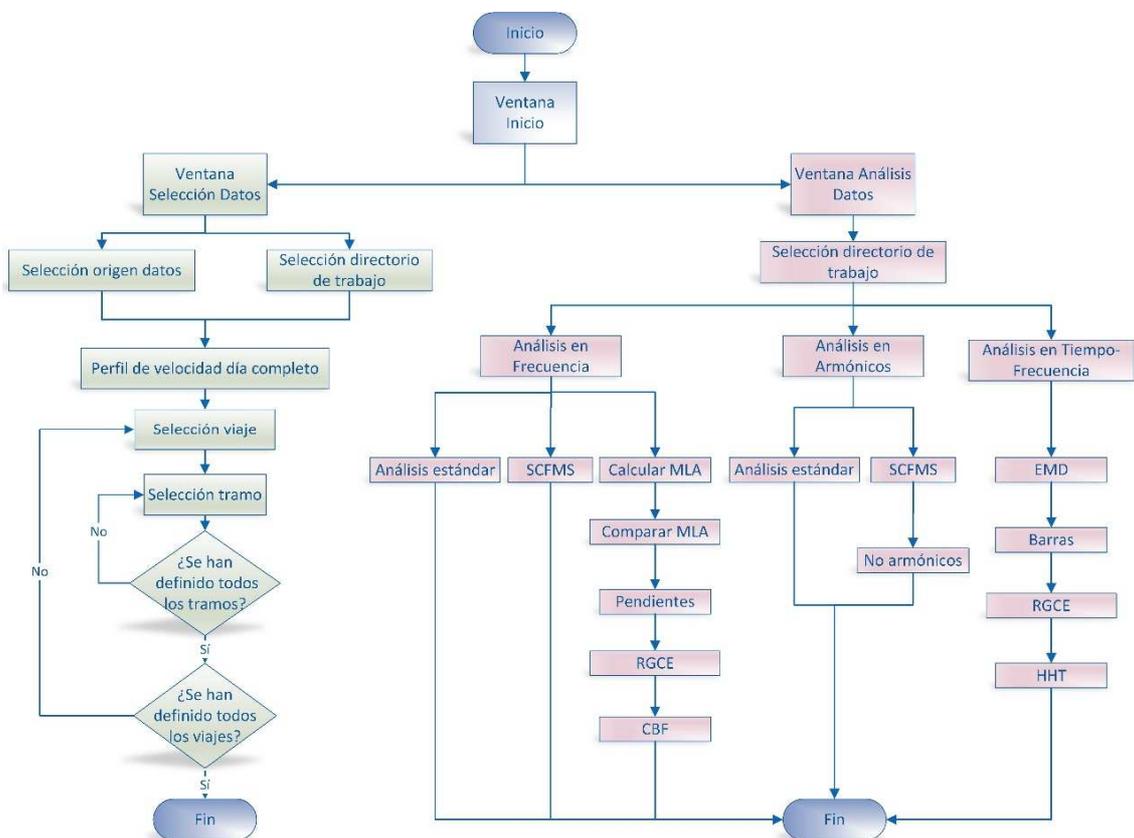


Figura 5.7. Diagrama de flujo del software TAV².

En análisis de los datos de vibración se realiza a través de la ventana de análisis de datos. Una vez se ha accedido a esta ventana, se debe seleccionar el directorio de trabajo definido previamente en la ventana de selección de datos. Posteriormente, es posible utilizar cualquiera de las herramientas de análisis descritas anteriormente y mostradas en el diagrama de flujo de la Figura 5.7.

No obstante, se debe tener en cuenta que la disposición de las herramientas en el flujograma no es casual, pues algunas herramientas requieren de la ejecución previa de otras.

Tomando como ejemplo los análisis en el dominio de la frecuencia, la ejecución del análisis estándar, de los picos y del cálculo del MLA son independientes. Sin embargo, para obtener los CBF se deben ejecutar previamente todas las herramientas de las que depende.

5.2 Gestión de los datos

Los datos tratados se almacenan en dos ficheros de MATLAB® de estructura *cell array* y con información suficiente para identificar las condiciones en que fueron tomados los registros vibratorios.

El fichero principal en el que se almacenan los datos procesados se denomina “Info.mat” y tiene la estructura que se muestra en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1. Estructura del fichero “Info.mat”

Viaje	Línea	Sentido	Fecha	Horas	Acelerómetros	Perfil Velocidades	Sector	Núm. Ficheros
int	char	char	char	2x1 double	1x6 bin	$N_v \times 2$ single	$N_s \times 3$ cell	$N_s \times 1$ cell

Cada uno de los campos del fichero recoge información relativa a las condiciones en las que se registraron las medidas, así como los datos obtenidos del procesamiento de las mismas. La descripción de los campos es la siguiente:

- El campo “Viaje” identifica el número de viaje del total analizado mediante una variable de tipo *integer*.
- El campo “Línea” hace referencia a la línea en que ha tenido lugar el viaje. Es una cadena de caracteres a introducir por el usuario, aunque típicamente será “Madrid-Sevilla” o “Madrid-Alicante”
- En “Sentido” se almacena el sentido del viaje introducido por el usuario en un char.
- El campo “Fecha” guarda la información relativa al día en que se realizó el viaje. Es un valor que el usuario no puede modificar.
- En “Horas” se recogen, en un vector columna, las horas de inicio y fin del viaje seleccionado en numeración decimal.
- En el campo “Acelerómetros” se agrupa en un vector fila con 6 columnas la información de las señales vibratorias disponibles. Si hay datos de alguno de los 6 acelerómetros, en la columna correspondiente a dicho sensor aparecerá un 1. En caso contrario, se marcará con 0.
- “Perfil Velocidades” aglutina en una matriz de dos columnas la información para graficar el perfil de velocidades en función del tiempo del viaje estudiado. El número de filas N_v está dado por el número total de ficheros extraídos de la base datos en una fecha concreta, de los cuales se lee la velocidad registrada para crear el perfil de velocidad.
- El campo “Sector” es una estructura *cell array* que almacena toda la información necesaria para el análisis de las señales y que, dada su complejidad, se explica con detalle más adelante. El número de filas N_s viene determinado por el número de tramos que el usuario elige analizar durante el proceso de selección de los datos. Dado

que sólo se ha establecido un tramo de estudio por línea, N_s será 1 habitualmente, aunque técnicamente puede ser cualquier valor entero mayor o igual que 1.

- Por último, en “Núm. Ficheros” se guarda en una estructura cell array el número total de ficheros de medida de cada sector. N_s tiene el mismo valor que en el campo “Sector”.

El campo “Sector” es un *cell array* almacena gran parte de los resultados que se generan durante los análisis, motivo por el cual presenta una estructura bastante compleja. El esquema de la estructura de este *cell array* se muestra en la Figura 5.8.

El primer nivel consta de cuatro columnas y N_s filas, cada una de ellas correspondiente a cada uno de los tramos de estudio definidos. En la primera columna se almacenan en forma de matriz 5x2 los límites de tiempo y velocidad del rectángulo delimitador del tramo. En la segunda se guarda el número de señales de cada acelerómetro en un vector fila de seis columnas. La tercera columna contiene información sobre cada una de las señales tratadas encapsulada en una estructura *cell array* de $2 \times N_a$, siendo N_a el número de acelerómetros. La cuarta y última columna guarda la potencia de los IMF resultantes de la EMD de las señales en una matriz de $N_{modes} \times 6$, donde N_{modes} es el número de modos extraídos y 6 corresponde a cada uno de los acelerómetros.

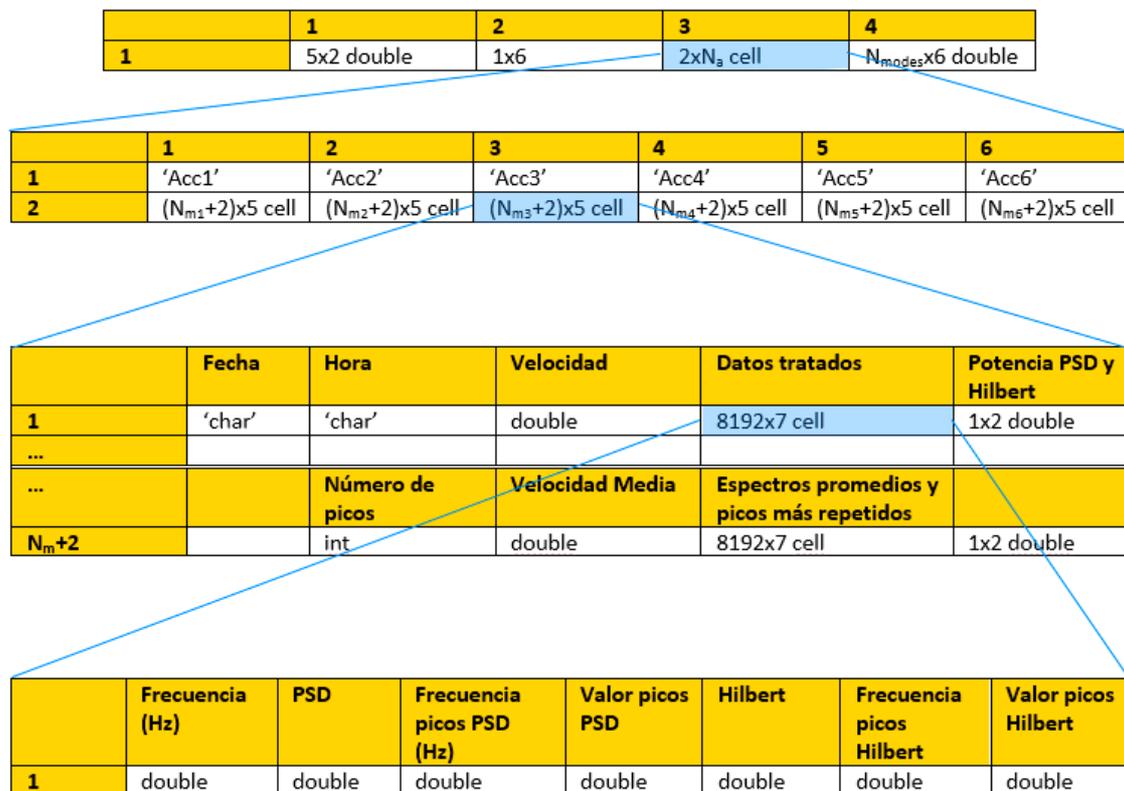


Figura 5.8. Estructura del campo “Sector” del fichero “Info.mat”.

El *cell array* de la tercera columna constituye el segundo nivel mostrado en la Figura 5.8. Éste se compone de dos filas y seis columnas. En la primera fila se incluye a modo informativo el campo ‘AccX’ para cada uno de los seis acelerómetros (en el caso de que se hayan escogido para el análisis). La segunda fila contiene en *cell arrays* de tamaño $N_{mx} \times 5$ la información relativa a cada señal analizada, donde N_{mx} corresponde al número de medidas o señales de cada acelerómetro.

Los *cell arrays* de las señales presentan cinco columnas y N_m+2 filas. De las filas 1 a N_m , las tres primeras columnas almacenan la fecha, hora y velocidad a las que se tomaron la medida. La cuarta columna es otro *cell array* que contiene datos tratados, y la última columna, registra en un vector fila de dos columnas las potencias totales de los espectros de la PSD y la envolvente o transformada de Hilbert.

La fila N_m+2 guarda la información relativa al número de picos buscado, la velocidad media del tramo, otro *cell array* con los datos promedios y las potencias promedias de los espectros de la PSD y la envolvente.

El último nivel del campo "Sector" es una matriz de $N_f \times 7$ en la que se almacenan en vectores columna los valores de la frecuencia, de la PSD, la frecuencia a la que se encuentran los picos del espectro de potencia, el valor de los picos, los valores del espectro de la envolvente y la frecuencia y valor de los picos de la envolvente.

En el caso de que esta matriz corresponda a la fila de valores promedios, se archivan los puntos de la frecuencia, de la PSD promedio, la frecuencia redondeada los picos más repetidos, el número de repeticiones, el espectro de la envolvente promedio, y las frecuencias de los picos más repetidos y el número de repeticiones.

En las medidas de vibración registradas, el valor de N_f es 8192 puntos.

El software desarrollado genera otro archivo importante adicional al fichero "Info.mat" denominado "Bandas.mat". Este archivo almacena en estructuras *cell array* anidadas los resultados de la descomposición en bandas o paquetes de energía de los espectros (MLA). Contiene también información suficiente para relacionar los resultados de la descomposición con las señales originales y los viajes en que se tomaron las medidas.

Para cada señal se almacena el valor superior de la banda de frecuencia, el valor de la potencia de la PSD en esa banda y el valor de potencia del espectro de la envolvente en la banda. Por cada tramo también se registran los valores promedios de las potencias de los espectros de la PSD y la envolvente, así como la desviación típica de cada una de ellas.

CAPÍTULO 6

APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA. RESULTADOS

En este capítulo se presentan los principales resultados obtenidos de la aplicación de la metodología propuesta en esta Tesis al sistema mecánico de rodadura de un tren de Alta Velocidad de la serie 100 de Renfe.

El sistema de medida embarcado en el citado tren recoge las medidas de vibración captadas por conjuntos de tres acelerómetros instalados en cada una de las dos cajas de grasa de un eje portante. Este eje portante corresponde al bogie no compartido del coche remolque R8 del tren.

Para efectuar un análisis más estructurado, este capítulo se ha dividido en tres secciones:

- Estudios de caracterización del sistema mecánico,
- Estudio del efecto de estados operativos cambiantes y
- Discusión de los resultados.

La primera parte del capítulo está dedicada al estudio de las características del sistema mecánico, con el fin de conocer su comportamiento en condiciones normales de funcionamiento, así como la determinación de las frecuencias y modos de vibración de componentes mecánicos de especial importancia para la correcta operación del tren. Por último, se efectúa un análisis que culmina con la selección de varios indicadores que pueden servir para la identificación del estado del sistema de rodadura.

Estudio de las señales vibratorias en escenarios de funcionamiento diferentes (componentes mecánicos con estados operativos cambiantes). Estos escenarios se darán tras procesos de fallos detectados en algún componente o en situaciones de ante y post-mantenimiento

En la segunda sección se estudia el efecto de incorporar escenarios de funcionamiento diferentes (componentes mecánicos con estados operativos cambiantes). En concreto, se analiza el comportamiento vibratorio del vehículo ferroviario, derivado de las señales vibratorias obtenidas en los acelerómetros instalados en las cajas de grasa, antes y después de una intervención de mantenimiento como es el retorneado de las ruedas. En este análisis se estudiará la evolución (ante y post-mantenimiento) de los indicadores seleccionados anteriormente.

En la tercera y última parte se comentan en detalle y discuten los resultados obtenidos, extrayendo las conclusiones oportunas.

Para la realización de los estudios reflejados en este capítulo se han tratado más de un millón de ficheros de vibraciones (extraídos de los millones de datos vibratorios contenidos en la base de datos) y, finalmente, se seleccionaron y procesaron un total de 22.024 ficheros de vibración. Del procesado de estos datos, en el texto se muestran resultados de 3.116 ficheros de vibración (número de señales que se muestra su análisis en detalle, a lo largo del capítulo).

6.1 Estudios de caracterización del sistema

Los estudios de caracterización del sistema se realizan con el objetivo de establecer los rasgos propios del sistema mecánico objeto de estudio en esta Tesis. Para ello se diseñarán los elementos mecánicos más relevantes del sistema mecánico en un software CAD y se efectuará un análisis modal mediante elementos finitos de los mismos.

También se estudiarán los datos de vibración recogidos en las Líneas de Alta Velocidad Madrid-Sevilla y Madrid-Alicante en condiciones de operación sin defectos conocidos. Los datos de vibración se tomaron a velocidades medias de 200 km/h, 270 km/h y 300 km/h, en los dos sentidos de circulación de cada línea. En todos los casos se analizarán las vibraciones medidas por acelerómetros instalados en las direcciones longitudinal, axial y vertical.

En la Tabla 6.1 se recopilan de forma ordenada las características de todos los viajes analizados en este apartado.

Tabla 6.1. Resumen de viajes analizados en los estudios de caracterización del sistema.

Línea	Sentido	Tramo	Velocidad media	Acelerómetros
Madrid-Sevilla	Sevilla	Parla-Ciudad Real	270 km/h	Acc1 longitudinal Acc2 axial Acc3 vertical
Madrid-Sevilla	Madrid	Ciudad Real- Parla	270 km/h	Acc1 longitudinal Acc2 axial Acc3 vertical
Madrid-Alicante	Madrid	Albacete-Cuenca	300 km/h	Acc1 longitudinal Acc2 axial Acc3 vertical
Madrid-Alicante	Alicante	Cuenca-Albacete	300 km/h	Acc1 longitudinal Acc2 axial Acc3 vertical
Madrid-Alicante	Madrid	Alicante-Pozorrubielos	200 km/h	Ac3 vertical Ac4 longitudinal Ac5 axial Ac6 vertical
Madrid-Alicante	Alicante	Pozorrubielos-Alicante	200 km/h	Ac3 vertical Ac4 longitudinal Ac5 axial Ac6 vertical

El estudio conjunto de los resultados de las simulaciones de elementos finitos y los datos empíricos recogidos en la vía permite la identificación de componentes frecuenciales características en los espectros de potencia. Generalmente estas componentes están relacionadas con elementos estructurales o son debidas a la existencia de posibles defectos mecánicos.

6.1.1. Estudio modal de componentes mecánicos

En este apartado se detallan los componentes mecánicos del bogie Y-327B que se han modelado en el software PTC CREO. Posteriormente, los modelos de los componentes mecánicos se han importado en ANSYS con el objetivo de realizar un análisis modal de cada uno de ellos.

Como se describió en el Capítulo 3, el bogie (mostrado en la Figura 6.1) está formado por multitud de elementos, de los cuales se han seleccionado aquellos que más influencia pueden tener en las medidas de vibración registradas por los acelerómetros instalados en las cajas de grasa. Concretamente, se han seleccionado para ser analizados mediante elementos finitos los siguientes componentes:

- Bastidor del bogie.
- Caja de grasa completa, compuesta de la parte superior y de la tapa de fundición.
- Caja de grasa, parte superior.
- Caja de grasa, tapa de fundición.
- Camisa de ajuste.
- Eje completo, compuesto de eje, ruedas y conjuntos de discos de freno.
- Eje.
- Rueda.
- Conjunto de discos de freno.
- Aro exterior del rodamiento SNR FC12790.
- Aro interior del rodamiento SNR FC12790.
- Casquillo central del rodamiento SNR FC12790.



Figura 6.1. Bogie Y-237B dibujado en PTC CREO.

El bastidor es la estructura principal del bogie. Sobre él descansan todos los mecanismos de unión con la caja del coche remolque y los elementos de las suspensiones primaria y secundaria, además de servir de soporte para el sistema de frenado. El bastidor está formado por chapas de acero y tubos soldados entre sí, presentando el aspecto que se muestra en la Figura 6.2.

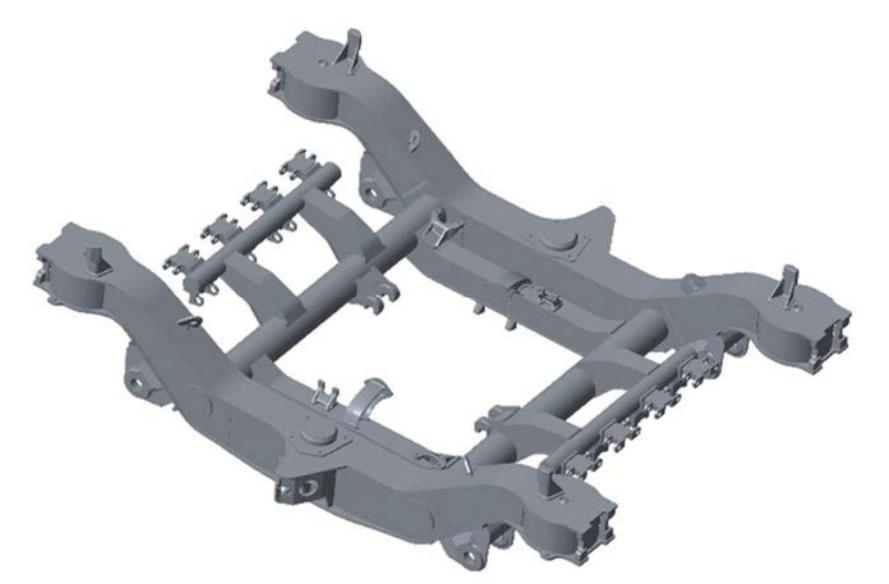
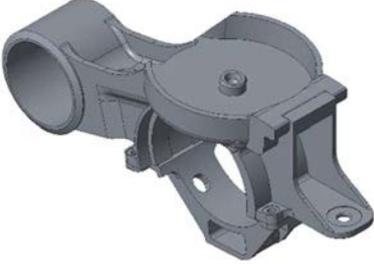
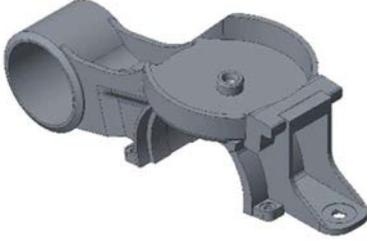


Figura 6.2. Detalle del bastidor de bogie Y-237B.

La caja de grasa es del tipo oscilante y está formada por dos piezas, la parte superior y la tapa de fundición. Una vez montada, dispone de dos orificios, uno de conexión con el bastidor del bogie y otro en el que se aloja el eje. Dentro del alojamiento del eje se sitúa una camisa de ajuste, ensamblada entre la caja de grasa y el rodamiento montado en el eje. Todos estos componentes se ilustran en la Tabla 6.2.

Tabla 6.2. Componentes de la caja de grasa y camisa de ajuste.

Caja de grasa completa	Caja de grasa, parte superior
	
Caja de grasa, tapa de fundición	Camisa de ajuste
	

Alojado en el interior de la caja de grasa se encuentra el eje completo. Éste se compone de un eje de acero macizo, de un par de ruedas enterizas y de dos conjuntos de discos de freno, cada uno con dos discos. En la Tabla 6.3 se ilustran todos los elementos.

Tabla 6.3. Componentes del eje completo.

Eje completo	Eje
	
Rueda	Conjunto de discos de freno
	

El rodamiento SNR FC12790 es de dos hileras de rodillos cónicos en disposición O con jaula de acero. El aro interior está formado por tres elementos: dos pistas interiores y un casquillo separador entre ellas. Al desconocer las características de la jaula y de los rodillos, se han modelado únicamente los dos aros y el casquillo central, como ilustra la Tabla 6.4

Tabla 6.4. Componentes del rodamiento SNR FC12790.

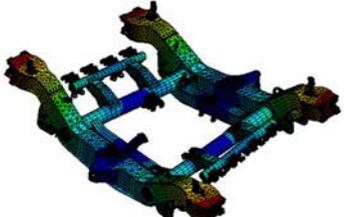
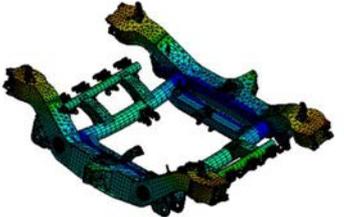
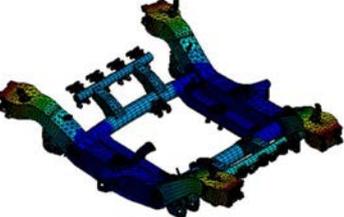
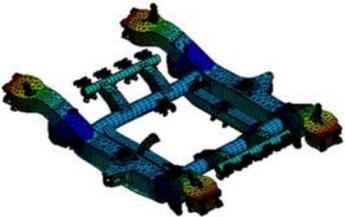
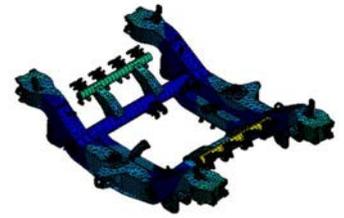
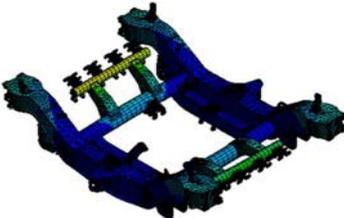
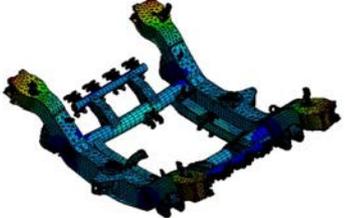
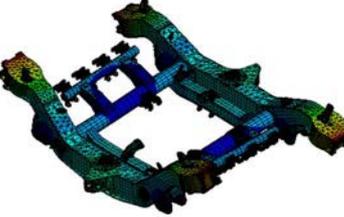
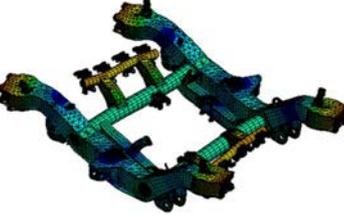
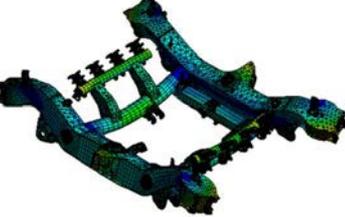
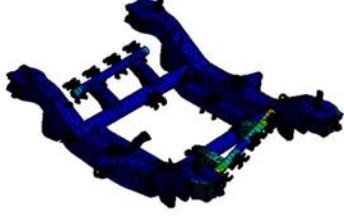
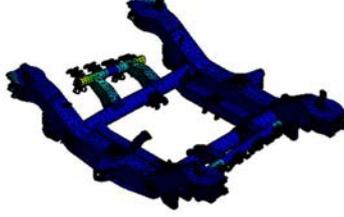
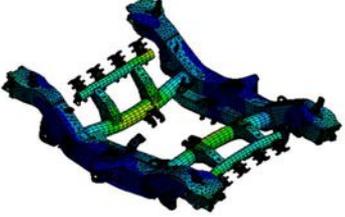
Rodamiento	Aro exterior
	
Aro interior	Casquillo central
	

Para cada elemento analizado se han calculado los primeros 20 modos de vibración como sólido libre. Los resultados de cada elemento analizado se han agrupado en tablas que presentan la información del modelo en ANSYS y las frecuencias y formas de los modos efectivos de vibración (al ser sólidos libres, los seis primeros modos se corresponden con los seis grados de libertad en el espacio).

Bastidor del bogie

El bastidor del bogie está formado por chapas y tubos de acero soldados entre sí. En PTC CREO se han modelado todas las piezas que lo componen, ensamblándose posteriormente. El ensamblaje se ha simulado como un único sólido en ANSYS. La Tabla 6.5 recoge las condiciones y resultados de la simulación.

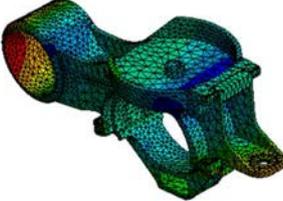
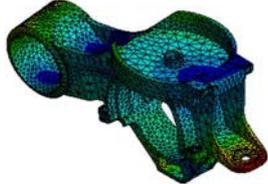
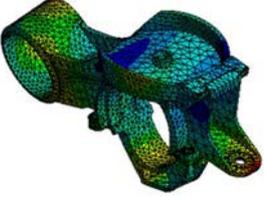
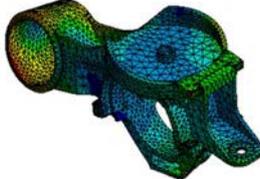
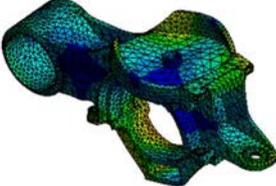
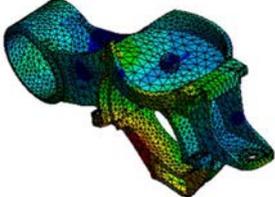
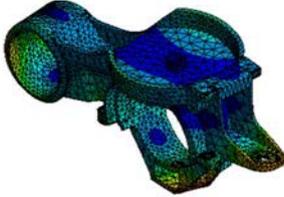
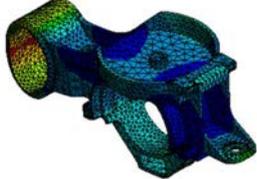
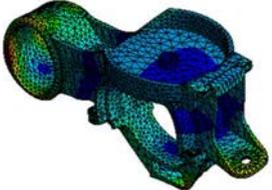
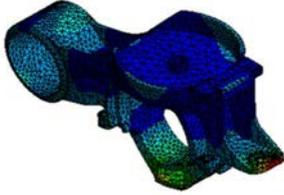
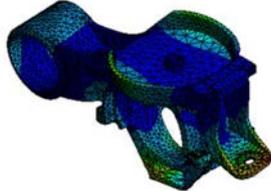
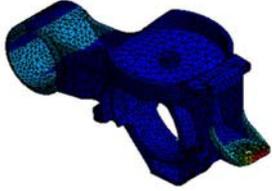
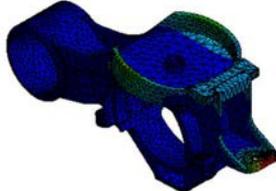
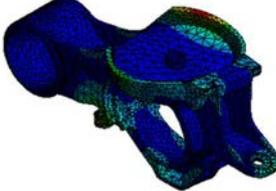
Tabla 6.5. Modos y frecuencias naturales de vibración del bastidor del bogie.

<p>Bastidor del bogie</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7850 kg/m3 • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: tet10, hex20 y wed15 • Tamaño elemento: default • Nº elementos: 436870 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 F₁ = 30,43 Hz</p> 	<p>Modo 2 F₂ = 54,40 Hz</p> 
<p>Modo 3 F₃ = 60,59 Hz</p> 	<p>Modo 4 F₄ = 80,72 Hz</p> 	<p>Modo 5 F₅ = 92,32 Hz</p> 
<p>Modo 6 F₆ = 97,72 Hz</p> 	<p>Modo 7 F₇ = 102,19 Hz</p> 	<p>Modo 8 F₈ = 107,94 Hz</p> 
<p>Modo 9 F₉ = 115,29 Hz</p> 	<p>Modo 10 F₁₀ = 140,98 Hz</p> 	<p>Modo 11 F₁₁ = 153,56 Hz</p> 
<p>Modo 12 F₁₂ = 163,23 Hz</p> 	<p>Modo 13 F₁₃ = 168,47 Hz</p> 	<p>Modo 14 F₁₄ = 180,45 Hz</p> 

Caja de grasa completa

La caja de grasa completa está formada por la unión de la parte superior y de la tapa de fundición. En ensamble de ensamble de ambos elementos se ha realizado en PTC CREO, simulándose después el conjunto entero en ANSYS. La Tabla 6.6 recoge las condiciones y resultados de la simulación.

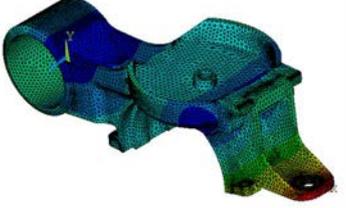
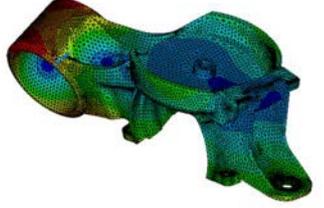
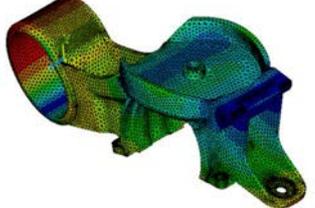
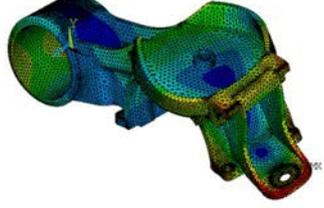
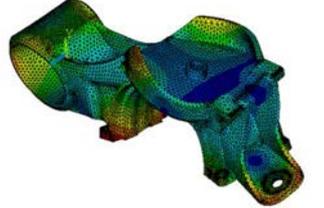
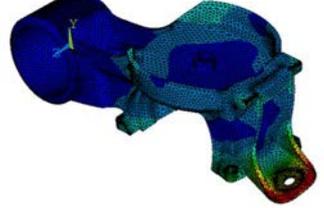
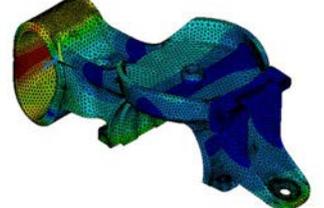
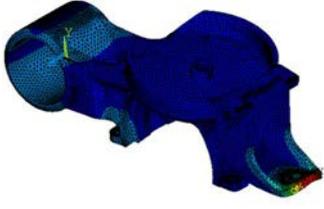
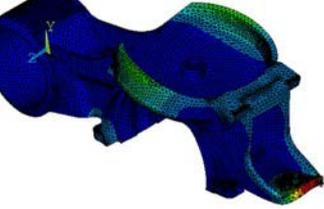
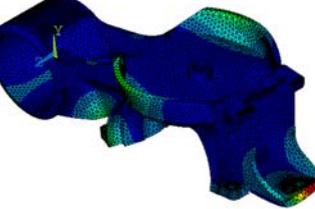
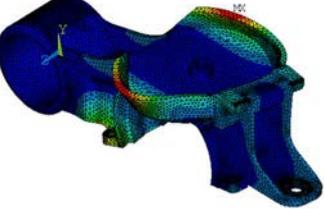
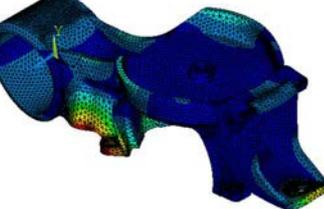
Tabla 6.6. Modos y frecuencias naturales de vibración de la caja de grasa completa.

<p>Caja de grasa completa</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7850 kg/m³ • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: tet10 • Tamaño elemento: default • Nº elementos: 28381 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 F₁ = 410,56 Hz</p> 	<p>Modo 2 F₂ = 480,20 Hz</p> 
<p>Modo 3 F₃ = 703,64 Hz</p> 	<p>Modo 4 F₄ = 719,57 Hz</p> 	<p>Modo 5 F₅ = 928,36 Hz</p> 
<p>Modo 6 F₆ = 935,94 Hz</p> 	<p>Modo 7 F₇ = 996,87 Hz</p> 	<p>Modo 8 F₈ = 1158,40 Hz</p> 
<p>Modo 9 F₉ = 1329,70 Hz</p> 	<p>Modo 10 F₁₀ = 1452,50 Hz</p> 	<p>Modo 11 F₁₁ = 1615,80 Hz</p> 
<p>Modo 12 F₁₂ = 1618,5 Hz</p> 	<p>Modo 13 F₁₃ = 1714,2 Hz</p> 	<p>Modo 14 F₁₄ = 1870,4 Hz</p> 

Caja de grasa, parte superior

La caja de grasa también se ha modelado según plano utilizando el programa PTC CREO y posteriormente se ha simulado mediante ANSYS. En la Tabla 6.7 se recogen las condiciones de simulación y los modos y las frecuencias naturales de vibración de los 14 primeros modos de vibración de la caja de grasa.

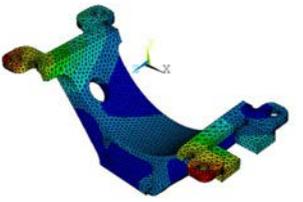
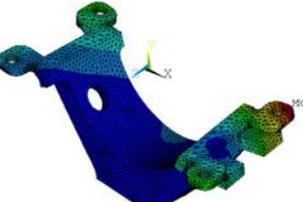
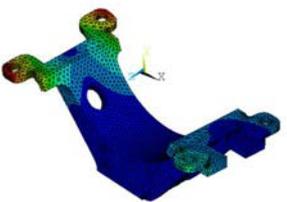
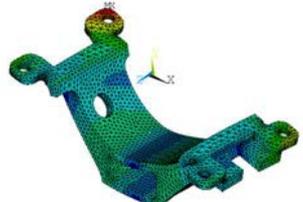
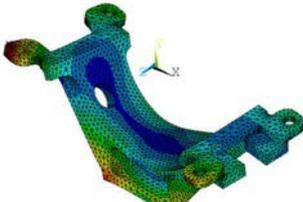
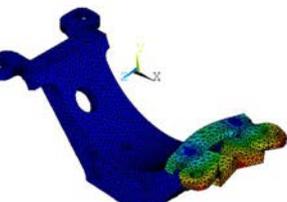
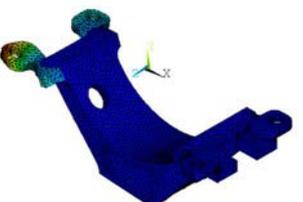
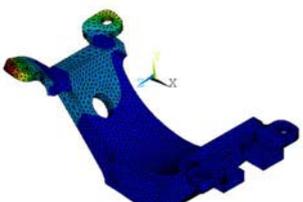
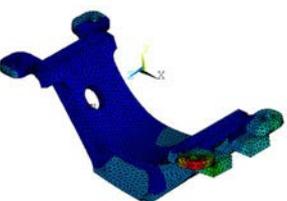
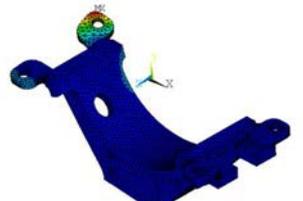
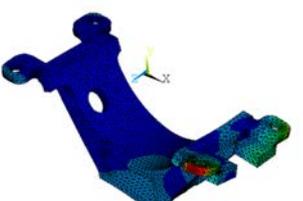
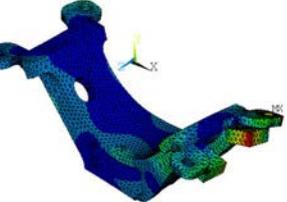
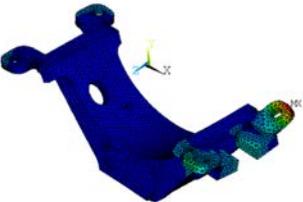
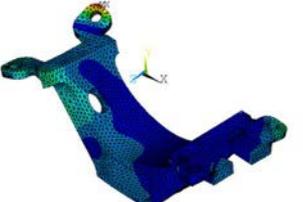
Tabla 6.7. Modos y frecuencias naturales de vibración de la caja de grasa.

<p>Caja de grasa, parte superior</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7850 kg/m³ • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: solid187 • Tamaño elemento: 100 mm con "Smart Size" • Nº elementos: 190983 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 F₁ = 219,67 Hz</p> 	<p>Modo 2 F₂ = 326,94 Hz</p> 
<p>Modo 3 F₃ = 615,08 Hz</p> 	<p>Modo 4 F₄ = 645,48 Hz</p> 	<p>Modo 5 F₅ = 958,35 Hz</p> 
<p>Modo 6 F₆ = 1033,23 Hz</p> 	<p>Modo 7 F₇ = 1111,96 Hz</p> 	<p>Modo 8 F₈ = 1210,50 Hz</p> 
<p>Modo 9 F₉ = 1342,50 Hz</p> 	<p>Modo 10 F₁₀ = 1649,81 Hz</p> 	<p>Modo 11 F₁₁ = 1699,19 Hz</p> 
<p>Modo 12 F₁₂ = 1853,35 Hz</p> 	<p>Modo 13 F₁₃ = 1878,04 Hz</p> 	<p>Modo 14 F₁₄ = 1909,97 Hz</p> 

Caja de grasa, tapa de fundición

La tapa de fundición se acopla a la parte inferior de la caja de grasa para completar el alojamiento del rodamiento. Como los otros elementos mecánicos, también se ha modelado en PTC CREO y calculado en ANSYS. La Tabla 6.8 recoge las condiciones y resultados de la simulación.

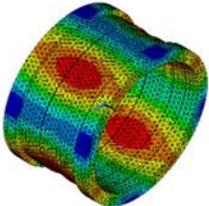
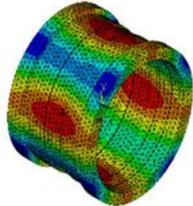
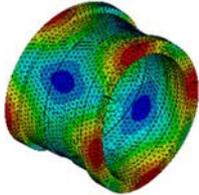
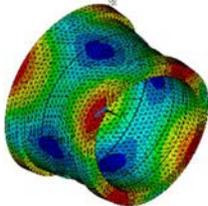
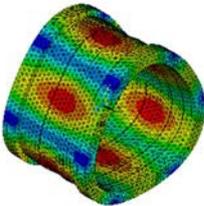
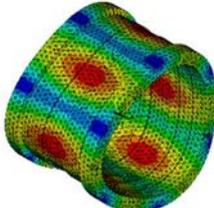
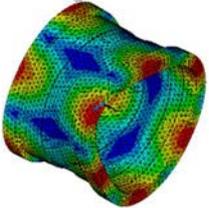
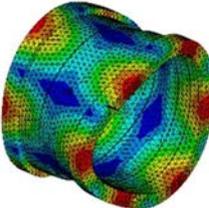
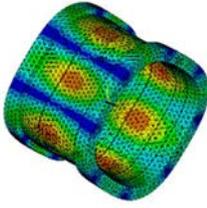
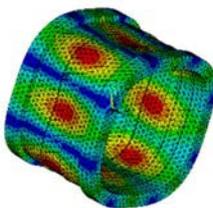
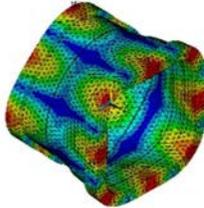
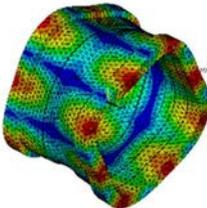
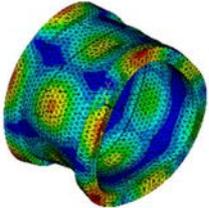
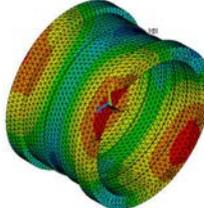
Tabla 6.8. Modos y frecuencias naturales de vibración de la tapa de fundición.

<p>Caja de grasa, tapa de fundición</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7850 kg/m³ • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: solid187 • Tamaño elemento: 7 mm con "Smart Size" • Nº elementos: 47842 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 F₁ = 645,78 Hz</p> 	<p>Modo 2 F₂ = 753,05 Hz</p> 
<p>Modo 3 F₃ = 860,56 Hz</p> 	<p>Modo 4 F₄ = 1271,85 Hz</p> 	<p>Modo 5 F₅ = 1611,78 Hz</p> 
<p>Modo 6 F₆ = 1928,98 Hz</p> 	<p>Modo 7 F₇ = 2300,43 Hz</p> 	<p>Modo 8 F₈ = 2427,88 Hz</p> 
<p>Modo 9 F₉ = 2678,76 Hz</p> 	<p>Modo 10 F₁₀ = 3059,80 Hz</p> 	<p>Modo 11 F₁₁ = 3183,09 Hz</p> 
<p>Modo 12 F₁₂ = 3387,94 Hz</p> 	<p>Modo 13 F₁₃ = 3638,33 Hz</p> 	<p>Modo 14 F₁₄ = 3804,98 Hz</p> 

Camisa de ajuste

La camisa de ajuste es una pieza cilíndrica que se acopla entre el rodamiento y el conjunto formado por la caja de grasa y la tapa de fundición. Como los otros elementos mecánicos, también se ha modelado en PTC CREO y calculado en ANSYS. La Tabla 6.9 recoge las condiciones y resultados de la simulación.

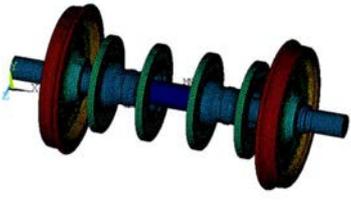
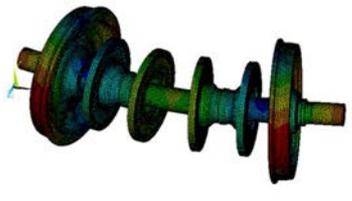
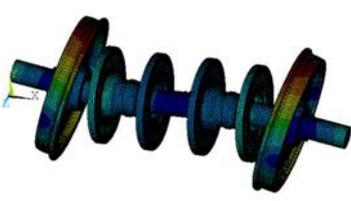
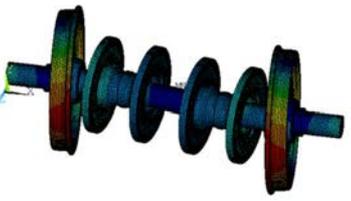
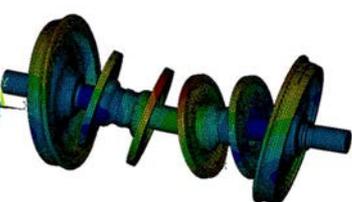
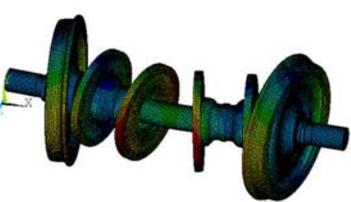
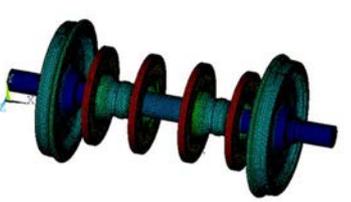
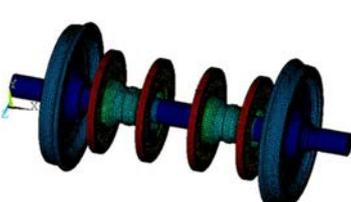
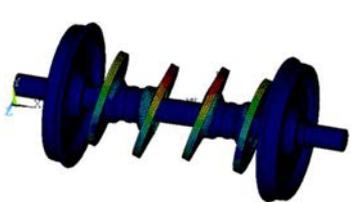
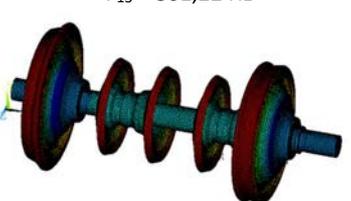
Tabla 6.9. Modos y frecuencias naturales de vibración de la camisa de ajuste.

<p>Camisa de ajuste</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7850 kg/m³ • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: solid187 • Tamaño elemento: 10 mm • Nº elementos: 25961 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 F₁ = 672,89 Hz</p> 	<p>Modo 2 F₂ = 673,30 Hz</p> 
<p>Modo 3 F₃ = 845,71 Hz</p> 	<p>Modo 4 F₄ = 848,93 Hz</p> 	<p>Modo 5 F₅ = 1824,67 Hz</p> 
<p>Modo 6 F₆ = 1826,67 Hz</p> 	<p>Modo 7 F₇ = 2196,08 Hz</p> 	<p>Modo 8 F₈ = 2204,31 Hz</p> 
<p>Modo 9 F₉ = 3304,21 Hz</p> 	<p>Modo 10 F₁₀ = 3330,36 Hz</p> 	<p>Modo 11 F₁₁ = 3883,88 Hz</p> 
<p>Modo 12 F₁₂ = 3970,82 Hz</p> 	<p>Modo 13 F₁₃ = 4481,55 Hz</p> 	<p>Modo 14 F₁₄ = 4490,98 Hz</p> 

Eje completo

Se ha modelado el eje completo, compuesto por el eje, las ruedas caladas y el conjunto de discos de freno. El material utilizado en las simulaciones es acero de características similares al empleado en los estudios anteriores. En la Tabla 6.10 se recoge la información de la simulación y los modos y las frecuencias naturales de vibración de los 14 primeros modos de vibración del conjunto de discos de freno.

Tabla 6.10. Modos y frecuencias naturales de vibración del eje completo.

<p>Eje completo</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7850 kg/m³ • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: solid187 • Tamaño elemento: 15 mm • Nº elementos: 611152 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 F₁ = 72,77 Hz</p> 	<p>Modo 2 F₂ = 76,79 Hz</p> 
<p>Modo 3 F₃ = 76,79 Hz</p> 	<p>Modo 4 F₄ = 142,37 Hz</p> 	<p>Modo 5 F₅ = 142,40 Hz</p> 
<p>Modo 6 F₆ = 204,04 Hz</p> 	<p>Modo 7 F₇ = 204,22 Hz</p> 	<p>Modo 8 F₈ = 230,23 Hz</p> 
<p>Modo 9 F₉ = 249,61 Hz</p> 	<p>Modo 10 F₁₀ = 288,38 Hz</p> 	<p>Modo 11 F₁₁ = 295,15 Hz</p> 
<p>Modo 12 F₁₂ = 296,52 Hz</p> 	<p>Modo 13 F₁₃ = 301,22 Hz</p> 	<p>Modo 14 F₁₄ = 305,25 Hz</p> 

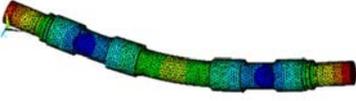
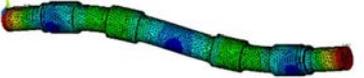
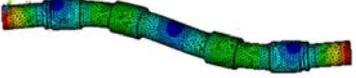
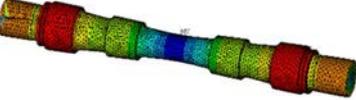
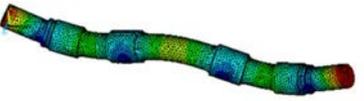
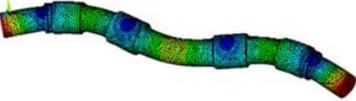
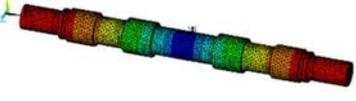
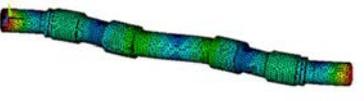
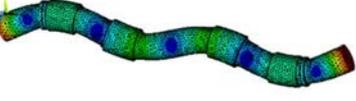
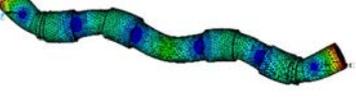
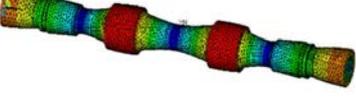
Eje

Se ha realizado el modelado y simulación del eje portante instalado en el bogie no compartido del coche remolque R8. El eje se ha modelado según plano utilizando el programa PTC CREO y se ha simulado mediante ANSYS. El material utilizado en las simulaciones es el indicado en el plano, acero EDR-ST13, cuyas características son las siguientes:

- Densidad: $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$
- Módulo de elasticidad: $E = 200 \text{ GPa}$
- Coeficiente de Poisson: $\nu = 0,27$

En la Tabla 6.11 se recoge la información de la simulación y los modos y las frecuencias naturales de vibración de los 14 primeros modos de vibración del eje.

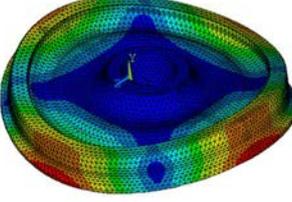
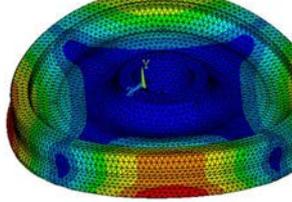
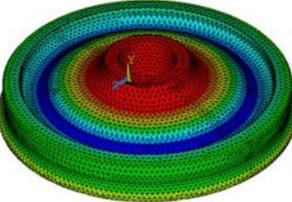
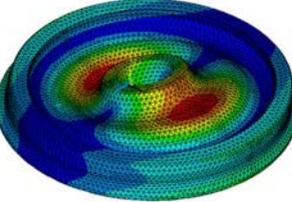
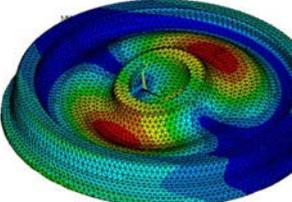
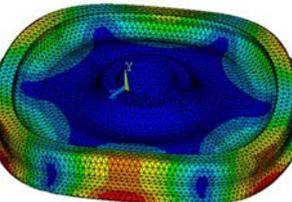
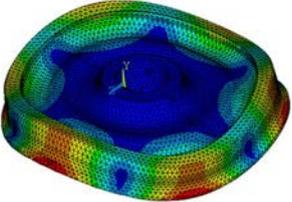
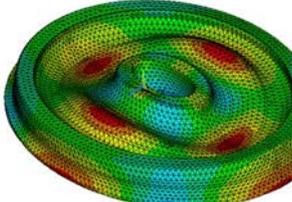
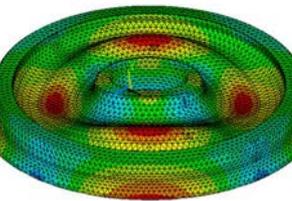
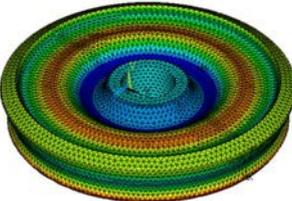
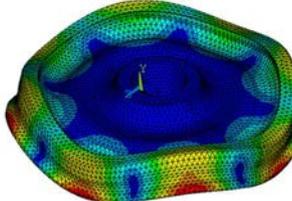
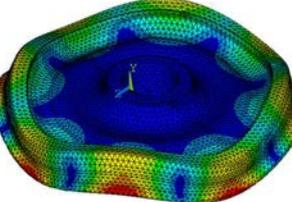
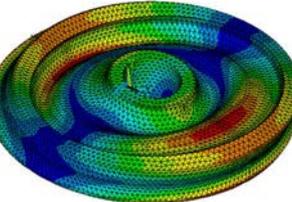
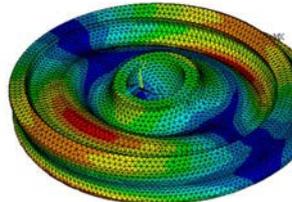
Tabla 6.11. Modos y frecuencias naturales de vibración del eje.

<p>Eje</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7850 kg/m3 • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: solid187 • Tamaño elemento: 20 mm • Nº elementos: 80795 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 $F_1 = 156,74 \text{ Hz}$</p> 	<p>Modo 2 $F_2 = 156,74 \text{ Hz}$</p> 
<p>Modo 3 $F_3 = 424,89 \text{ Hz}$</p> 	<p>Modo 4 $F_4 = 424,89 \text{ Hz}$</p> 	<p>Modo 5 $F_5 = 680,45 \text{ Hz}$</p> 
<p>Modo 6 $F_6 = 775,56 \text{ Hz}$</p> 	<p>Modo 7 $F_7 = 775,57 \text{ Hz}$</p> 	<p>Modo 8 $F_8 = 1120,46 \text{ Hz}$</p> 
<p>Modo 9 $F_9 = 1129,15 \text{ Hz}$</p> 	<p>Modo 10 $F_{10} = 1129,15 \text{ Hz}$</p> 	<p>Modo 11 $F_{11} = 1484,33 \text{ Hz}$</p> 
<p>Modo 12 $F_{12} = 1704,53 \text{ Hz}$</p> 	<p>Modo 13 $F_{13} = 1704,55 \text{ Hz}$</p> 	<p>Modo 14 $F_{14} = 1931,52 \text{ Hz}$</p> 

Rueda

La rueda se ha modelado según plano utilizando el programa PTC CREO y se ha simulado mediante ANSYS. El material utilizado en las simulaciones es el indicado en el plano, acero ST301. En la Tabla 6.12 se recoge la información de la simulación y los modos y las frecuencias naturales de vibración de los 14 primeros modos de vibración de la rueda.

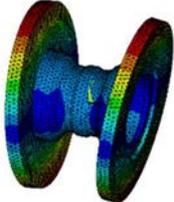
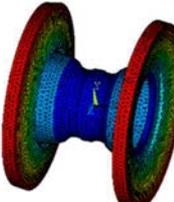
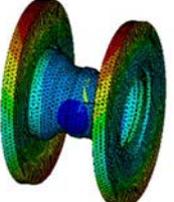
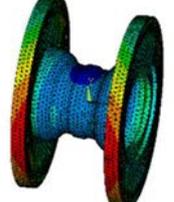
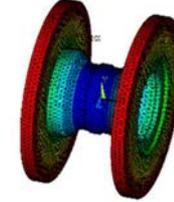
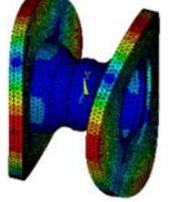
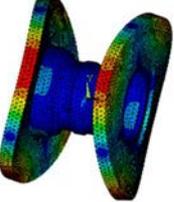
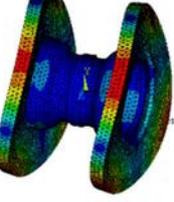
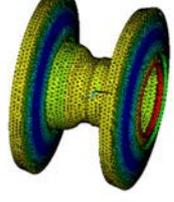
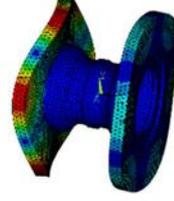
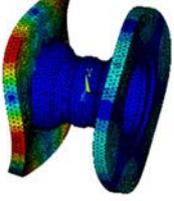
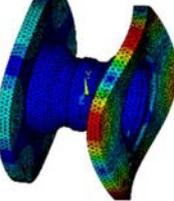
Tabla 6.12. Modos y frecuencias naturales de vibración de la rueda.

<p>Rueda</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7850 kg/m³ • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: solid187 • Tamaño elemento: 17 mm • Nº elementos: 88262 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 F₁ = 362,48 Hz</p> 	<p>Modo 2 F₂ = 362,55 Hz</p> 
<p>Modo 3 F₃ = 490,44 Hz</p> 	<p>Modo 4 F₄ = 773,62 Hz</p> 	<p>Modo 5 F₅ = 774,20 Hz</p> 
<p>Modo 6 F₆ = 953,52 Hz</p> 	<p>Modo 7 F₇ = 953,5 Hz</p> 	<p>Modo 8 F₈ = 1581,65 Hz</p> 
<p>Modo 9 F₉ = 1582,11 Hz</p> 	<p>Modo 10 F₁₀ = 1616,64 Hz</p> 	<p>Modo 11 F₁₁ = 1717,42 Hz</p> 
<p>Modo 12 F₁₂ = 1717,50 Hz</p> 	<p>Modo 13 F₁₃ = 1896,20 Hz</p> 	<p>Modo 14 F₁₄ = 1897,82 Hz</p> 

Conjunto de discos de freno

También se ha modelado y simulado el conjunto de discos de freno. El material utilizado en las simulaciones es acero de características similares al empleado en los estudios anteriores. En la Tabla 6.13 se recoge la información de la simulación y los modos y las frecuencias naturales de vibración de los 14 primeros modos de vibración del conjunto de discos de freno.

Tabla 6.13. Modos y frecuencias naturales de vibración del conjunto de discos de freno.

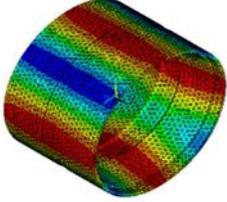
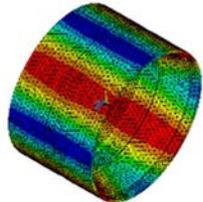
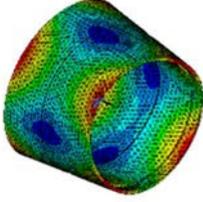
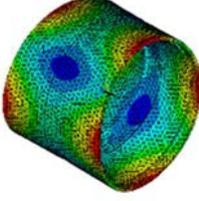
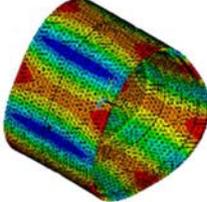
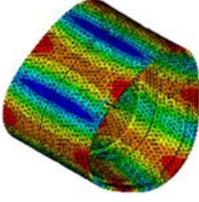
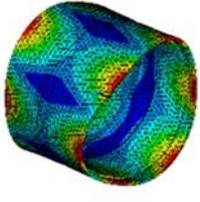
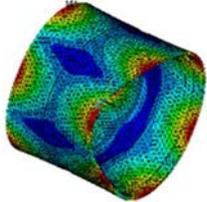
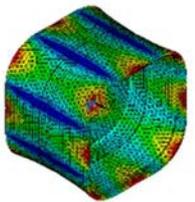
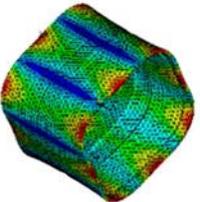
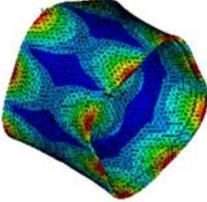
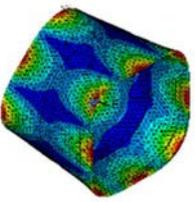
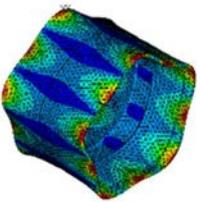
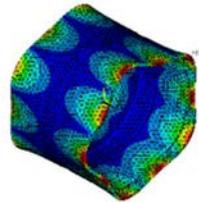
<p>Conjunto de discos de freno</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7850 kg/m³ • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: solid187 • Tamaño elemento: 15 mm • Nº elementos: 66682 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 F₁ = 304,26 Hz</p> 	<p>Modo 2 F₂ = 305,42 Hz</p> 
<p>Modo 3 F₃ = 372,41 Hz</p> 	<p>Modo 4 F₄ = 470,70 Hz</p> 	<p>Modo 5 F₅ = 471,87 Hz</p> 
<p>Modo 6 F₆ = 495,30 Hz</p> 	<p>Modo 7 F₇ = 550,52 Hz</p> 	<p>Modo 8 F₈ = 550,79 Hz</p> 
<p>Modo 9 F₉ = 557,67 Hz</p> 	<p>Modo 10 F₁₀ = 557,92 Hz</p> 	<p>Modo 11 F₁₁ = 695,60 Hz</p> 
<p>Modo 12 F₁₂ = 1201,16 Hz</p> 	<p>Modo 13 F₁₃ = 1201,20 Hz</p> 	<p>Modo 14 F₁₄ = 1201,29 Hz</p> 

Rodamiento SNR FC12790

Se ha realizado el modelado y simulación del rodamiento que equipan las cajas de grasa de la rama de alta velocidad sensorizada, modelo FC 12790 del fabricante SNR.

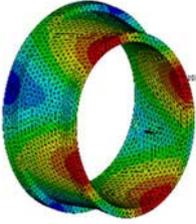
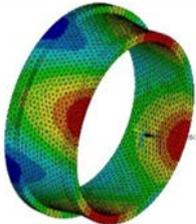
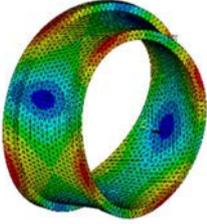
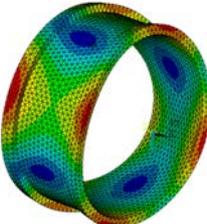
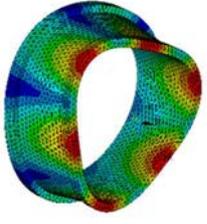
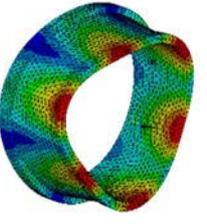
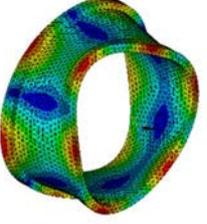
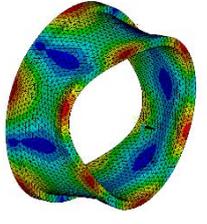
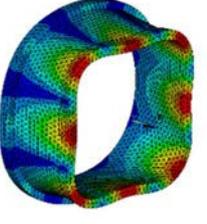
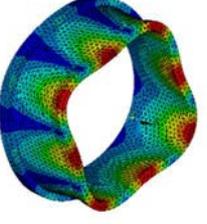
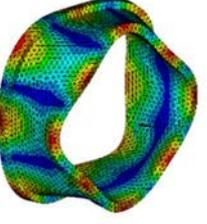
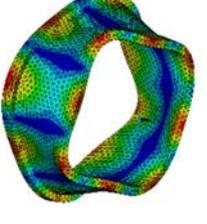
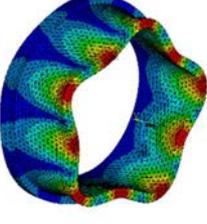
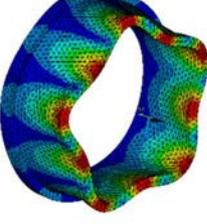
En la Tabla 6.14 se recoge la información de la simulación y los modos y las frecuencias naturales de vibración de los 14 primeros modos de vibración del aro exterior del rodamiento.

Tabla 6.14. Modos y frecuencias naturales de vibración del aro exterior.

<p>Aro exterior</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7750 kg/m³ • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: solid187 • Tamaño elemento: 8 mm • Nº elementos: 33568 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 F₁ = 856,03 Hz</p> 	<p>Modo 2 F₂ = 857,89 Hz</p> 
<p>Modo 3 F₃ = 1126 Hz</p> 	<p>Modo 4 F₄ = 1129 Hz</p> 	<p>Modo 5 F₅ = 2323,6 Hz</p> 
<p>Modo 6 F₆ = 2327,3 Hz</p> 	<p>Modo 7 F₇ = 2624,2 Hz</p> 	<p>Modo 8 F₈ = 2629,1 Hz</p> 
<p>Modo 9 F₉ = 4110,7 Hz</p> 	<p>Modo 10 F₁₀ = 4115,6 Hz</p> 	<p>Modo 11 F₁₁ = 4243,1 Hz</p> 
<p>Modo 12 F₁₂ = 4248,3 Hz</p> 	<p>Modo 13 F₁₃ = 5921,7 Hz</p> 	<p>Modo 14 F₁₄ = 5925,7 Hz</p> 

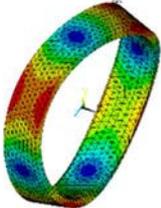
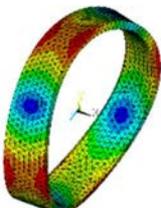
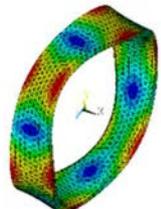
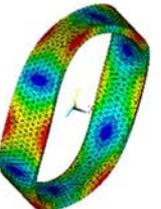
Los primeros 14 modos y frecuencias de vibración de la pista interior del rodamiento SNR FC12790 se muestran en la Tabla 6.15, así como las condiciones en las que se ha realizado la simulación.

Tabla 6.15. Modos y frecuencias naturales de vibración de la pista interior.

<p>Pista interior</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7750 kg/m3 • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: solid187 • Tamaño elemento: 5 mm • Nº elementos: 29052 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 F₁ = 1331,4 Hz</p> 	<p>Modo 2 F₂ = 1331,5 Hz</p> 
<p>Modo 3 F₃ = 1841,7 Hz</p> 	<p>Modo 4 F₄ = 1842,4 Hz</p> 	<p>Modo 5 F₅ = 3447,3 Hz</p> 
<p>Modo 6 F₆ = 3447,7 Hz</p> 	<p>Modo 7 F₇ = 4776,6 Hz</p> 	<p>Modo 8 F₈ = 4777 Hz</p> 
<p>Modo 9 F₉ = 5978,5 Hz</p> 	<p>Modo 10 F₁₀ = 5979 Hz</p> 	<p>Modo 11 F₁₁ = 8309 Hz</p> 
<p>Modo 12 F₁₂ = 8309,3 Hz</p> 	<p>Modo 13 F₁₃ = 8836,1 Hz</p> 	<p>Modo 14 F₁₄ = 8836,2 Hz</p> 

La Tabla 6.16 ilustra los modos y frecuencias de vibración de los primeros 14 modos de vibración del casquillo central de rodamiento, además de las condiciones de simulación.

Tabla 6.16. Modos y frecuencias naturales de vibración del casquillo central.

<p>Casquillo interior</p> <ul style="list-style-type: none"> • Densidad: 7750 kg/m³ • E = 200 GPa • $\nu = 0,27$ • Elemento: solid187 • Tamaño elemento: 5 mm • Nº elementos: 5279 • Solver: Block Lanczos 	<p>Modo 1 F₁ = 754,08 Hz</p> 	<p>Modo 2 F₂ = 754,10 Hz</p> 
<p>Modo 3 F₃ = 1580,7 Hz</p> 	<p>Modo 4 F₄ = 1581,2 Hz</p> 	<p>Modo 5 F₅ = 2123,2 Hz</p> 
<p>Modo 6 F₆ = 2123,2 Hz</p> 	<p>Modo 7 F₇ = 4043 Hz</p> 	<p>Modo 8 F₈ = 4043,4 Hz</p> 
<p>Modo 9 F₉ = 4698,1 Hz</p> 	<p>Modo 10 F₁₀ = 4700,2 Hz</p> 	<p>Modo 11 F₁₁ = 6479 Hz</p> 
<p>Modo 12 F₁₂ = 6479,3 Hz</p> 	<p>Modo 13 F₁₃ = 8453,5 Hz</p> 	<p>Modo 14 F₁₄ = 8484,9 Hz</p> 

6.1.2. Estudio en la línea Madrid-Sevilla a 270 km/h

El día seleccionado para realizar el análisis en la línea Madrid-Sevilla es el 6 de febrero de 2014. Se estudia el tramo considerado en la metodología entre Parla y Ciudad Real en dos viajes diferentes, uno de ida (Madrid-Sevilla) y otro de vuelta (Sevilla-Madrid). Se ha tomado un intervalo de velocidad entre 260 km/h y 280 km/h, siendo la velocidad media de, aproximadamente, 270 km/h.

En total, se procesan 2.383 ficheros, de los cuales se seleccionan y analizan 192 ficheros de medidas de vibración correspondientes a los acelerómetros longitudinal, axial y vertical de la caja de grasa de la rueda 47X (lado izquierdo del tren) del tren de Alta Velocidad de la serie 100 de Renfe.

Accelerómetro vertical

En la mayoría de los espectros de potencia de la envolvente se aprecia claramente la componente correspondiente a la frecuencia de giro de la rueda (ver Figura 6.3); frecuencia dada por la ecuación (6.1). En varios casos también son significativos los primeros armónicos de la frecuencia de giro de la rueda (ver Figura 6.4).

$$f_{GIRO} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{v}{2\pi R} = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(270 \cdot \frac{1000}{3600} \right) \cdot \frac{1}{0,46} = 25,95 \text{ Hz} \quad (6.1)$$

La componente correspondiente a la frecuencia de giro de la rueda suele presentar un valor pequeño cuando aparece en los espectros de potencia. Sin embargo, sus armónicos aparecen clara y repetidamente a lo largo del espectro para frecuencias menores de 1000 Hz, tal y como muestra la Figura 6.3.

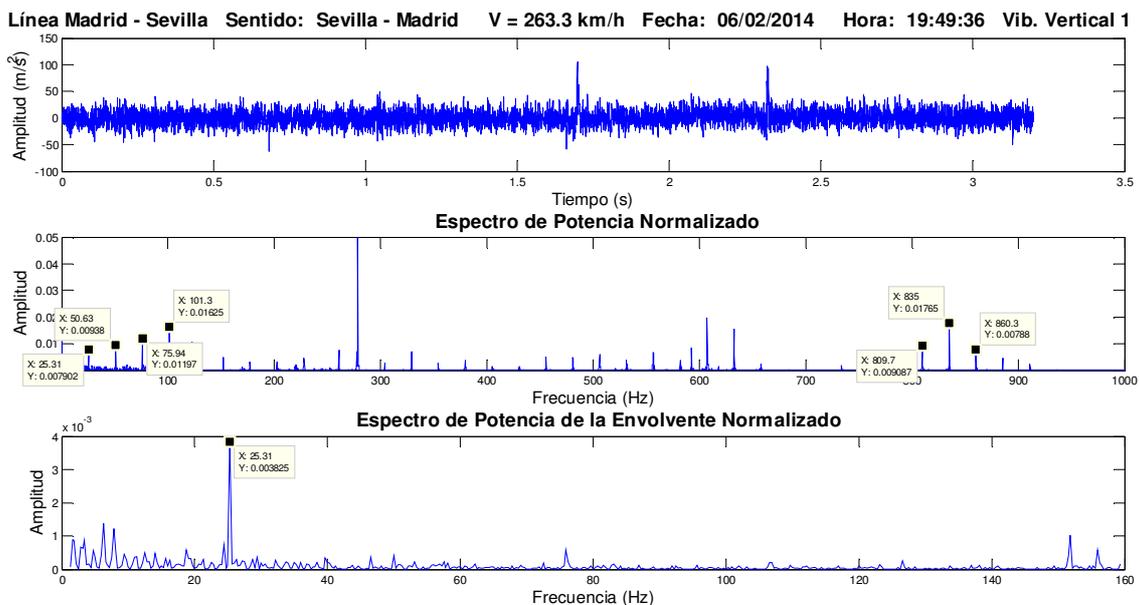


Figura 6.3. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (6 de febrero de 2014, 19:49:36).

La principal fuente de vibración de en el espectro de potencia aparece en el tercer armónico de la frecuencia de la velocidad de giro de la rueda, correspondiente a 78 Hz a 270 km/h. En la Figura 6.4 se aprecia claramente la componente correspondiente al tercer armónico de la frecuencia de la velocidad giro de la rueda. En algunos casos, esta componente supone un 15 % de la potencia total del espectro (ver Figura 6.5).

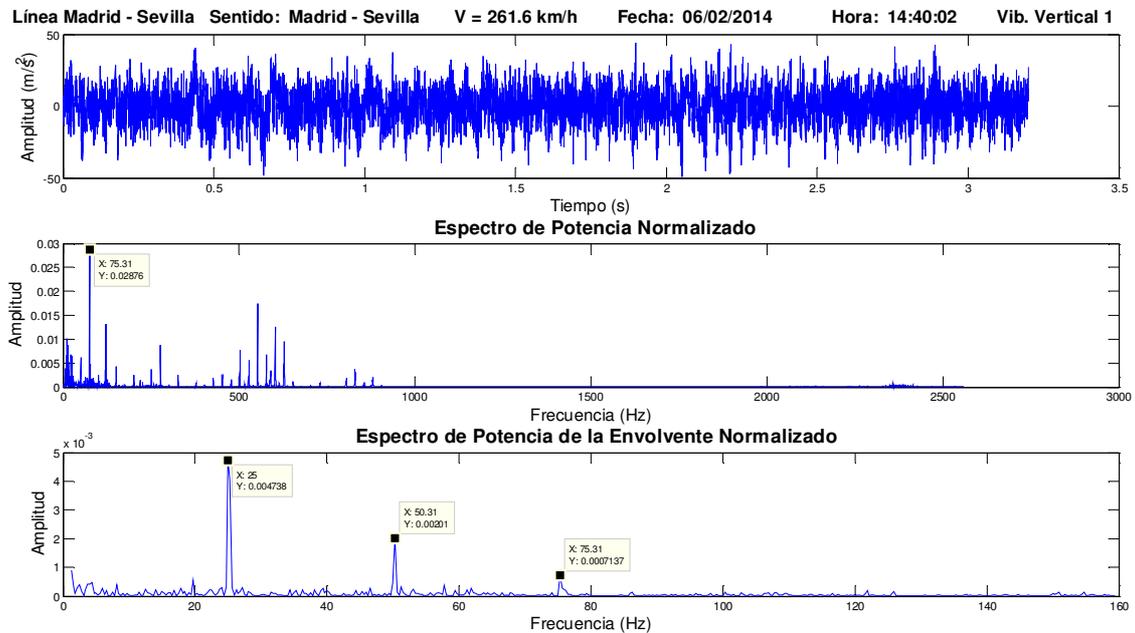


Figura 6.4. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (6 de febrero de 2014, 14:40:02).

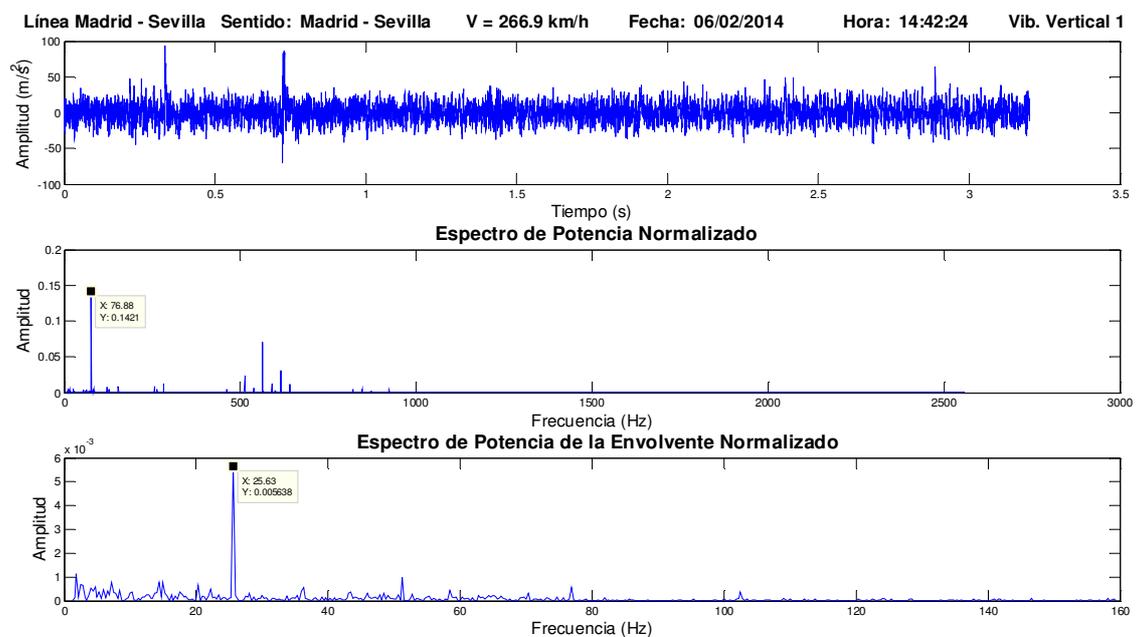


Figura 6.5. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (6 de febrero de 2014, 14:42:24).

Los espectros de potencia se pueden dividir en tres grandes zonas activas: zona A, comprendida entre 0 Hz y 400 Hz; zona B, comprendida entre 400 Hz y 700 Hz; y zona C, comprendida entre 700 Hz y 1000 Hz (ver Figura 6.6).

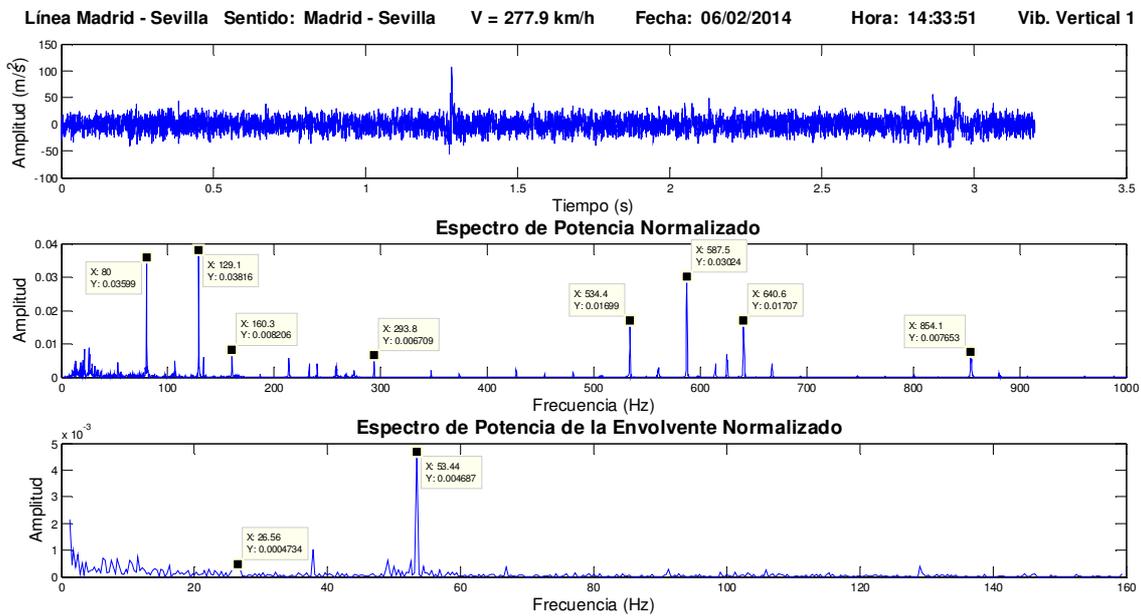


Figura 6.6. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (6 de febrero de 2014, 14:33:51).

En la zona de frecuencias medias o zona B, aparecen varios armónicos de la frecuencia de giro con valores significativos. El de mayor valor tiende a situarse aproximadamente a 550 Hz, correspondiente al armónico 22º de la frecuencia de giro de la rueda (ver Figura 6.7).

La frecuencia dominante de la zona C suele encontrarse en el entorno de 850 Hz, que corresponden al armónico 33º de la frecuencia de giro de la rueda. Esta componente se acompaña de otros armónicos de la frecuencia de giro (ver Figura 6.8). Los valores relativos de esta zona son inferiores a los de las otras dos.

En la zona de baja frecuencia o zona A, aparecen asiduamente componentes localizadas a aproximadamente 78 Hz (tercer armónico de la frecuencia de giro de la rueda) y a aproximadamente a 123 Hz (ver Figura 6.9). La frecuencia de esta componente corresponde aproximadamente con la frecuencia de fallo en elementos rodantes del rodamiento SNR FC12790, cuyo factor BSF es 4,734 (ver ecuación (6.2)). Esta coincidencia nos induce a pensar que puede existir un fallo en el rodamiento o que algún componente mecánico excita la BSF del rodamiento.

$$BSF = k_{BSF} \cdot f_{giro} \approx 4,734 \cdot 25,95 = 122,85 \text{ Hz} \quad (6.2)$$

Adicionalmente, en esta zona se observan multitud de armónicos de la frecuencia de giro de la rueda y, únicamente en el viaje Sevilla-Madrid, aparece asiduamente una componente en el entorno de 280 Hz, correspondiente al armónico 11º de la frecuencia de giro que apenas se observa en el sentido Madrid-Sevilla.

Un análisis más detallado del espectro desde 0 Hz hasta 1000 Hz muestra la existencia de picos a 124,7 Hz; 224,7 Hz; 232 Hz; 258 Hz y 603 Hz, cuyos orígenes físicos son desconocidos. Si bien estas componentes no se corresponden con armónico alguno de la frecuencia de giro de la rueda, sí se ven generalmente influidos por ella (sincronismo), aumentando o disminuyendo su valor frecuencial en función de la velocidad de giro.

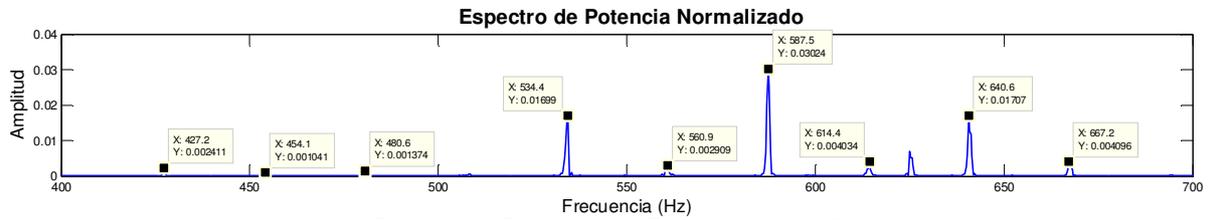


Figura 6.7. Detalle de las componentes existentes en el espectro de potencia de la Figura 6.6 en el rango de 400 Hz a 700 Hz.

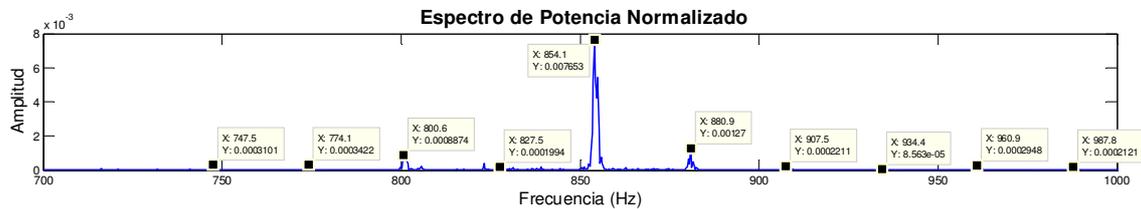


Figura 6.8. Detalle de las componentes existentes en el espectro de potencia de la Figura 6.6 en el rango de 700 Hz a 1000 Hz.

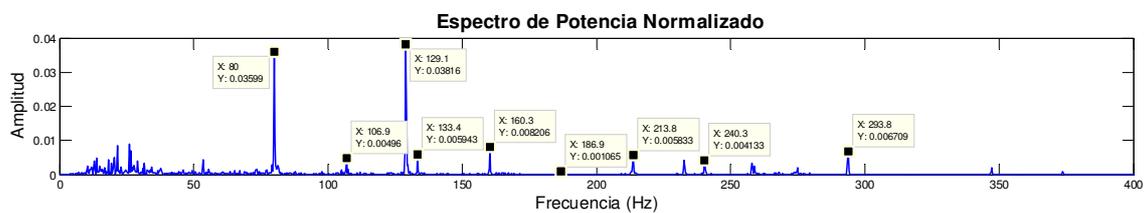


Figura 6.9. Detalle de las componentes existentes en el espectro de potencia de la Figura 6.6 en el rango de 0 Hz a 400 Hz.

En el espectro de potencia de la envolvente se aprecian con asiduidad multitud de armónicos de la frecuencia de giro (ver Figura 6.10).

Adicionalmente, en ocasiones, se observan dos componentes que no corresponden con armónicos de la frecuencia de giro y que se han marcado en rojo en la Figura 6.10. La primera de ellas se sitúa en torno a 46 Hz y se suele acompañar de bandas laterales a moduladas a 1/3 de la frecuencia de giro. La segunda componente aparece a una frecuencia próxima a 155 Hz. En raras ocasiones, también aparece en el espectro de potencia de la envolvente la componente situada a 122-123 Hz comentada anteriormente, también señalada en rojo en la Figura 6.10.

Se ha realizado una búsqueda y procesado de los 20 picos más representativos de cada señal analizada. El resultado obtenido arroja una forma muy similar a la forma de los espectros promediados. Los picos se agrupan por armónicos de la frecuencia de giro. Se divide el número de repeticiones entre el número de señales de cada acelerómetro y viaje, obteniéndose de esta forma unos resultados más uniformes y fáciles de comparar entre viajes.

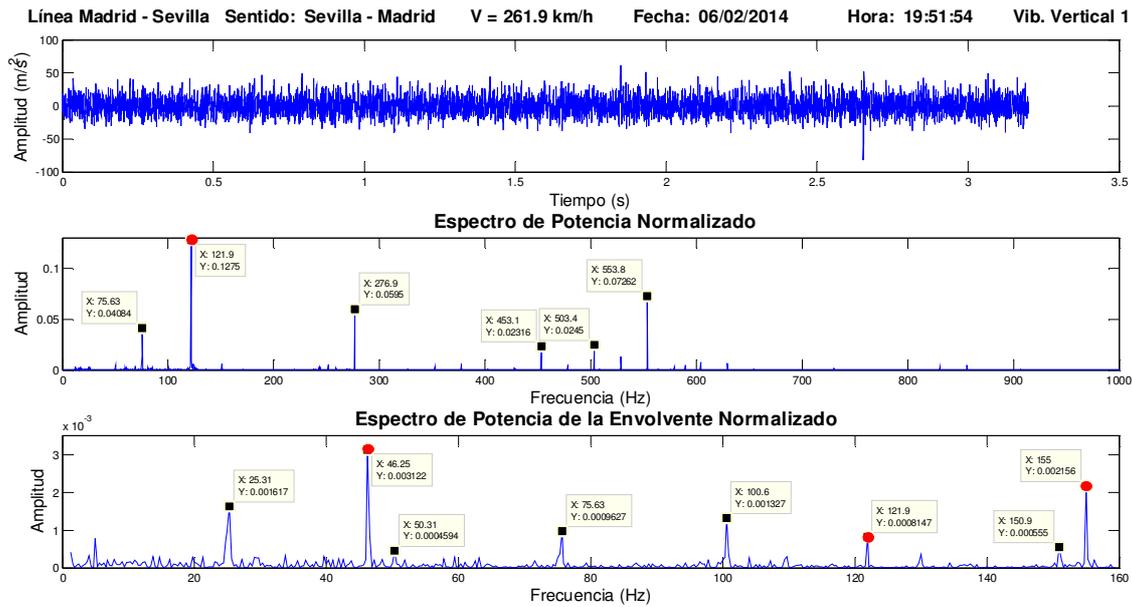


Figura 6.10. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (6 de febrero de 2014, 19:51:54).

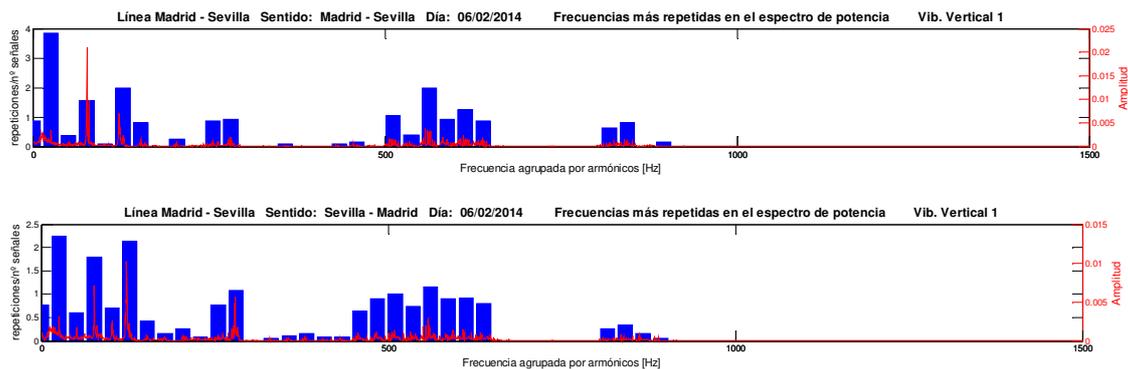


Figura 6.11. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Madrid-Sevilla y Sevilla-Madrid, para el acelerómetro vertical.

Se aprecia claramente que los picos más repetidos son los correspondientes a los armónicos 1, 2, 11 y 22 y de la frecuencia de giro de la rueda. Referente al pico del armónico 22, lo más representativo es la zona en la que se encuentra más que el armónico en sí mismo, apareciendo de 6 a 8 componentes entre 450 Hz y 650 Hz.

También se observa que las componentes de la banda situada entre 800 Hz y 900 Hz presentan poca significancia relativa pero se repiten con asiduidad.

Uno de los picos más repetidos se encuentra en la banda asociada al armónico 5, aunque la componente significativa se sitúa ligeramente por debajo y en torno a 122 Hz ($4,73 \times f_{\text{giro}}$).

Acelerómetro axial

El espectro de potencia de las señales registradas por el acelerómetro axial se puede dividir en cinco grandes zonas activas (ver Figura 6.12 y Figura 6.13): zona A, comprendida entre 0 Hz y 300 Hz; zona B, entre 450 Hz y 650 Hz; zona C, comprendida entre 800 Hz y 950 Hz; zona D, comprendida entre 1100 Hz y 1600 Hz, y zona E, comprendida entre 2000 y 2500 Hz.

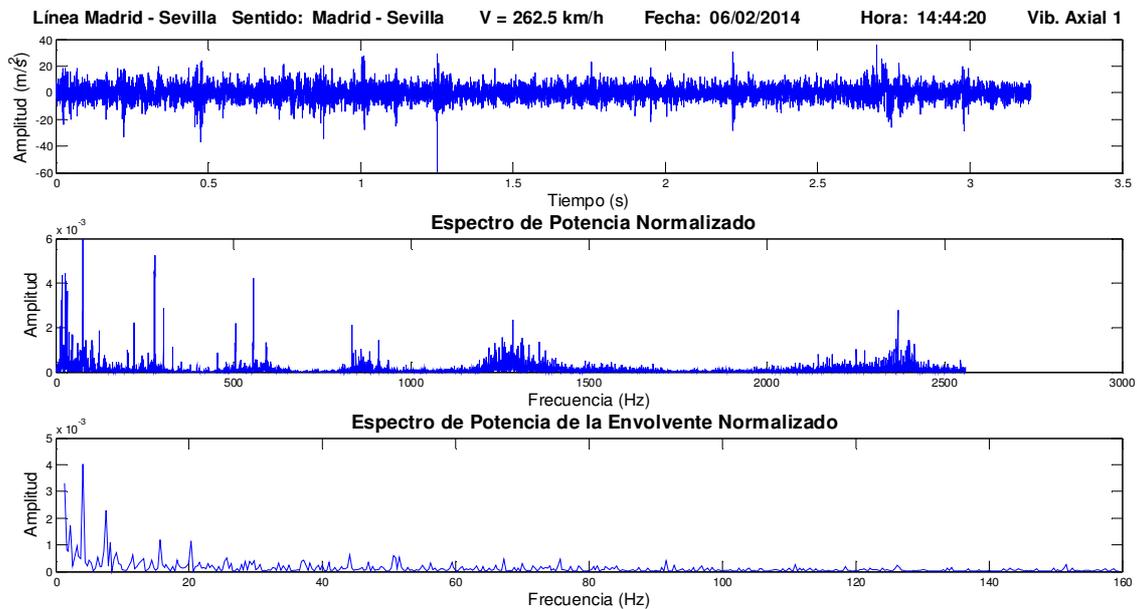


Figura 6.12. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (6 de febrero de 2014, 14:44:20).

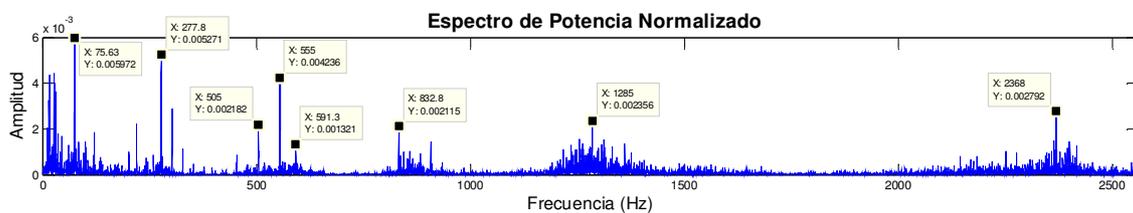


Figura 6.13. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.12, en el que se han señalado las principales componentes de las zonas activas del espectro.

En la zona A aparecen reiteradamente dos componentes: una situada a aproximadamente 123 Hz y otra en torno a 280 Hz. En el sentido Madrid-Sevilla se observa otra componente en torno a 78 Hz (tercer armónico de la frecuencia de giro) que apenas aparece en el viaje Sevilla-Madrid.

La componente localizada en torno a 280 Hz se corresponde con el armónico 11º de la frecuencia de giro de la rueda y cobra una especial importancia, siendo la componente principal en reiteradas ocasiones. También aparece acompañada de otros armónicos de la frecuencia de giro de la rueda cercanos, pero de mucho menos valor (ver Figura 6.14 y Figura 6.15).

La primera componente situada alrededor de los 123 Hz se corresponde, al menos numéricamente, con la BSF del rodamiento alojado en la caja de grasa.

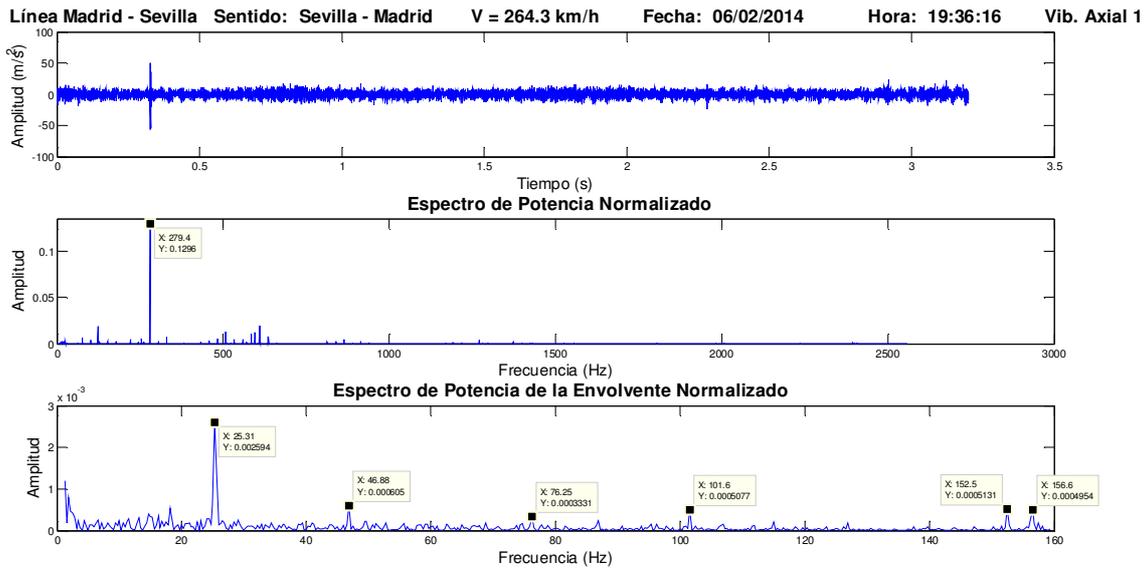


Figura 6.14. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (6 de febrero de 2014, 19:36:16).

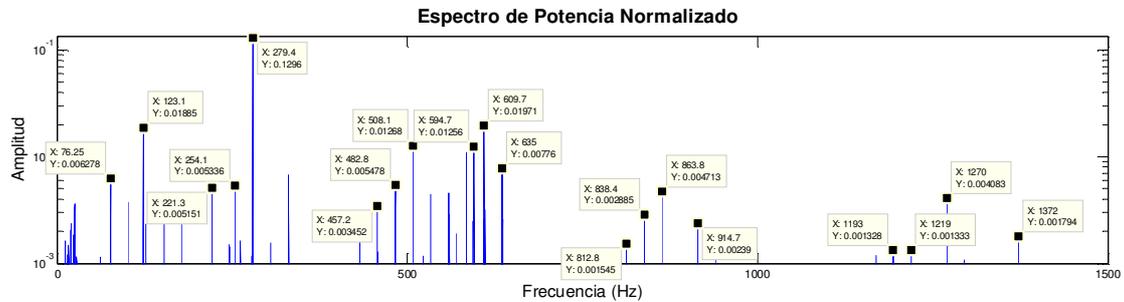


Figura 6.15. Detalle del espectro de potencia de la señal de la Figura 6.14, hasta 1500 Hz, en escala logarítmica.

La zona B, entre 450 Hz y 650 Hz, adquiere una mayor importancia en comparación con el acelerómetro vertical, pues en determinadas señales las componentes de esta zona son las dominantes del espectro (ver Figura 6.16 y Figura 6.17). Se trata de una zona con varios picos significativos, en su mayoría correspondientes a armónicos de la frecuencia de giro y cuya componente principal varía en función del sentido del viaje. Además, se ha detectado una componente situada alrededor de 590 Hz que no corresponde a ningún armónico de la frecuencia de giro.

La componente dominante de la zona C, comprendida entre 800 Hz y 950 Hz, suele aparecer en el entorno del armónico 33 de la frecuencia de giro de la rueda. Normalmente, esta componente se acompaña de picos correspondientes a los armónicos anteriores y posteriores (ver Figura 6.15).

En la zona activa D, especialmente energética en el trayecto Madrid-Sevilla, la componente principal se localiza habitualmente en torno a 1250-1300 Hz (ver Figura 6.12).

La última zona de especial actividad (zona E) se presenta a partir de 2000 Hz, con la componente principal en la posición 2350-2400 Hz (ver Figura 6.12).

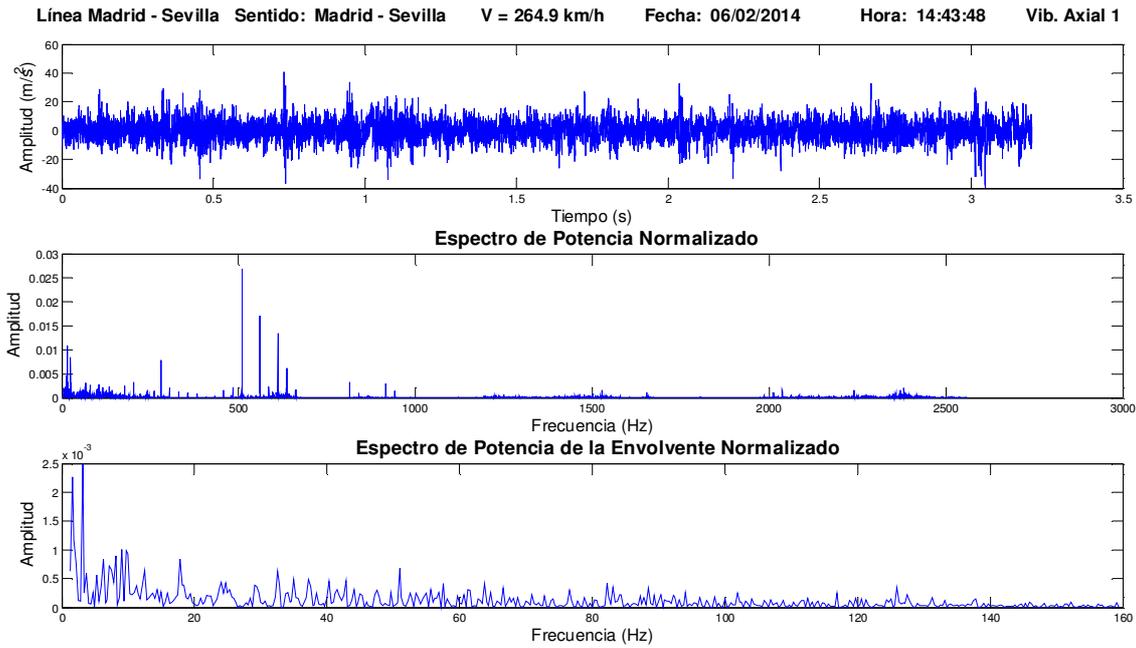


Figura 6.16. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (6 de febrero de 2014, 14:43:48).

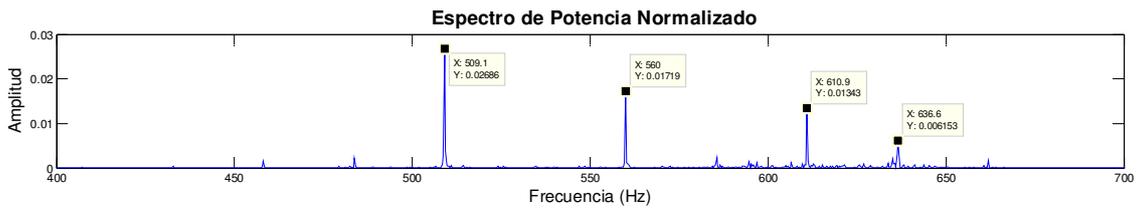


Figura 6.17. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.16 en la banda entre 400 Hz y 700 Hz.

En los espectros de potencia de la envolvente se observa que la componente correspondiente al primer armónico de la frecuencia de giro aparece en casi todos los espectros, en muchos casos acompañada de armónicos sucesivos. En algunas ocasiones aparece una componente a 155 Hz.

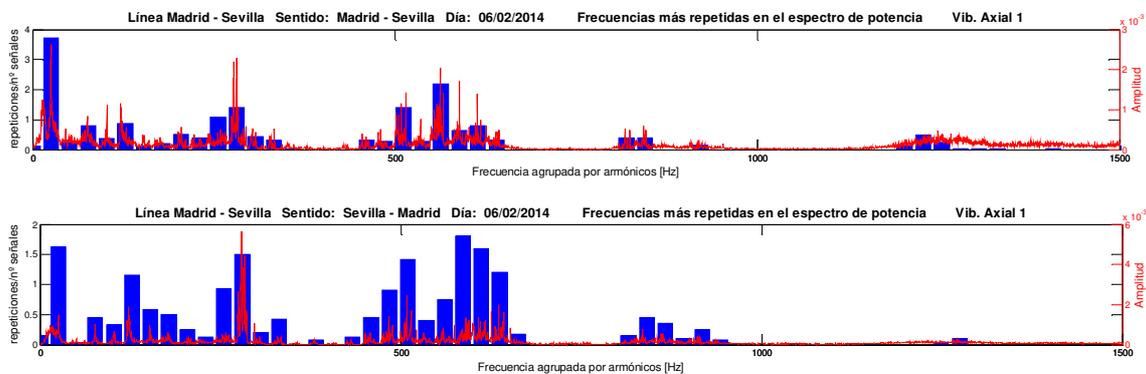


Figura 6.18. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Madrid-Sevilla y Sevilla-Madrid, para el acelerómetro axial.

La búsqueda y procesado de los 20 picos más representativos de las señales recogidas por el acelerómetro axial muestra que los picos que más se repiten son los correspondientes a los armónicos 1º y 11º de la frecuencia de giro de la rueda (ver Figura 6.18). Asimismo, se aprecia una zona de componentes repetitivas entre las frecuencias de 425 Hz y 650 Hz, apareciendo entre 8 y 10 componentes significativas.

Las componentes de la banda situada entre 800 Hz y 900 Hz presentan poca significación relativa pero una asidua repetición.

Uno de los picos más repetidos se encuentra en la banda asociada al armónico 5, aunque la componente significativa se sitúa ligeramente por debajo y en torno a 122 Hz ($4,73 \times f_{\text{giro}}$).

Acelerómetro longitudinal

Los espectros de potencia de la señales registradas por el acelerómetro longitudinal se pueden dividir en cuatro grandes zonas activas (ver Figura 6.19): zona A, comprendida entre 0 Hz y 400 Hz; zona B, comprendida entre 400 Hz y 650 Hz; zona C, comprendida entre 750 Hz y 1000 Hz, y zona D, comprendida entre 1100 Hz y 1500 Hz. A altas frecuencias, a partir de los 1500 Hz, prácticamente no aparecen picos en el espectro.

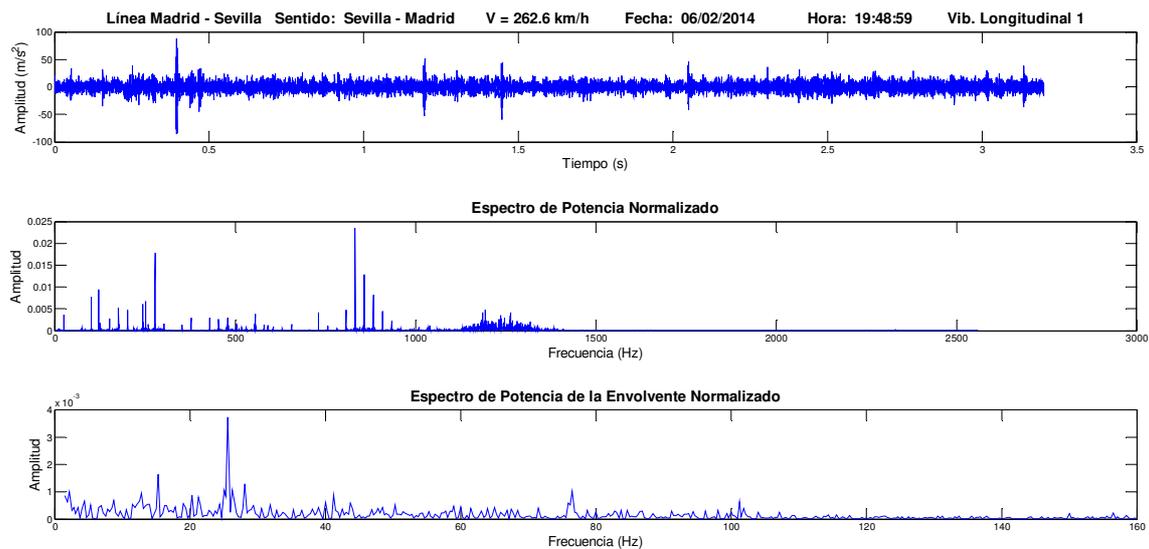


Figura 6.19. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (6 de febrero de 2014, 19:48:59).

En la zona A del espectro de potencia de la señal vibratoria longitudinal destacan especialmente tres componentes localizadas en torno a las frecuencias de 123 Hz, 244 Hz y 280 Hz (ver Figura 6.20).

La componente de 123 Hz coincide numéricamente con la frecuencia de fallo de los elementos rodantes del rodamiento (BSF), lo que induce a valorar la presencia de un defecto en el rodamiento. Otra componente significativa es la que se sitúa a 244 Hz, aproximadamente. Estas dos componentes se han marcado en rojo en la Figura 6.21. En algunas ocasiones se detectan varios picos anómalos que, en el caso de la Figura 6.21, se sitúan a las frecuencias de

218,4 Hz, 250,6 Hz y 258,8 Hz. Estas componentes se han señalado con una circunferencia roja en dicha figura.

También se observa repetidamente una componente en torno a 280 Hz, muy frecuentemente en el sentido Sevilla-Madrid y escasamente en el Madrid-Sevilla. Esta frecuencia se corresponde con el armónico 11 de la frecuencia de giro (ver Figura 6.22).

La zona B del espectro es muy activa entre 450 Hz y 650 Hz y adquiere una gran importancia en el acelerómetro longitudinal, pues componentes de esta zona son las dominantes del espectro en un número importante de ellos (ver Figura 6.23). La componente más significativa varía en función del sentido de la marcha, pero siempre se acompaña de armónicos de la frecuencia de giro de la rueda.

En esta zona también se observa un pico de pequeño valor alrededor de 600 Hz que no corresponde con ningún armónico de la frecuencia de giro y podría estar causado por alguna anomalía del sistema.

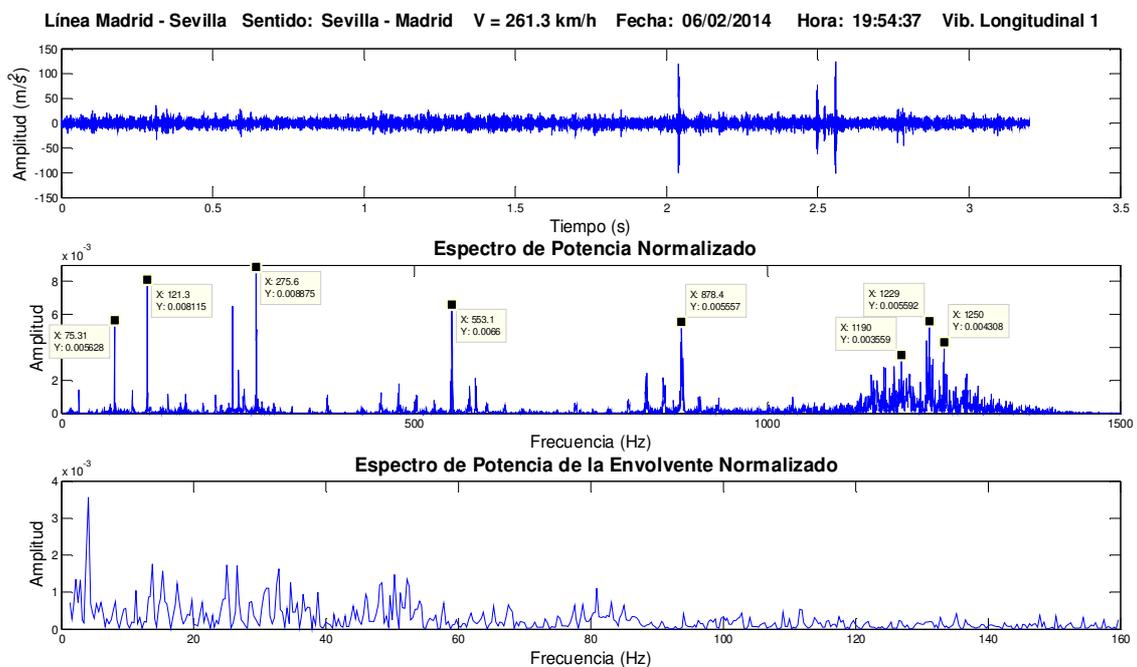


Figura 6.20. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (6 de febrero de 2014, 19:54:37).

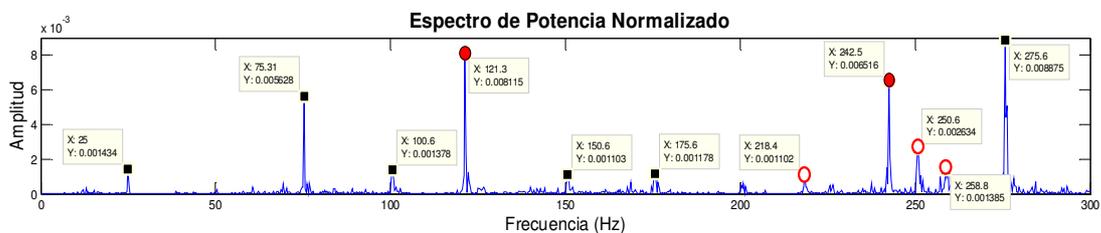


Figura 6.21. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.20 en la banda entre 0 Hz y 300 Hz.

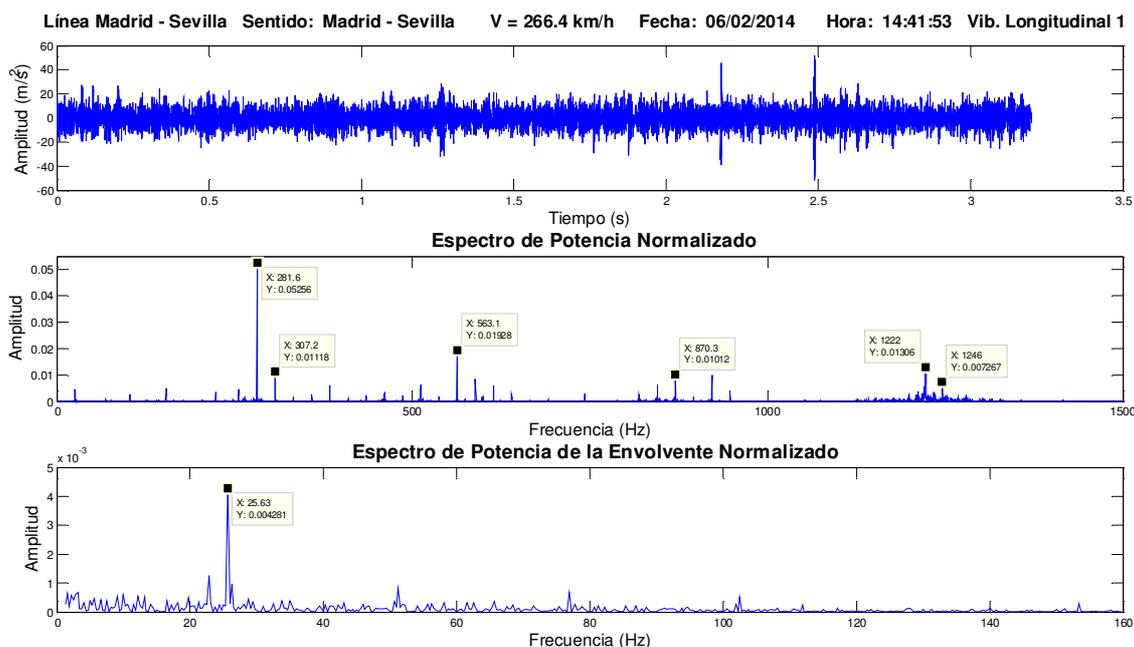


Figura 6.22. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (6 de febrero de 2014, 14:41:53).

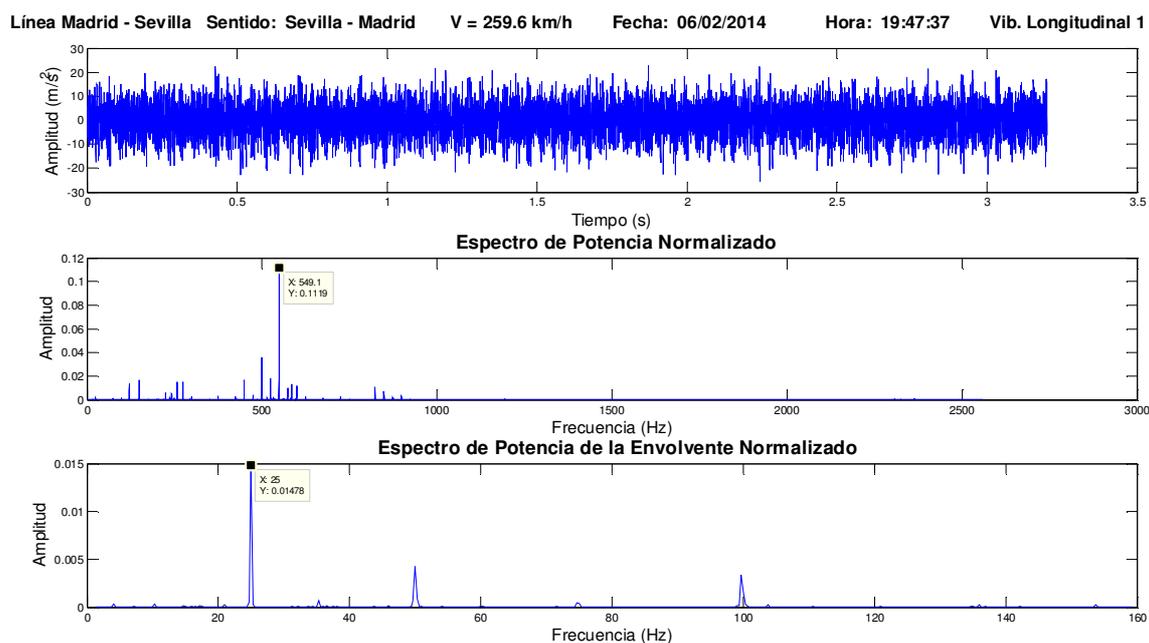


Figura 6.23. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (6 de febrero de 2014, 19:47:37).

La zona C del espectro (comprendida entre 750 Hz y 1000 Hz) suele estar dominada por una componente en el entorno de una frecuencia de 850 Hz, correspondiente al 33º armónico de la velocidad de giro de la rueda, acompañada por armónicos anteriores y posteriores (ver Figura 6.19).

La componente dominante de la zona D (comprendida entre las frecuencias de 1100 Hz y 1500 Hz) se sitúa normalmente en torno a 1250-1300 Hz (ver Figura 6.19), siendo especialmente activa en el trayecto Madrid-Sevilla.

En lo que se refiere a los espectros de potencia de la envolvente, la componente de la frecuencia de giro es claramente la que marca el espectro. Se ha identificado un comportamiento diferente en función del sentido de avance del tren. En el trayecto Sevilla-Madrid casi siempre aparece el pico correspondiente a la frecuencia de giro, suele tener un valor elevado y son visibles los armónicos 2º, 3º o 4º. Por el contrario, en el sentido Madrid-Sevilla muchos espectros no presentan picos significativos y, cuando aparece el pico a la frecuencia de giro, éste tiene un valor pequeño.

La búsqueda y procesado de los 20 picos más representativos de las señales recogidas por el acelerómetro longitudinal muestra un comportamiento semejante, aunque con evidentes diferencias, entre los dos viajes analizados (ver Figura 6.24).

En el sentido Madrid-Sevilla se aprecia que los picos que más se repiten pertenecen a la zona comprendida entre los 1100 Hz y los 1500 Hz. La componente de 280 Hz (armónico 11 de la velocidad de giro) también presenta una repetitividad relativamente elevada, así como la zona de 750-1000 Hz (alrededor del armónico 33).

En el viaje Sevilla-Madrid se observa un comportamiento más uniforme, con un número de repeticiones similar en las cuatro zonas características. La zona que presenta un mayor número de repeticiones es la localizada entre los 1100 Hz y los 1500 Hz, aunque las zonas alrededor de los armónicos 22 (450-750 Hz) y 33 (750-1000 Hz) también presentan una repetitividad elevada. Entre los picos más repetidos se encuentran las bandas asociadas a los armónicos 5, 10 y 11, aunque la componente significativa del armónico 5 se sitúa alrededor de los 122 Hz ($4,73 \times f_{\text{giro}}$).

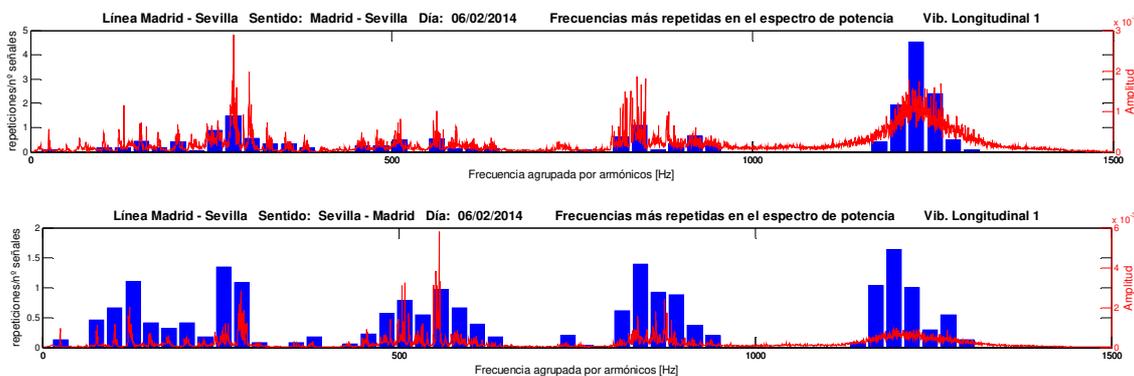


Figura 6.24. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Madrid-Sevilla y Sevilla-Madrid, para el acelerómetro longitudinal.

Parámetros estadísticos

En este punto se analiza la evolución temporal de tres parámetros estadísticos de las señales temporales en los dos viajes estudiados (Madrid-Sevilla y Sevilla-Madrid): el valor eficaz, la varianza y la kurtosis.

La evolución del valor eficaz en el trayecto Madrid-Sevilla se muestra en la Figura 6.25. La Figura 6.26 ilustra la variación del valor eficaz en el viaje Sevilla-Madrid. En las figuras se aprecia

que los valores eficaces de las señales tomadas en cada una de las direcciones del espacio presentan un comportamiento relativamente estable y unos valores característicos.

De este modo, las señales verticales son las que presentan un valor eficaz más elevado, seguidas por las señales vibratorias medidas en la dirección longitudinal, siendo las señales vibratorias axiales las que muestran el valor eficaz más reducido.

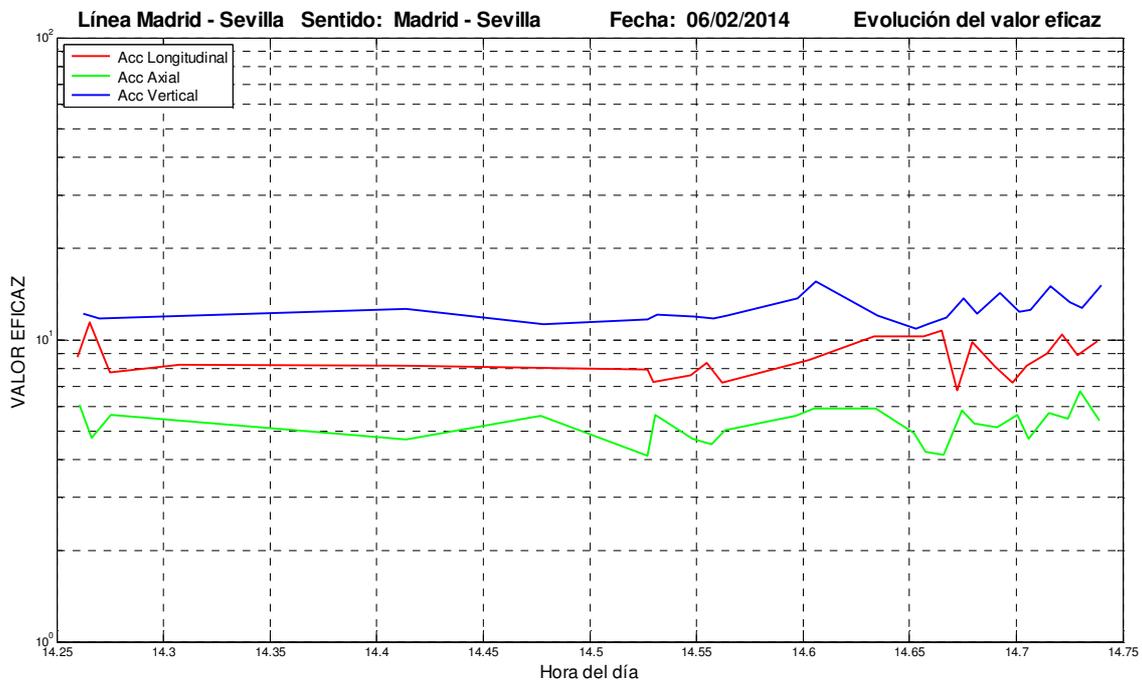


Figura 6.25. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Sevilla realizado el 06/02/2014.

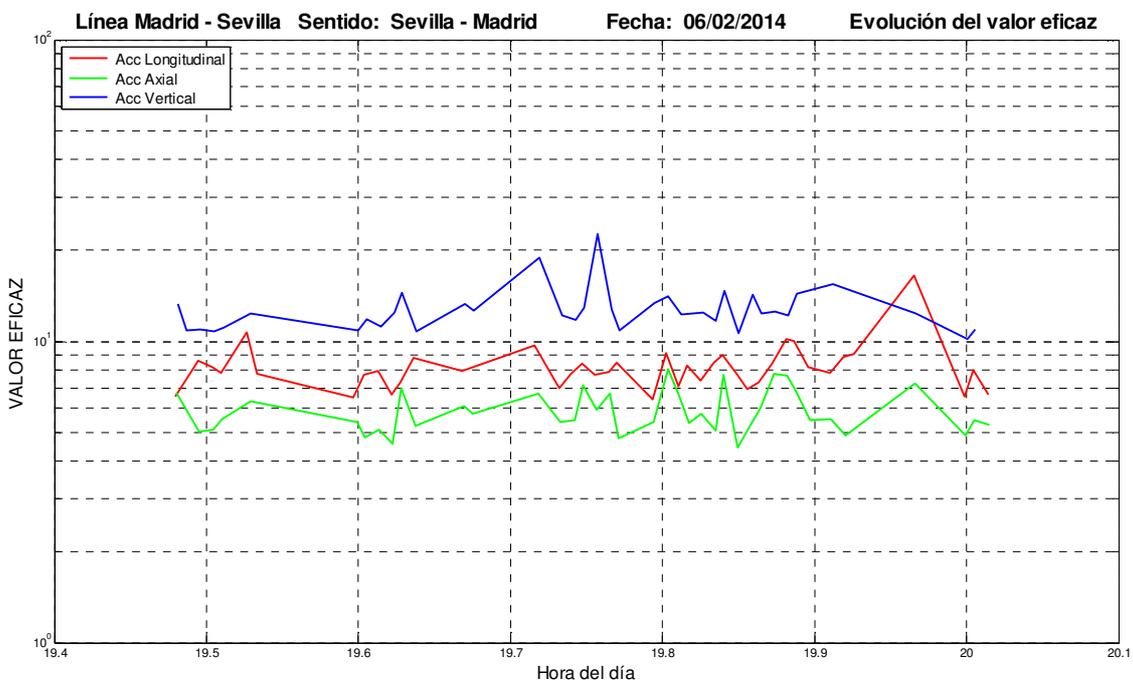


Figura 6.26. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Sevilla-Madrid realizado el 06/02/2014.

El valor eficaz medio de las señales del acelerómetro longitudinal se sitúa en $8,74 \text{ m/s}^2$ en el viaje Madrid-Sevilla, y $8,24 \text{ m/s}^2$ en el trayecto Sevilla-Madrid. En las señales medidas en la dirección axial los valores eficaces medios son de $5,25 \text{ m/s}^2$ (Madrid-Sevilla) y $5,89 \text{ m/s}^2$ (Sevilla-Madrid). En lo que respecta a las señales tomadas por el acelerómetro vertical, el valor eficaz promedio del recorrido Madrid-Sevilla se sitúa en $12,66 \text{ m/s}^2$ y el del trayecto Sevilla-Madrid, en $12,79 \text{ m/s}^2$. Como se puede comprobar, los valores eficaces promedios son muy similares en ambos viajes.

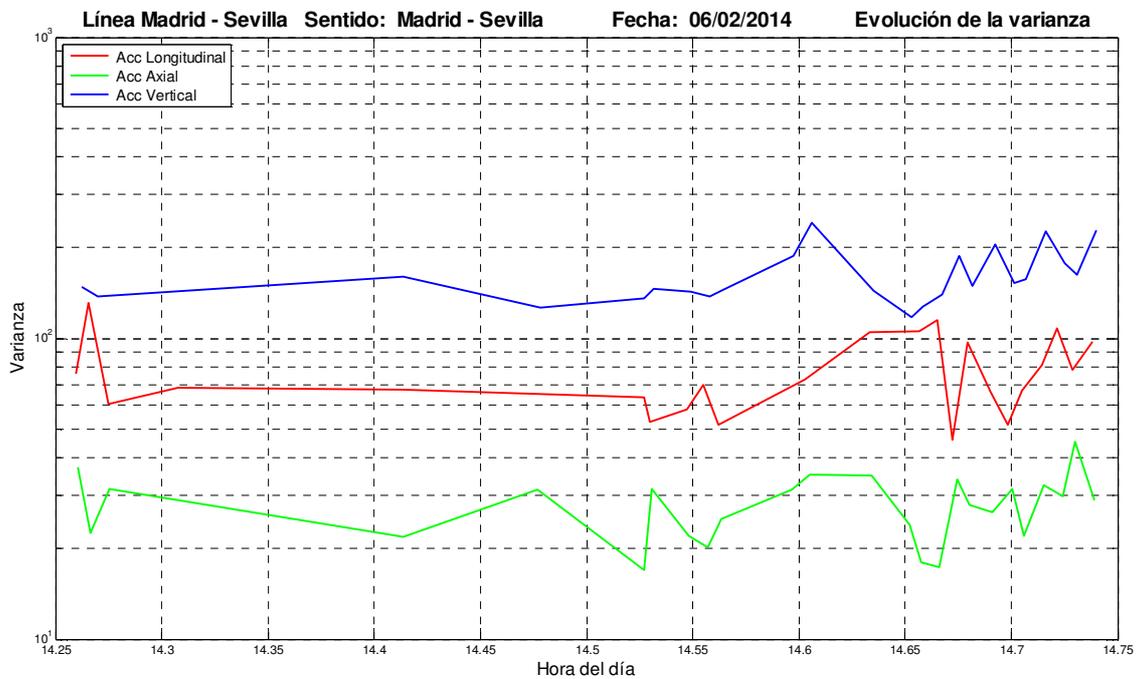


Figura 6.27. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Sevilla realizado el 06/02/2014.

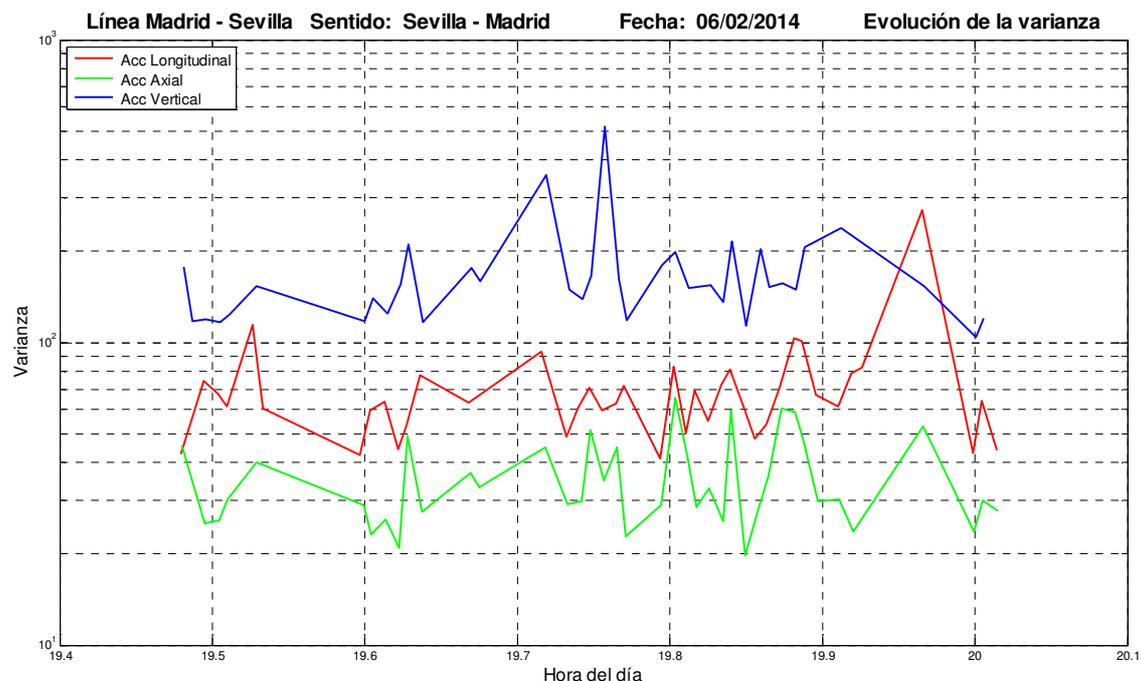


Figura 6.28. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Sevilla-Madrid realizado el 06/02/2014.

En la evolución de la varianza (Figura 6.27 y Figura 6.28) se observa el mismo comportamiento visto en el valor eficaz, con las señales de los tres acelerómetros perfectamente ordenadas en tres niveles y, curiosamente, en el mismo orden. En esta ocasión, se aprecia una mayor dispersión de los valores de la varianza respecto a su promedio.

La varianza media de las señales del acelerómetro longitudinal se sitúa en $77,94 \text{ m}^2/\text{s}^4$ en el viaje Madrid-Sevilla, y $70,73 \text{ m}^2/\text{s}^4$ en el trayecto Sevilla-Madrid. En las señales medidas en la dirección axial las varianzas medias son de $28,02 \text{ m}^2/\text{s}^4$ (Madrid-Sevilla) y $35,62 \text{ m}^2/\text{s}^4$ (Sevilla-Madrid). En lo que respecta a las señales tomadas por el acelerómetro vertical, la varianza promedio del recorrido Madrid-Sevilla se sitúa en $161,98 \text{ m}^2/\text{s}^2$ y el del trayecto Sevilla-Madrid, en $169,11 \text{ m}^2/\text{s}^4$.

En lo que respecta a la kurtosis de las señales temporales (ver Figura 6.29 y Figura 6.30), desaparece la ordenación que existía en el valor eficaz y en la varianza. Los valores de la kurtosis de las señales de los distintos acelerómetros se entremezclan y no se aprecia una tendencia clara. Sin embargo, la kurtosis de casi todas las señales se sitúa por encima de 3, lo cual indica que se trata de distribuciones leptocúrticas.

La kurtosis media de las señales del acelerómetro longitudinal se sitúa en 12,66 en el viaje Madrid-Sevilla, y 8,72 en el trayecto Sevilla-Madrid. En las señales medidas en la dirección axial las varianzas medias son de 5,91 (Madrid-Sevilla) y 6,13 (Sevilla-Madrid). En lo que respecta a las señales tomadas por el acelerómetro vertical, la varianza promedio del recorrido Madrid-Sevilla se sitúa en 4,38 y el del trayecto Sevilla-Madrid, en 5,74.

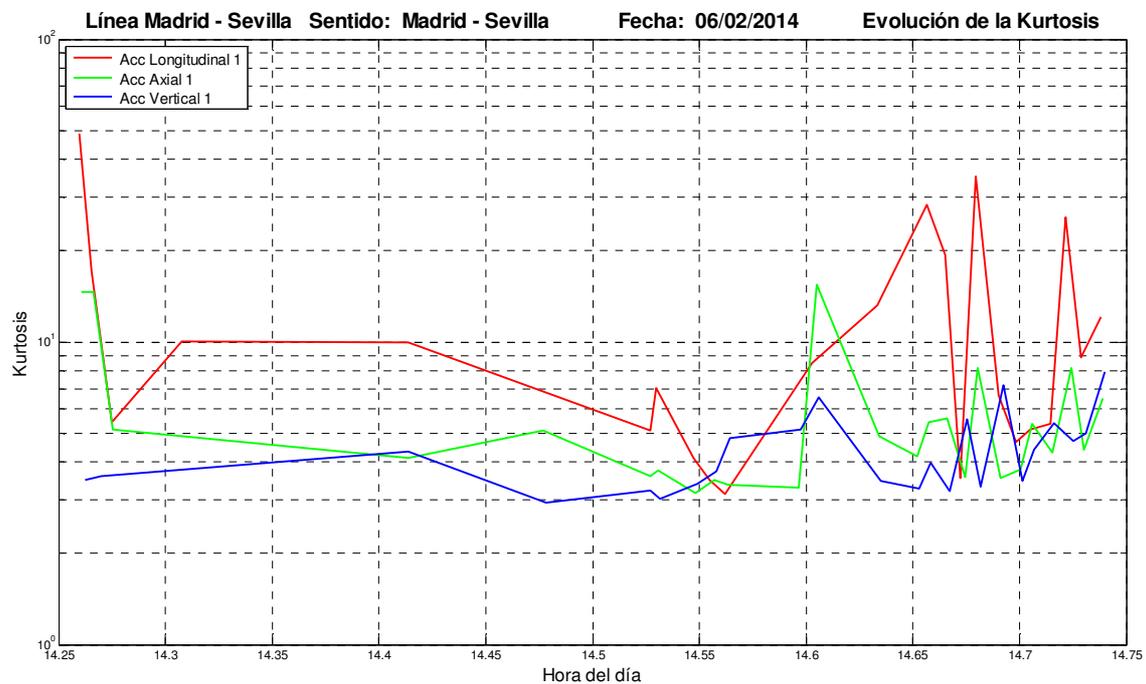


Figura 6.29. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Sevilla realizado el 06/02/2014.

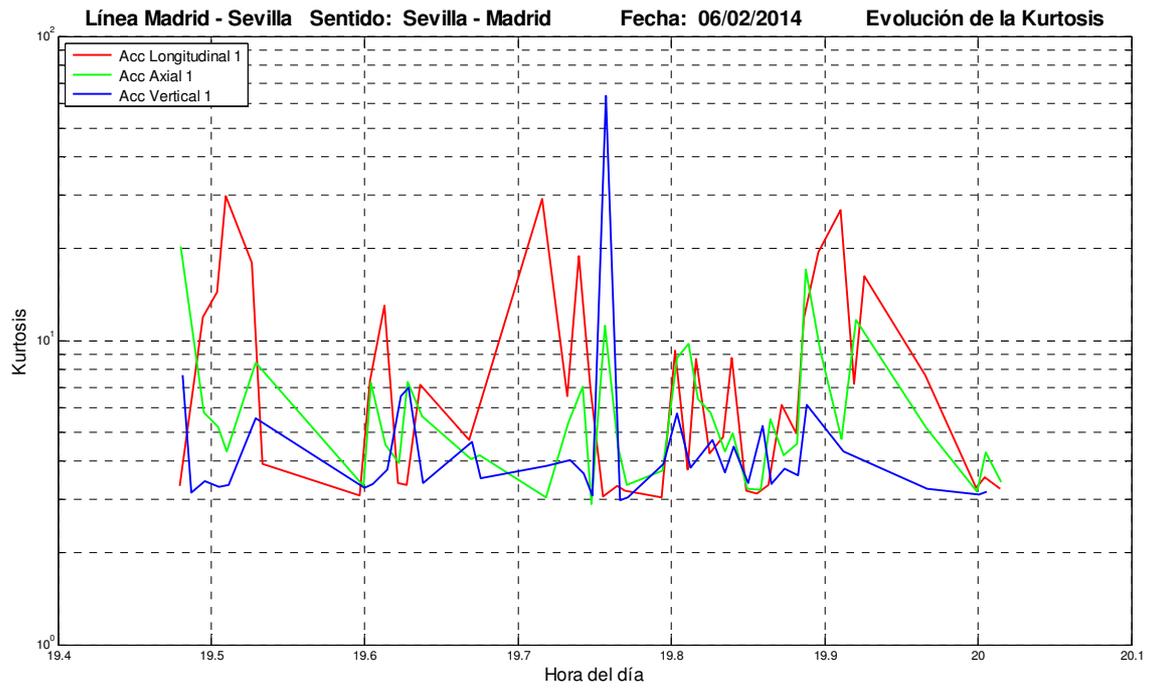


Figura 6.30. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Sevilla-Madrid realizado el 06/02/2014.

6.1.3. Estudio en la línea Madrid-Alicante a 300 km/h

El día seleccionado para realizar el análisis en la línea Madrid-Alicante es el 18 de febrero de 2014. Se estudia el tramo considerado en la metodología en dos viajes diferentes, uno de ida (Madrid-Alicante) y otro de vuelta (Alicante-Madrid). Se ha tomado un intervalo de velocidad entre 288 km/h y 310 km/h, siendo la velocidad media de, aproximadamente, 300 km/h.

En total, se procesan 2.535 ficheros, de los cuales se seleccionan y analizan 128 ficheros de medidas de vibración correspondientes a los acelerómetros longitudinal, axial y vertical de la caja de grasa de la rueda 47X (lado izquierdo del tren).

Acelerómetro vertical

El espectro de potencia de las señales registradas por el acelerómetro vertical se puede dividir en dos grandes zonas activas (ver Figura 6.31): zona A, comprendida entre 0 Hz y 400 Hz, y zona B, entre 450 Hz y 1000 Hz. En algunas ocasiones se ha detectado actividad en la región de frecuencias entre 2000 Hz y 2500 Hz, pero su significancia es muy pequeña (ver Figura 6.31).

La zona A, de baja frecuencia, suele estar dominada por dos componentes situadas a las frecuencias en torno a 56 Hz y 85 Hz, correspondientes a los armónicos segundo y tercero de la frecuencia de giro de la rueda. En algunas ocasiones, una de estas dos componentes es la dominante de todo el espectro de potencia (ver Figura 6.32).

El primer armónico de la velocidad de giro de la rueda, calculado en la ecuación (6.3) para una velocidad de 300 km/h, no suele aparecer en el espectro de potencia y, cuando lo hace, su significancia es muy reducida.

$$f_{GIRO} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{v}{2\pi R} = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(300 \cdot \frac{1000}{3600} \right) \cdot \frac{1}{0,46} = 28,83 \text{ Hz} \quad (6.3)$$

Un análisis detallado de la zona A, comprendida entre 0 Hz y 400 Hz, permite la identificación de varias componentes significativas que aparecen reiteradamente en los espectros de potencia, especialmente en el trayecto Alicante-Madrid, y situadas a frecuencias que no corresponden con armónicos de la frecuencia de giro (ver Figura 6.33). Estas componentes, señaladas con un círculo rojo en la Figura 6.34, se sitúan en frecuencias en torno a 63 Hz, 67 Hz, 138 Hz, 241 Hz y 287 Hz.

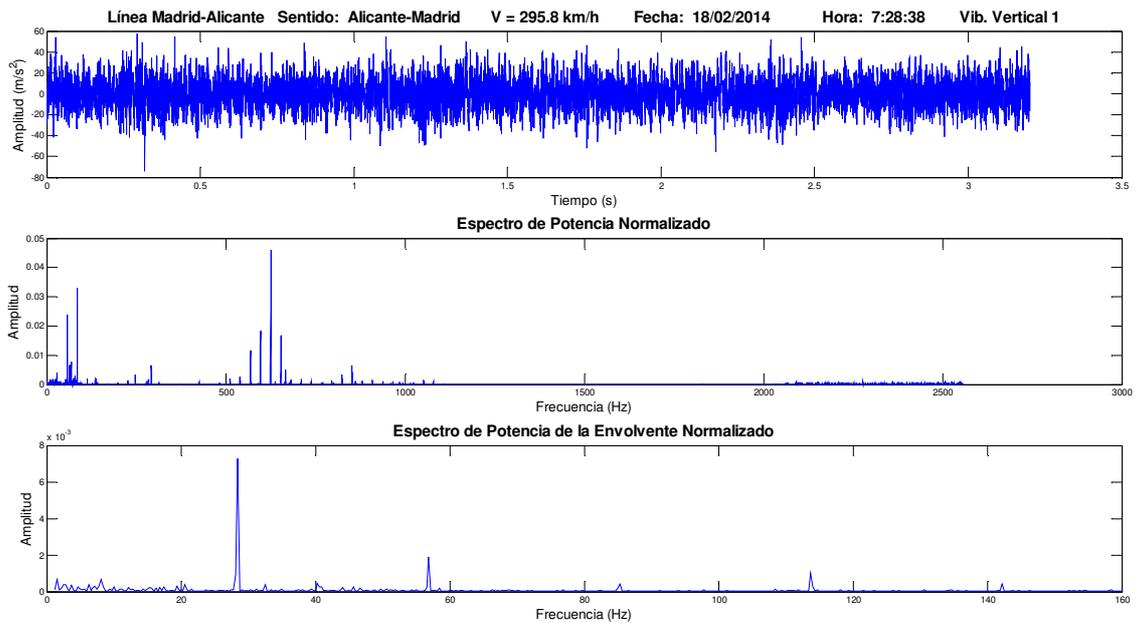


Figura 6.31. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (18 de febrero de 2014, 7:28:38).

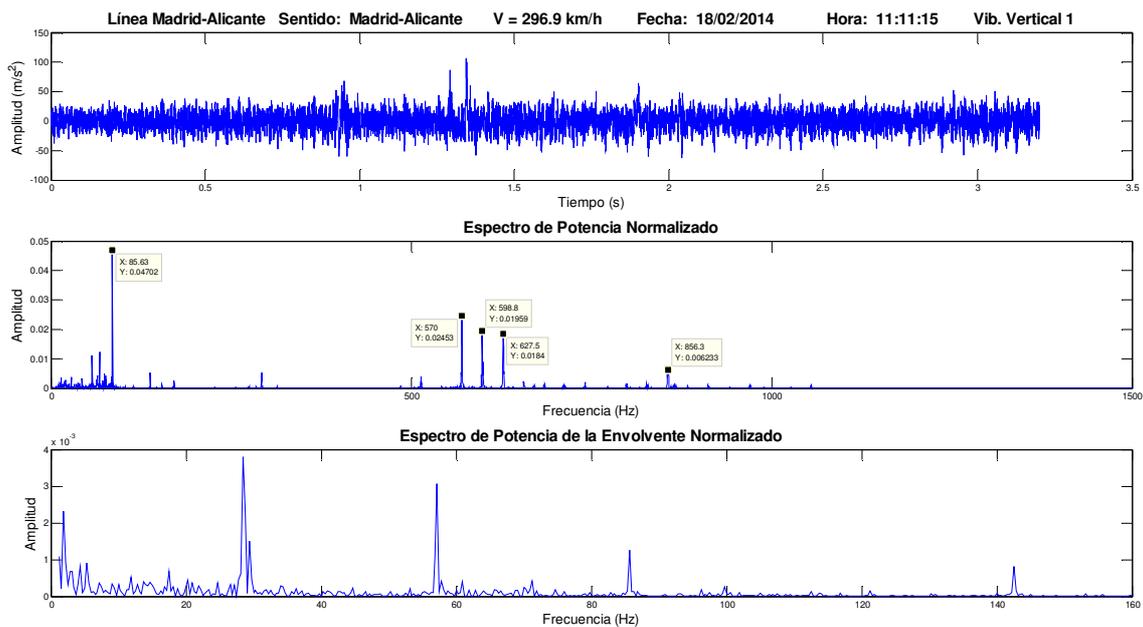


Figura 6.32. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (18 de febrero de 2014, 11:10:15).

La componente localizada alrededor de los 137 Hz podría ser indicativa de la presencia de un defecto en los elementos rodantes del rodamiento, pues se aproxima a la BSF del rodamiento SNR FC12790. Para el ejemplo de la Figura 6.34, se obtiene la relación dada por las ecuaciones (6.4) y (6.5). Sin embargo, también podría corresponder con algún elemento mecánico.

$$f_{GIRO} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{v}{2\pi R} = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(289,6 \cdot \frac{1000}{3600} \right) \cdot \frac{1}{0,46} = 27,83 \text{ Hz} \quad (6.4)$$

$$BSF = k_{BSF} \cdot f_{giro} \approx 4,734 \cdot 27,83 = 131,75 \text{ Hz} \quad (6.5)$$

En el rango entre 63 Hz y 68 Hz suelen aparecer o dos componentes localizadas en los extremos de la banda, a 63 Hz y a 68 Hz, o una sola componente que sitúa normalmente a 64 Hz o 65 Hz. El origen físico de estas componentes es desconocido.

Las dos componentes localizadas alrededor de las frecuencias de 240 Hz y 290 Hz tampoco corresponden con armónicos de la frecuencia de giro y son de origen desconocido. La componente de 290 Hz se localiza a $10,3 \times f_{giro}$, lo que podría indicar un defecto en el aro exterior del rodamiento (BPFO=10,316 $\times f_{giro}$).

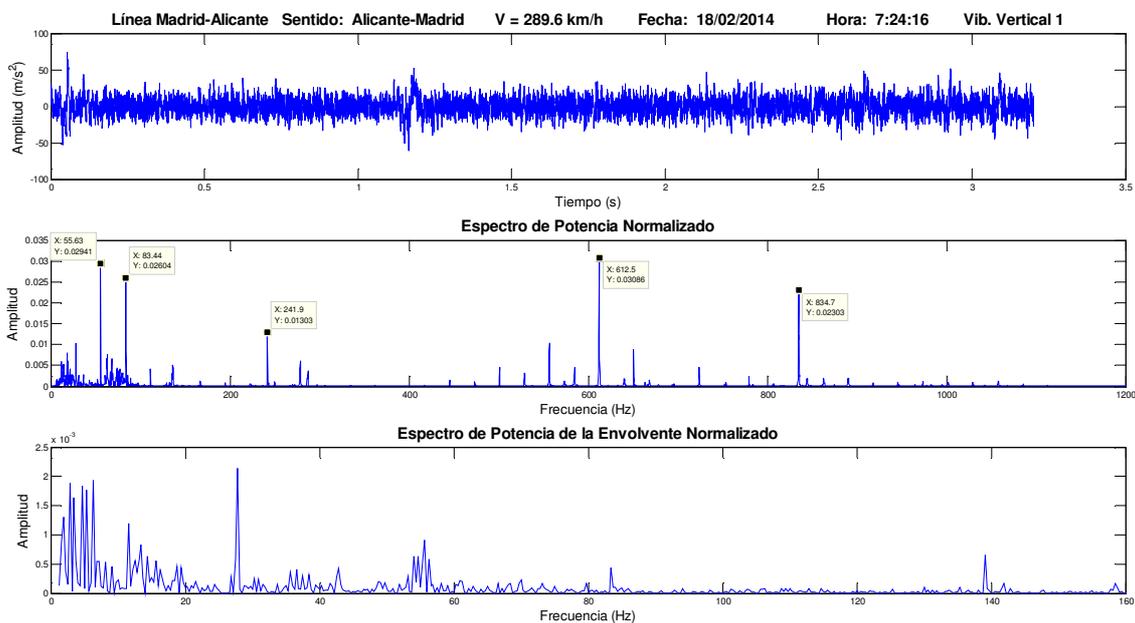


Figura 6.33. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (18 de febrero de 2014, 7:24:16).

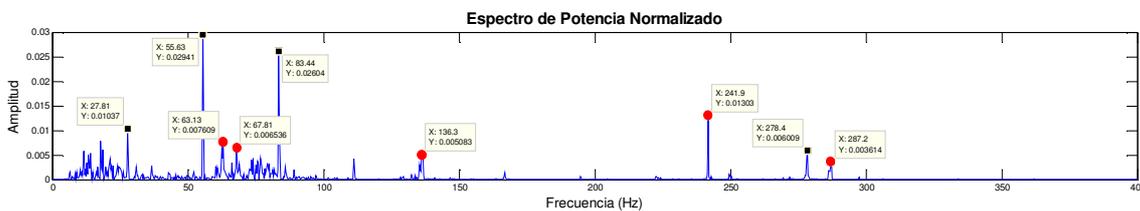


Figura 6.34. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.33 en la banda entre 0 Hz y 400 Hz.

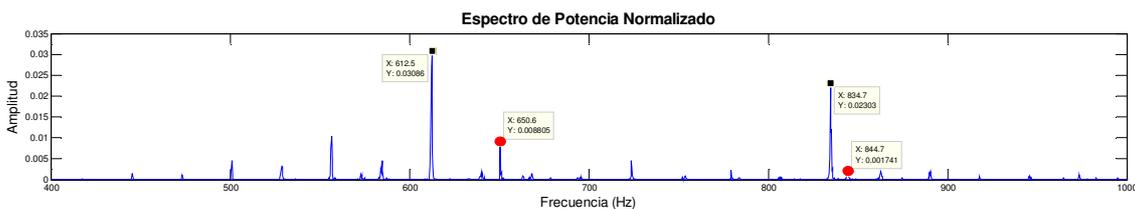


Figura 6.35. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.33 en la banda entre 400 Hz y 1000 Hz.

La zona B, comprendida entre 450 Hz y 1000 Hz, se encuentra dominada por componentes situadas a frecuencias entre 610-620 Hz (armónico 22º de la frecuencia de giro de la rueda). Esta componente se acompaña de armónicos anteriores y posteriores de la velocidad de giro y suele ser la componente dominante de todo el espectro (ver Figura 6.36).

En esta zona también suelen aparecer dos componentes de significancia menor que los armónicos, pero suficiente para ser tenidos en cuenta. La primera de ellas se localiza alrededor de 645 Hz, mientras que la segunda se sitúa en torno a los 850 Hz (ver Figura 6.35). Ninguna de estas dos componentes se corresponden con armónicos de la frecuencia de giro de la rueda y su origen es desconocido.

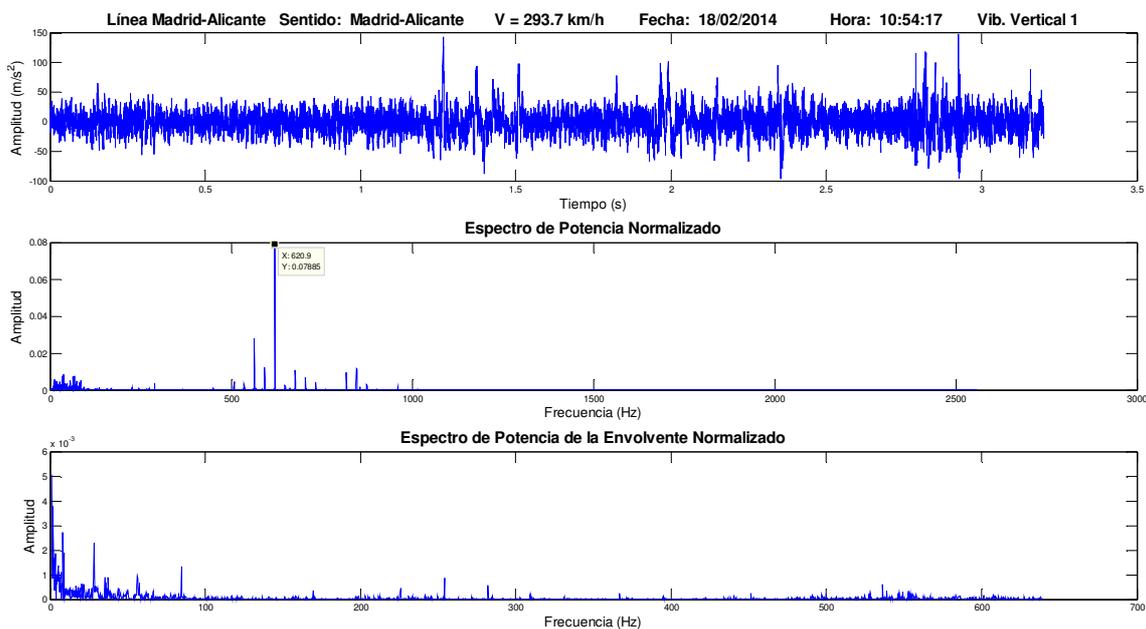


Figura 6.36. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (18 de febrero de 2014, 10:54:17).

En lo que respecta al espectro de potencia de la envolvente, se aprecian claramente la componente de la frecuencia de giro y sus armónicos posteriores. La componente dominante suele ser la localizada a la frecuencia de giro de la rueda (ver Figura 6.32 y Figura 6.33), aunque en ocasiones como la mostrada en la Figura 6.37 la componente dominante se sitúa en el segundo armónico de la frecuencia de giro.

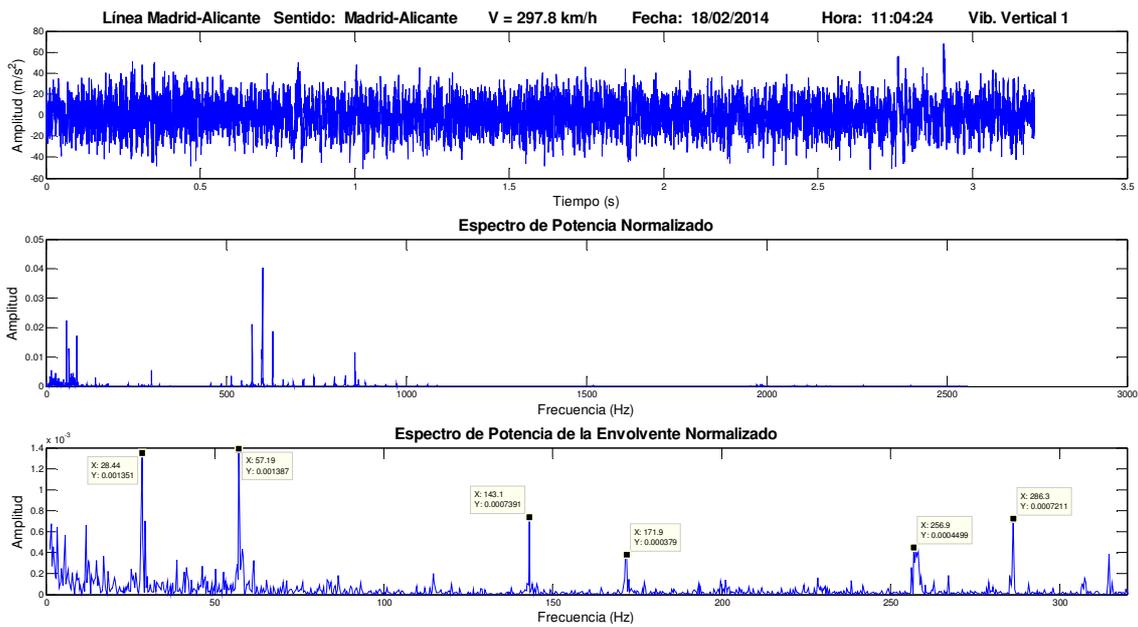


Figura 6.37. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical (18 de febrero de 2014, 11:04:24).

Se ha realizado una búsqueda y procesado de los 20 picos más representativos de cada señal analizada. El resultado obtenido arroja una forma muy similar al perfil de los espectros promediados. Los picos se agrupan por armónicos de la frecuencia de giro. Se divide el número de repeticiones entre el número de señales de cada acelerómetro y viaje, obteniéndose de esta forma unos resultados más uniformes y fáciles de comparar entre viajes (ver Figura 6.38).

Se aprecia claramente que los picos más repetidos son los correspondientes a los armónicos 1, 2, 3 y 9 de la frecuencia de giro de la rueda. Se observa que la zona de alrededor del pico del armónico 22 (de 500 Hz a 750 Hz) aparecen 8 componentes, algunas de ellas con una elevada significación, que se repiten asiduamente.

También se observa que las componentes de la banda situada entre 800 Hz y 900 Hz presentan poca significancia relativa pero se repiten con asiduidad.

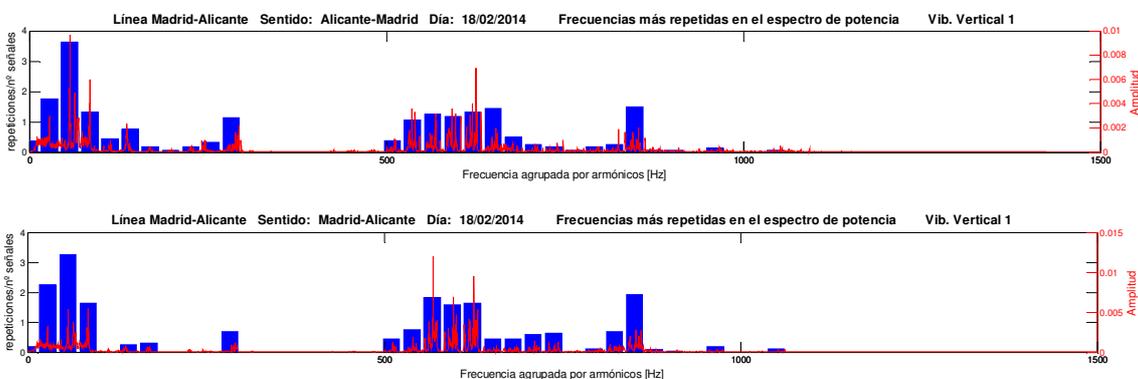


Figura 6.38. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Alicante-Madrid y Madrid-Alicante, para el acelerómetro vertical.

Acelerómetro axial

El espectro de potencia de las señales registradas por el acelerómetro axial se puede dividir en cuatro grandes zonas activas (ver Figura 6.39): zona A, comprendida entre 0 Hz y 400 Hz; zona B, comprendida entre 500 Hz y 700 Hz; zona C, comprendida entre 800 y 1100 Hz; zona D, comprendida entre 1100 y 1600 Hz.

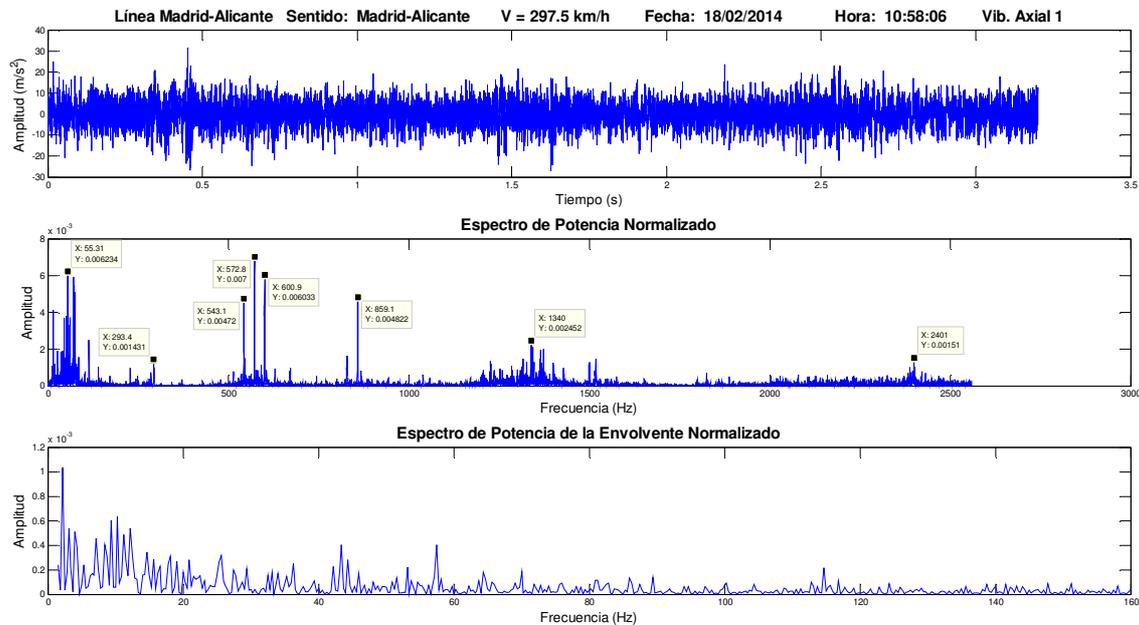


Figura 6.39. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 10:58:06).

La banda localizada entre las frecuencias de 500 Hz y 700 Hz cobra especial importancia en las señales vibratorias registradas por el acelerómetro axial, pues componentes de esta banda son las dominantes del espectro en la mayoría de los casos, como en el mostrado en la Figura 6.39.

La zona A, de bajas frecuencias, se encuentra dominada habitualmente, en el trayecto Madrid-Alicante, por la componente localizada alrededor de los 56 Hz, correspondiente al 2º armónico de la frecuencia de giro de la rueda (ver Figura 6.40). En alguna ocasión, esta componente es la dominante de todo el espectro.

En el viaje inverso, Alicante-Madrid, la componente dominante de esta zona se sitúa en torno a la frecuencia de 285 Hz, correspondiente al armónico 10º de la frecuencia de giro (ver Figura 6.43).

La componente de la frecuencia de giro, localizada alrededor de los 28 Hz, aparece habitualmente en el espectro de frecuencia, acompañada de sus primeros armónicos. En el trayecto Alicante-Madrid presenta valores significativos; sin embargo, en el viaje Madrid-Alicante los armónicos 2º y 3º de la frecuencia de giro muestran valores de amplitud significativamente superiores al primer armónico de la frecuencia de giro de la rueda.

Por el contrario, las componentes localizadas en torno a 67 Hz y a 140 Hz (correspondiente a $4,85 \times f_{\text{giro}}$) aparecen en contadas ocasiones en los espectros de potencia. En cambio, aparece

muy frecuentemente una componente alrededor de 290 Hz (correspondiente a $10,3 \times f_{\text{giro}}$), con valores de amplitud más significativos en el trayecto Madrid-Alicante que en el viaje Alicante-Madrid. Ninguna de estas componentes corresponde con armónicos de la frecuencia de giro de la rueda y son de origen desconocido. Todas estas componentes se han señalado con un círculo rojo en la Figura 6.41.

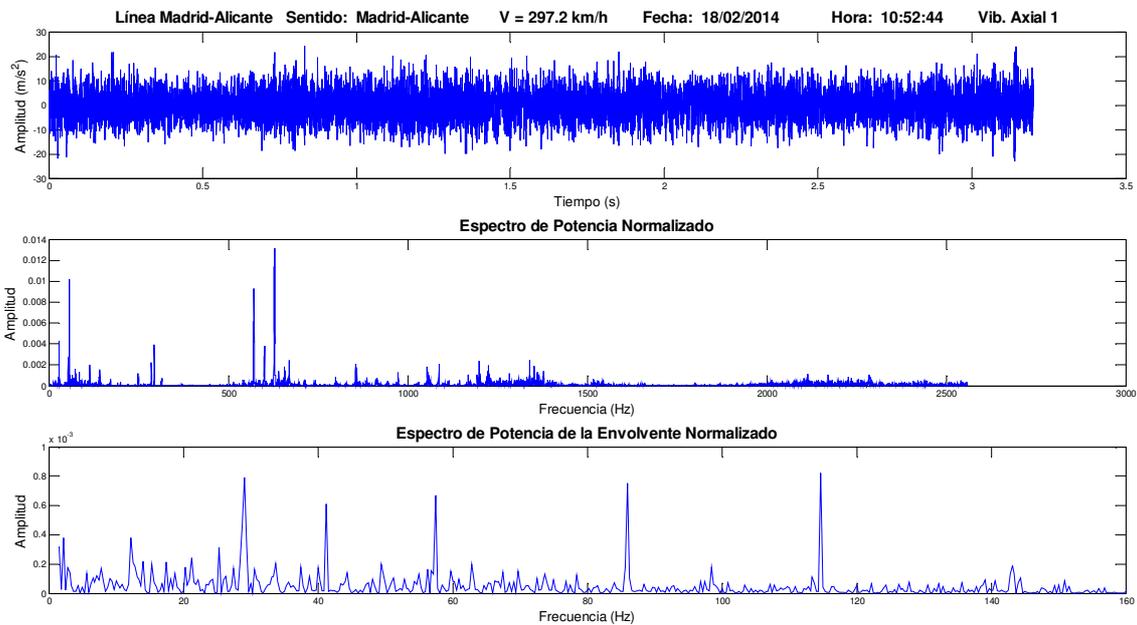


Figura 6.40. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 10:52:44).

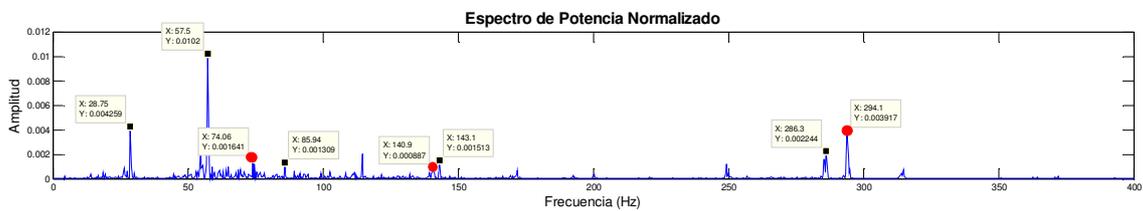


Figura 6.41. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.40 en la banda entre 0 Hz y 400 Hz.

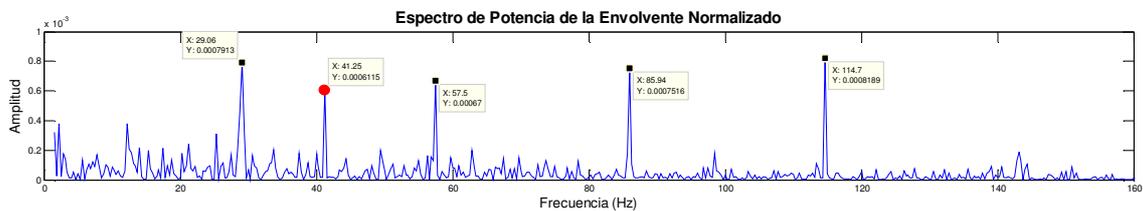


Figura 6.42. Detalle del espectro de potencia de la envolvente de la Figura 6.40.

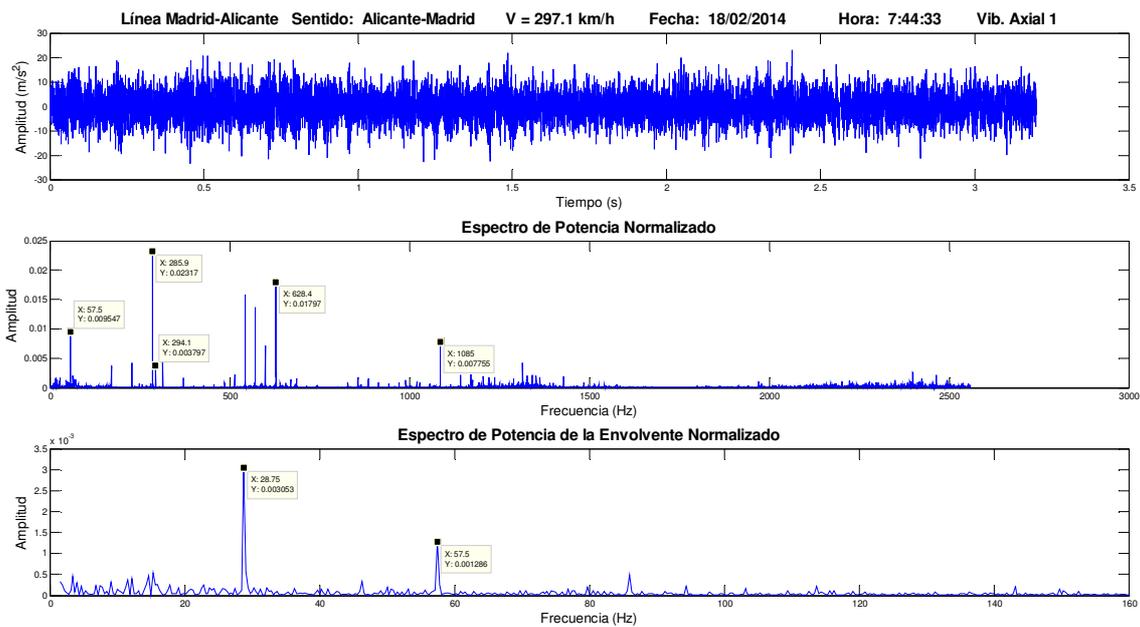


Figura 6.43. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 7:44:33).

La zona B, comprendida entre 500 Hz y 700 Hz, es la dominante de todo el espectro de potencia. A su vez, esta zona se encuentra dominada por las componentes situadas alrededor de los 570 Hz y 625 Hz, aproximadamente, correspondientes a los armónicos 20º y 22º de la frecuencia de giro. En alguna ocasión, una de estas componentes supera el 15% de la potencia total de la señal. En otra, los armónicos 20, 21 y 22 suman el 29% de la potencia total de la señal (ver Figura 6.44).

También aparece frecuentemente una componente de pequeño valor situada alrededor de los 670 Hz, la cual no corresponde con armónico alguno de la frecuencia de giro. Esta componente corresponde aproximadamente con $23,3 \times f_{\text{giro}}$.

La zona C, comprendida entre 800 Hz y 1100 Hz, está dominada por una componente situada alrededor de los 855 Hz (a 297 km/h), correspondiente al armónico 30º de la velocidad de giro de la rueda. Esta componente es la dominante de todo el espectro en alguna ocasión aislada (ver Figura 6.45).

También aparece frecuentemente una componente de pequeño valor situada alrededor de los 845 Hz (a 289 km/h), la cual no corresponde con armónico alguno de la frecuencia de giro. Esta componente corresponde aproximadamente con $30,3 \times f_{\text{giro}}$.

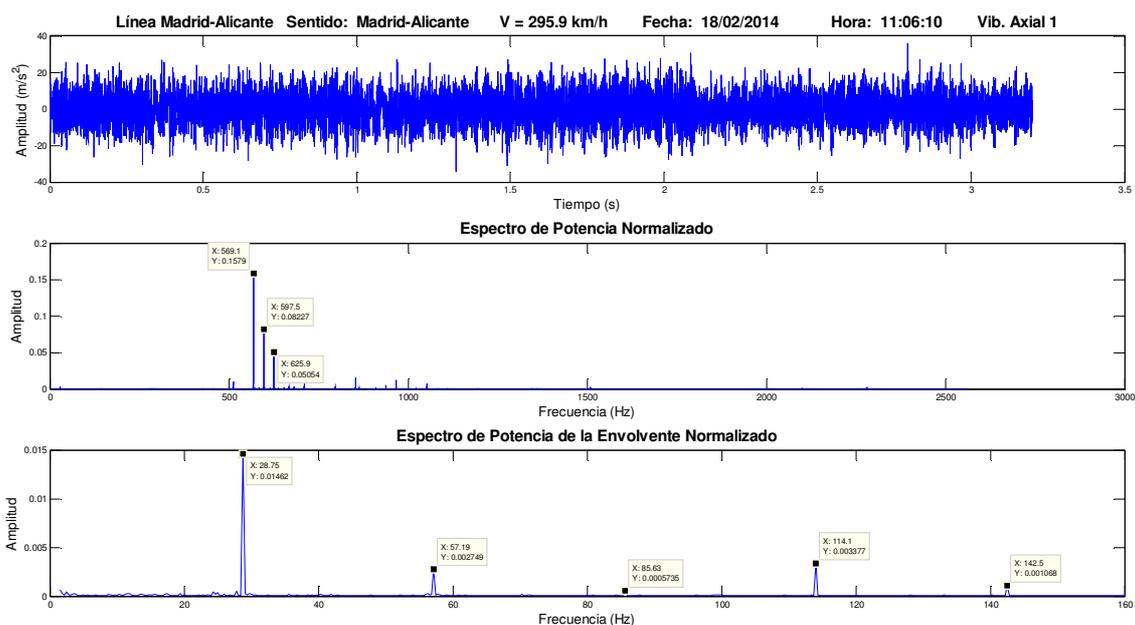


Figura 6.44. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 11:06:10).

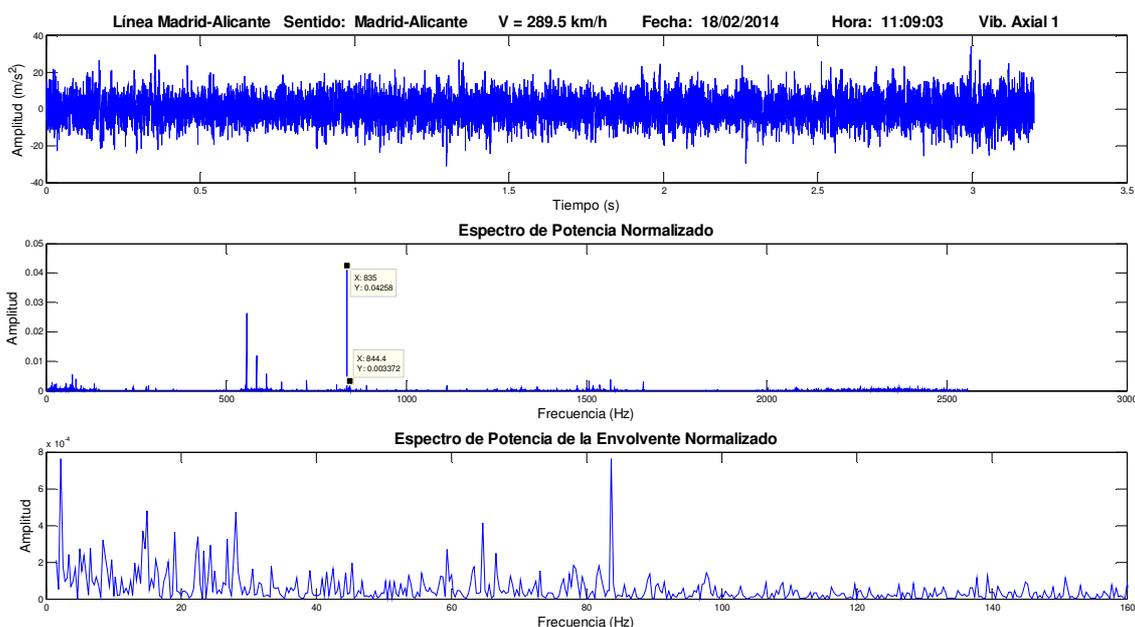


Figura 6.45. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 11:09:03).

La zona D, comprendida entre 1100 Hz y 1600 Hz presenta multitud de componentes activas con valores de amplitud relativamente bajos. Únicamente en determinadas ocasiones las componentes de esta zona alcanzan un valor significativo (ver Figura 6.46).

En algunas ocasiones se ha detectado actividad en la región de frecuencias por encima de 2000 Hz, pero su significancia es pequeña. Se ha constatado que la actividad en esta zona es visible cuando las componentes de la zona D presentan valores significativos (ver Figura 6.46).

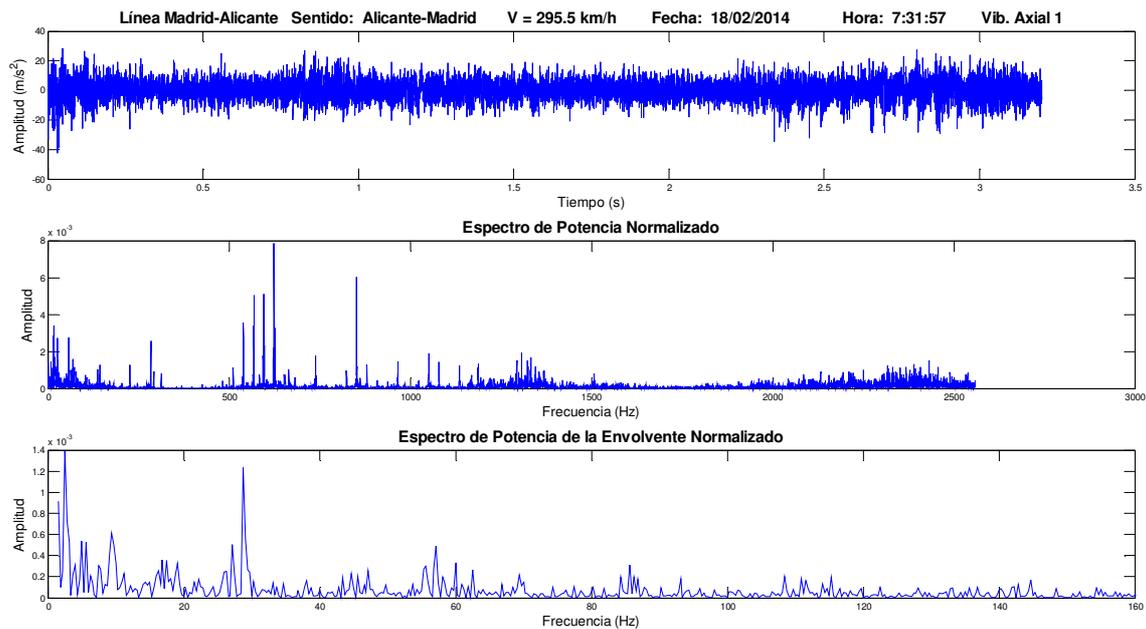


Figura 6.46. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial (18 de febrero de 2014, 7:31:57).

En lo que respecta al espectro de potencia de la envolvente, éste se encuentra generalmente dominado por el primer armónico de la frecuencia de giro. También se aprecian claramente los armónicos posteriores (ver Figura 6.43 y Figura 6.44).

Adicionalmente, en el espectro de la Figura 6.42 se ha detectado una componente a 41,25 Hz de origen desconocido. Esta componente se sitúa muy próxima a la de 46 Hz localizada en los viajes de la línea Madrid-Sevilla.

Se ha realizado una búsqueda y procesado de los 20 picos más representativos de cada señal analizada. El resultado obtenido arroja una forma muy similar a la forma de los espectros promediados. Los picos se agrupan por armónicos de la frecuencia de giro. Se divide el número de repeticiones entre el número de señales de cada acelerómetro y viaje, obteniéndose de esta forma unos resultados más uniformes y fáciles de comparar entre viajes (Figura 6.47).

Se aprecia claramente que los picos más repetidos son los correspondientes a los armónicos 1, 2, 3, 9, 20, 21, 22 y 30 de la frecuencia de giro de la rueda.

Se observa que la zona de los alrededores del pico del armónico 22 (de 500 Hz a 750 Hz) aparecen 8 componentes, algunas de ellas con una elevada significación, que se repiten asiduamente.

También se observa que determinadas componentes situadas por encima de 1000 Hz se repiten asiduamente aunque su significación es baja.

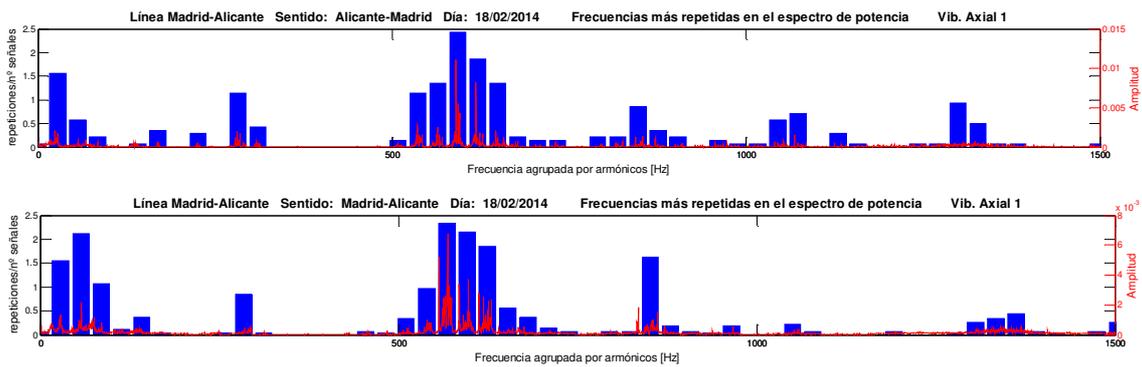


Figura 6.47. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Alicante-Madrid y Madrid-Alicante, para el acelerómetro axial.

Acelerómetro longitudinal

El espectro de potencia de las señales registradas por el acelerómetro longitudinal se puede dividir en dos grandes zonas activas: zona A, comprendida entre 0 Hz y 400 Hz, y zona B, comprendida entre 450 Hz y 1400 Hz (ver Figura 6.48). A partir de 1400 Hz no se aprecia actividad o esta es mínima.

En las medidas vibratorias registradas por el acelerómetro longitudinal cobra especial importancia la componente situada alrededor de los 850 Hz, correspondiente al armónico 30º de la frecuencia de giro, por ser la componente dominante del espectro en multitud de ocasiones, como la mostrada en la Figura 6.48.

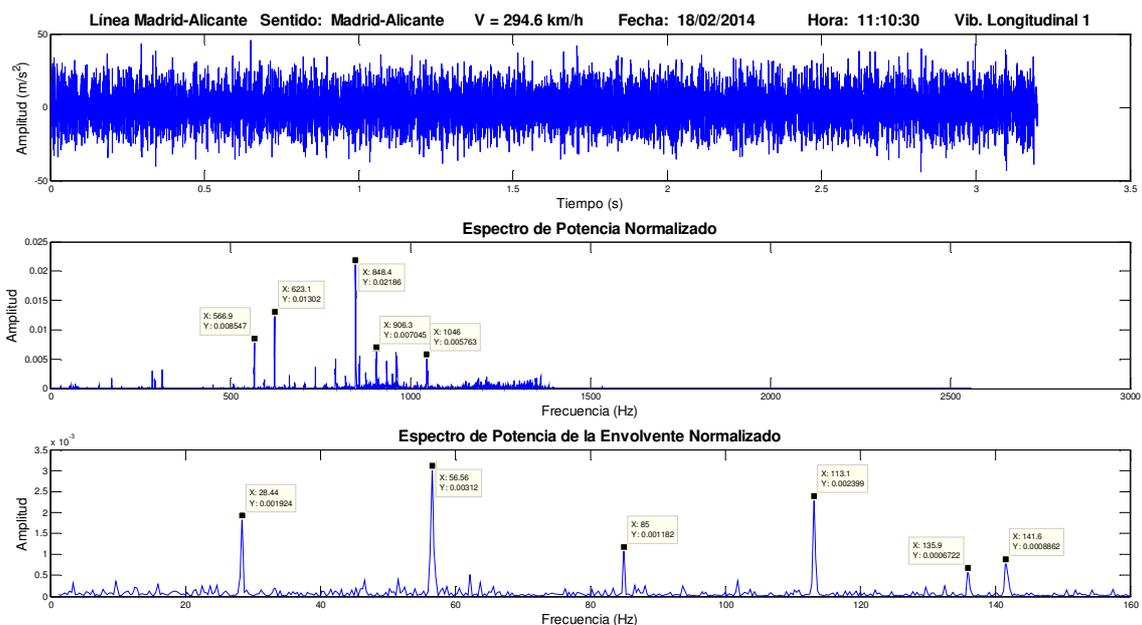


Figura 6.48. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (18 de febrero de 2014, 11:10:30).

En la zona A no se aprecia ninguna componente que domine el espectro de forma repetitiva. La frecuencia de giro de la rueda y sus primeros armónicos (2° , 3° y 4°) aparecen habitualmente en el espectro de potencia, especialmente en el viaje Alicante-Madrid, pero su significación es pequeña (ver Figura 6.49).

También aparecen frecuentemente componentes localizadas en torno a 67 Hz, 140 Hz y 290 Hz, de origen desconocido y con especial incidencia en el trayecto Madrid-Alicante. Las componentes situadas alrededor de 140 Hz y de 290 Hz corresponden con $4,8 \times f_{\text{giro}}$ y $10,3 \times f_{\text{giro}}$, respectivamente. Estos valores se aproximan mucho a las frecuencias BSF y BPO del rodamiento y podrían ser indicativas de fallo en este elemento mecánico. Todas estas componentes se han señalado con un círculo rojo en la Figura 6.50.

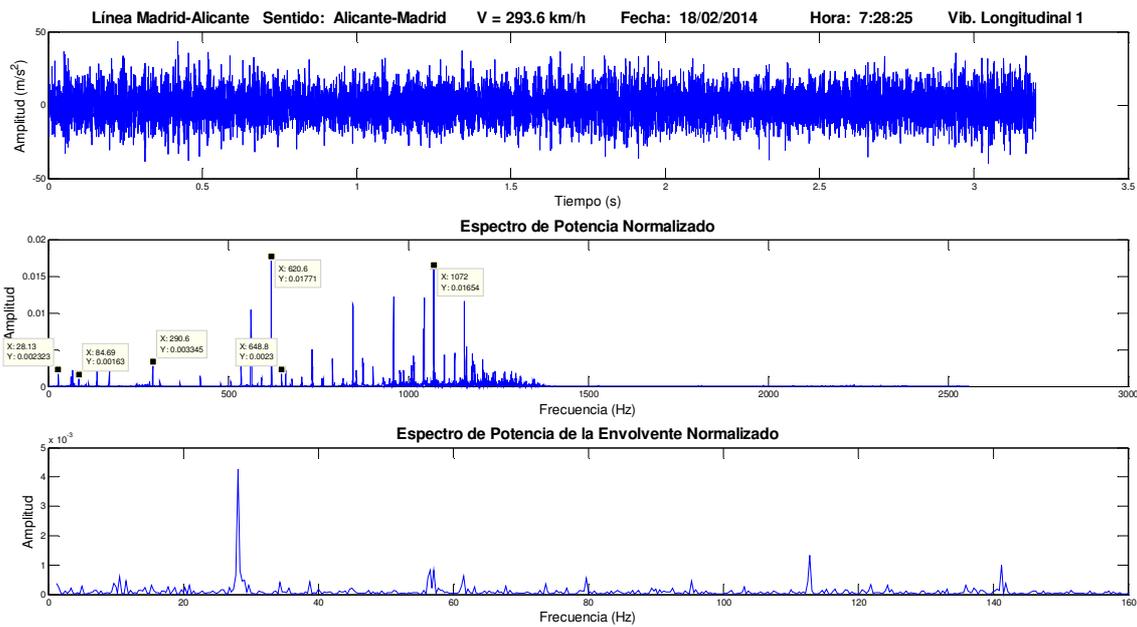


Figura 6.49. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (18 de febrero de 2014, 7:28:25).

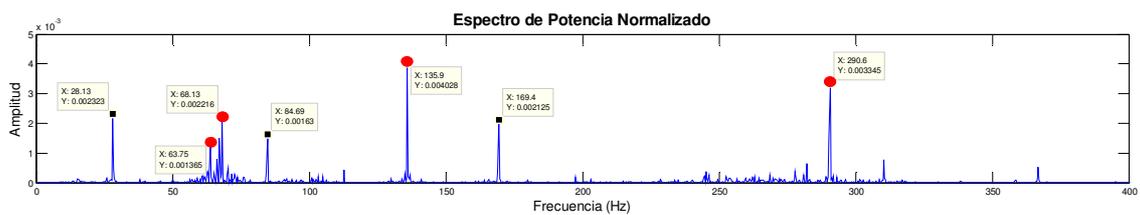


Figura 6.50. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.49 en la banda entre 0 Hz y 400 Hz.

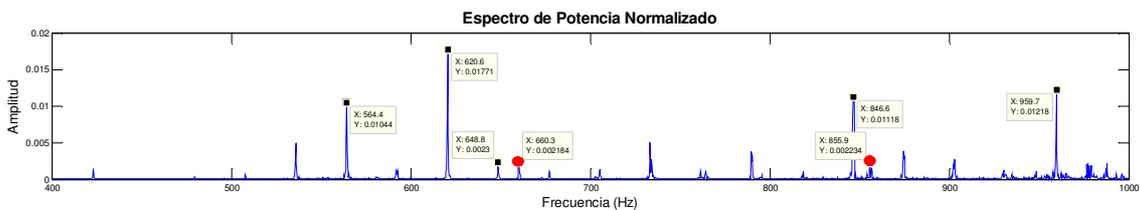


Figura 6.51. Detalle del espectro de potencia de la Figura 6.49 en la banda entre 400 Hz y 1000 Hz.

La zona B, de frecuencias medio-altas, está dominada en la mayoría de los casos por componentes situadas en torno a 850 Hz. Además, esta componente es la dominante del espectro en multitud de ocasiones (ver Figura 6.52). La frecuencia de esta componente se corresponde con el armónico 30º de la frecuencia de giro de la rueda. Habitualmente, se acompaña de otros armónicos de la frecuencia de giro (ver Figura 6.54).

Alrededor de los 600 aparecen componentes con valores de amplitud significativos que se corresponden con los armónicos 20º, 21º y 22º de la frecuencia de giro. Estas componentes llegan a ser las dominantes de todo el espectro en algunas ocasiones.

Adicionalmente, se han detectado dos componentes, situadas a 660,3 Hz y 855,9 Hz (a 293,6 km/h) de origen desconocido y que no corresponden a armónicos de la frecuencia de giro. Ambas se han señalado con un círculo rojo en la Figura 6.51.

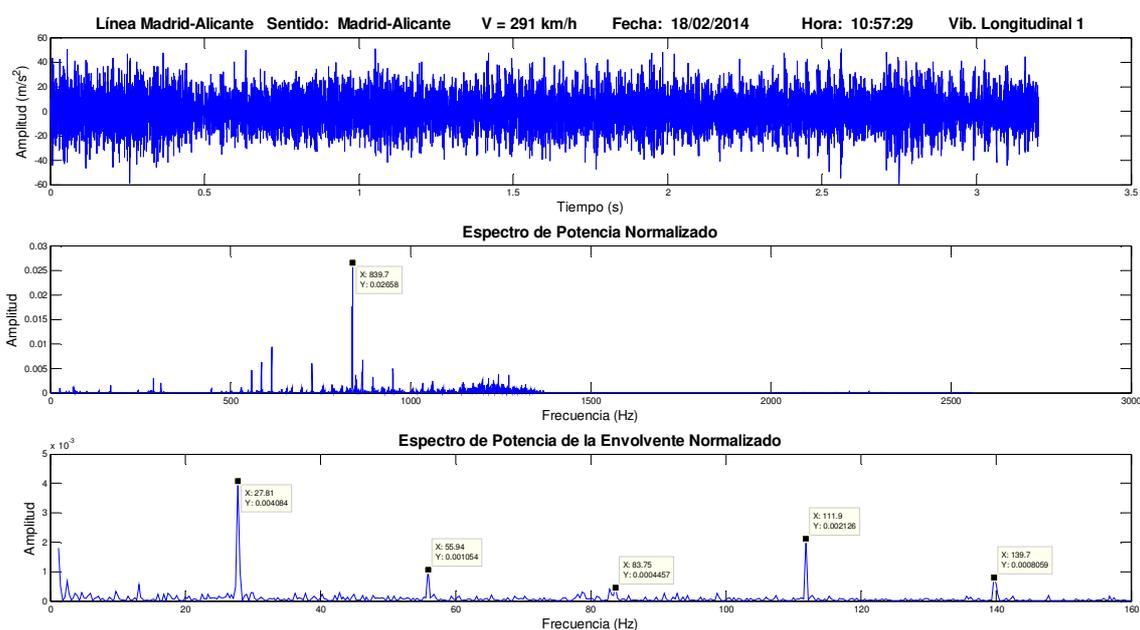


Figura 6.52. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (18 de febrero de 2014, 10:57:29).

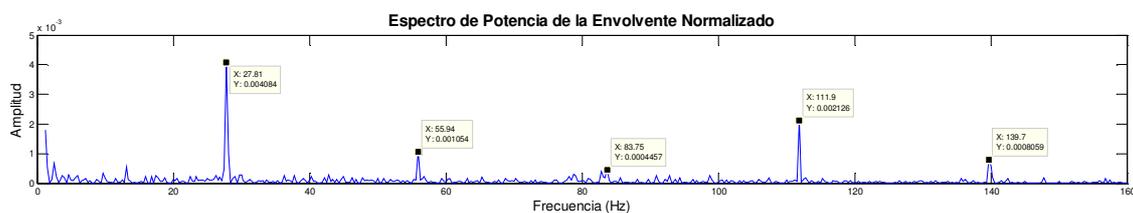


Figura 6.53. Detalle del espectro de potencia de la envolvente de la Figura 6.52.

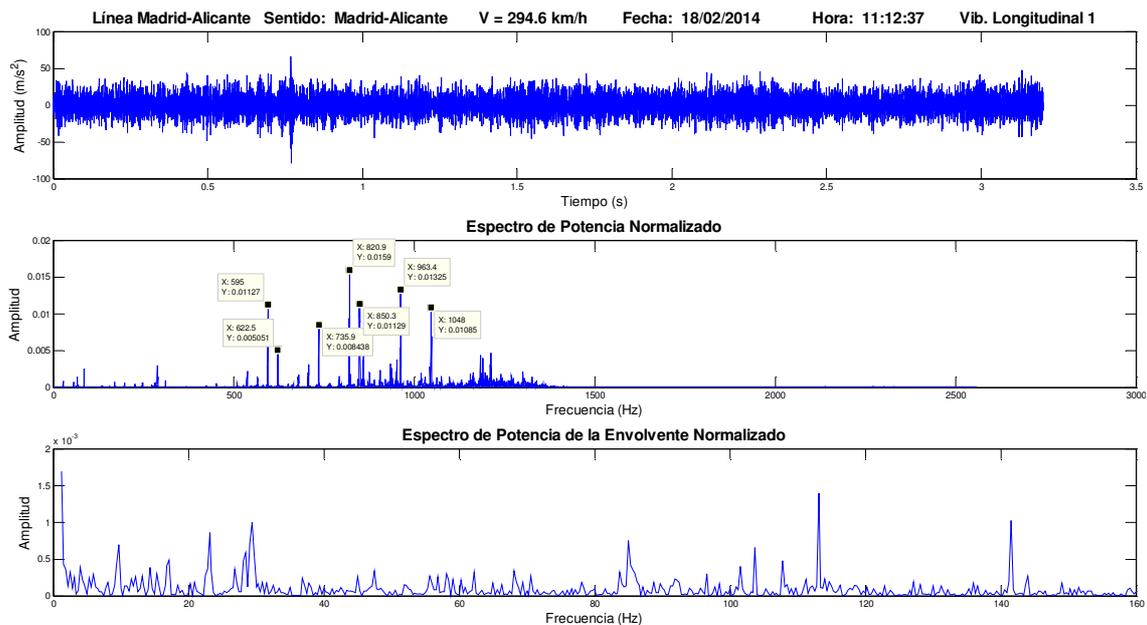


Figura 6.54. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal (18 de febrero de 2014, 7:28:25).

En lo que respecta al espectro de potencia de la envolvente, suele estar dominado por la frecuencia de giro. Además, se aprecian claramente sus armónicos posteriores. En alguna ocasión, como la mostrada en la Figura 6.48, se ha detectado una componente no armónica situada alrededor de los 137 Hz de origen desconocido. Esta componente corresponde, aproximadamente, con $4,8 \times f_{\text{giro}}$.

Se ha realizado una búsqueda y procesado de los 20 picos más representativos de cada señal analizada. El resultado obtenido arroja una forma muy similar a la forma de los espectros promediados. Los picos se agrupan por armónicos de la frecuencia de giro. Se divide el número de repeticiones entre el número de señales de cada acelerómetro y viaje, obteniéndose de este modo unos resultados más uniformes y fáciles de comparar entre viajes (ver Figura 6.55).

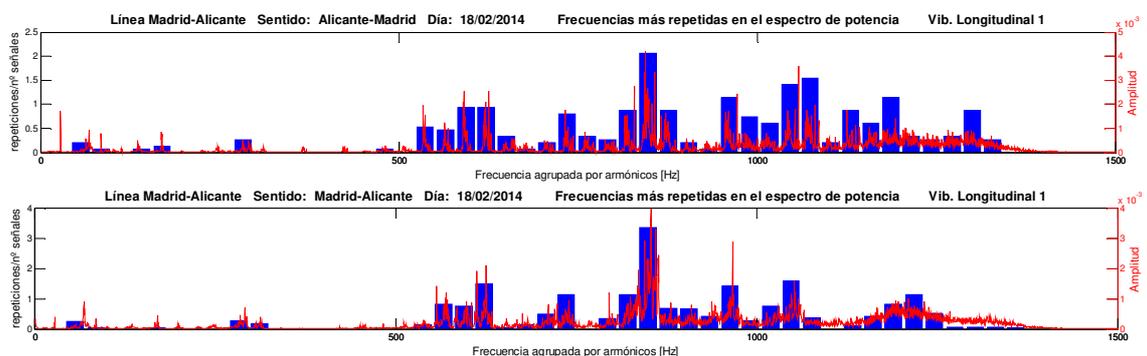


Figura 6.55. Representación de los picos más representativos de cada señal temporal agrupados por armónicos y de los espectros de potencia promediados para los viajes Alicante-Madrid y Madrid-Alicante, para el acelerómetro longitudinal.

Se aprecia claramente que el pico más repetido es el correspondiente al armónico 30 de la frecuencia de giro de la rueda, el cual coincide con la componente más significativa de los espectros promediados. En la amplia banda que abarca desde los 500 Hz hasta los 1400 Hz aparece un número significativo de repeticiones en todos los armónicos de la frecuencia de giro.

A baja frecuencia se observan repeticiones de los armónicos 2º y 10º, principalmente. Curiosamente, la componente de la frecuencia de giro no se encuentra entre los picos más repetidos a pesar de presentar una significación relativamente alta.

Parámetros estadísticos

En este punto se analiza la evolución temporal de tres parámetros estadísticos de las señales temporales en los dos viajes estudiados (Madrid-Alicante y Alicante-Madrid): el valor eficaz, la varianza y la kurtosis.

La evolución del valor eficaz en el trayecto Madrid-Alicante se muestra en la Figura 6.56. La Figura 6.57 ilustra la variación del valor eficaz en el viaje Alicante-Madrid. En las gráficas se aprecia que los valores eficaces de las señales tomadas en cada una de las direcciones del espacio presentan un comportamiento relativamente estable y unos valores característicos.

De este modo, las señales verticales son las que presentan un valor eficaz más elevado, seguidas por las señales vibratorias medidas en la dirección longitudinal, siendo las señales vibratorias axiales las que muestran el valor eficaz más reducido.

El valor eficaz medio de las señales del acelerómetro longitudinal se sitúa en $10,74 \text{ m/s}^2$ en el viaje Alicante-Madrid, y $12,66 \text{ m/s}^2$ en el trayecto Madrid-Alicante. En las señales medidas en la dirección axial los valores eficaces medios son de $6,08 \text{ m/s}^2$ (Alicante-Madrid) y $6,51 \text{ m/s}^2$ (Madrid-Alicante). En lo que respecta a las señales tomadas por el acelerómetro vertical, el valor eficaz promedio del recorrido Alicante-Madrid se sitúa en $12,92 \text{ m/s}^2$ y el del trayecto Madrid-Alicante, en $16,53 \text{ m/s}^2$. Como se puede comprobar, los valores eficaces promedios son similares en ambos viajes.

En la evolución de la varianza (ver Figura 6.58 y Figura 6.59) se observa el mismo comportamiento visto en el valor eficaz, con las señales de los tres acelerómetros perfectamente ordenadas en tres niveles y, curiosamente, en el mismo orden. En esta ocasión, se aprecia una mayor dispersión de los valores de la varianza respecto a su promedio.

La varianza media de las señales del acelerómetro longitudinal se sitúa en $115,97 \text{ m}^2/\text{s}^4$ en el viaje Alicante-Madrid, y $161,53 \text{ m}^2/\text{s}^4$ en el trayecto Madrid-Alicante. En las señales medidas en la dirección axial las varianzas medias son de $38,06 \text{ m}^2/\text{s}^4$ (Alicante-Madrid) y $43,01 \text{ m}^2/\text{s}^4$ (Madrid-Alicante). En lo que respecta a las señales tomadas por el acelerómetro vertical, la varianza promedio del recorrido Alicante-Madrid se sitúa en $168,14 \text{ m}^2/\text{s}^4$ y la del trayecto Madrid-Alicante, en $277,34 \text{ m}^2/\text{s}^4$.

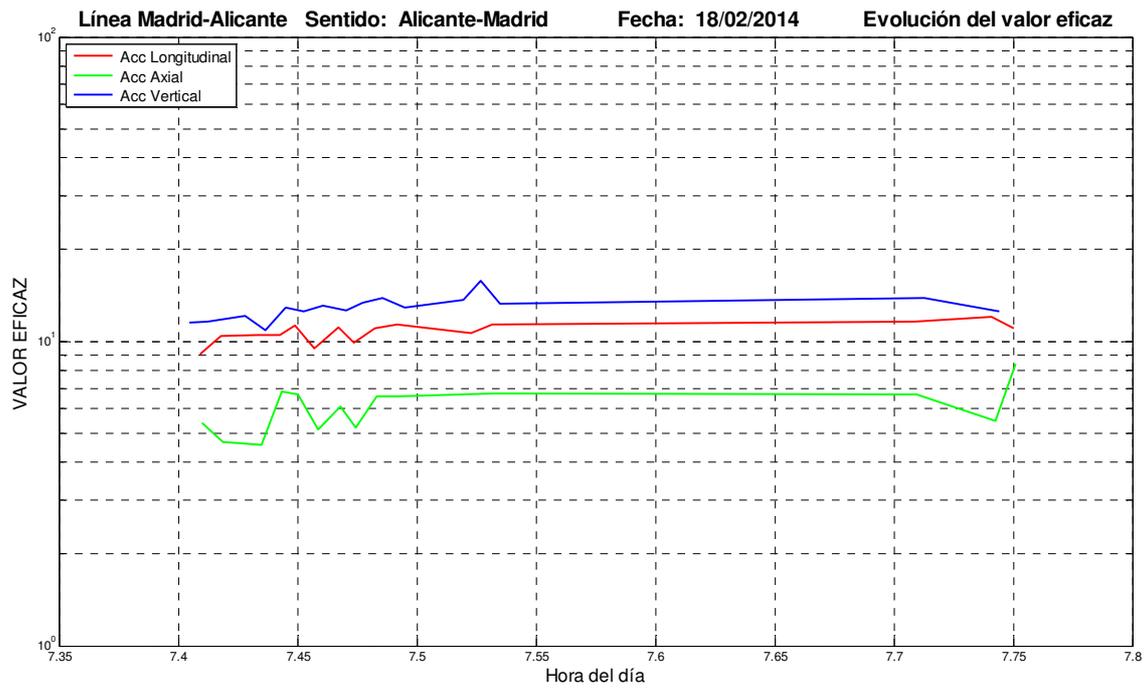


Figura 6.56. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Alicante-Madrid realizado el 18/02/2014.

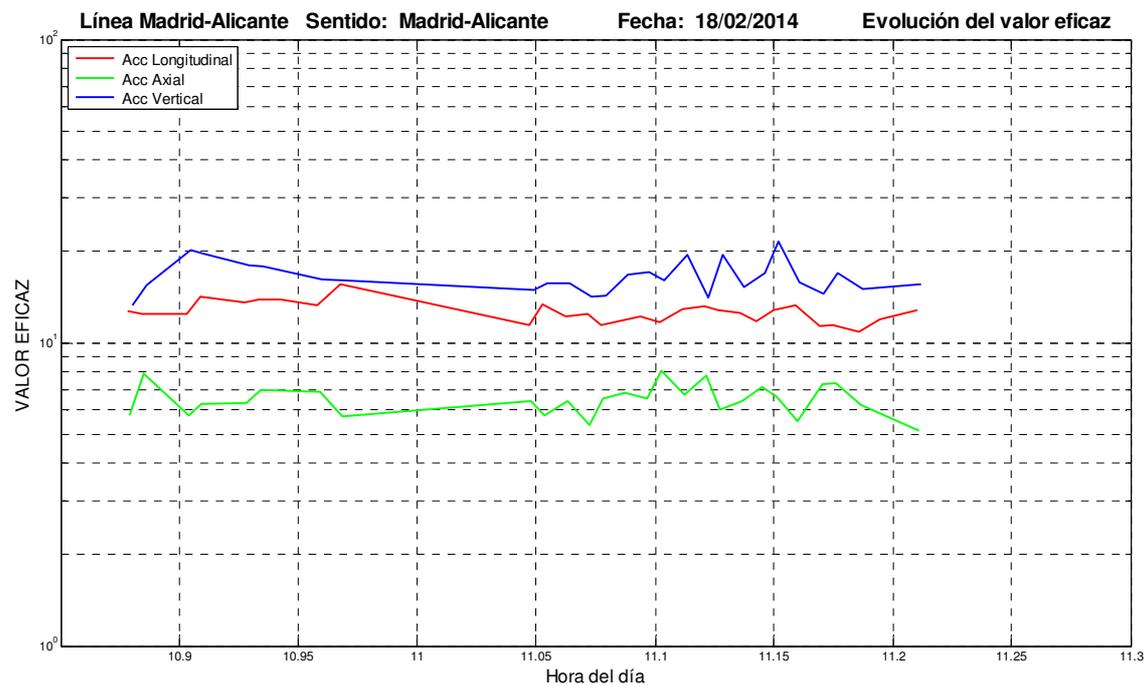


Figura 6.57. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Alicante realizado el 18/02/2014.

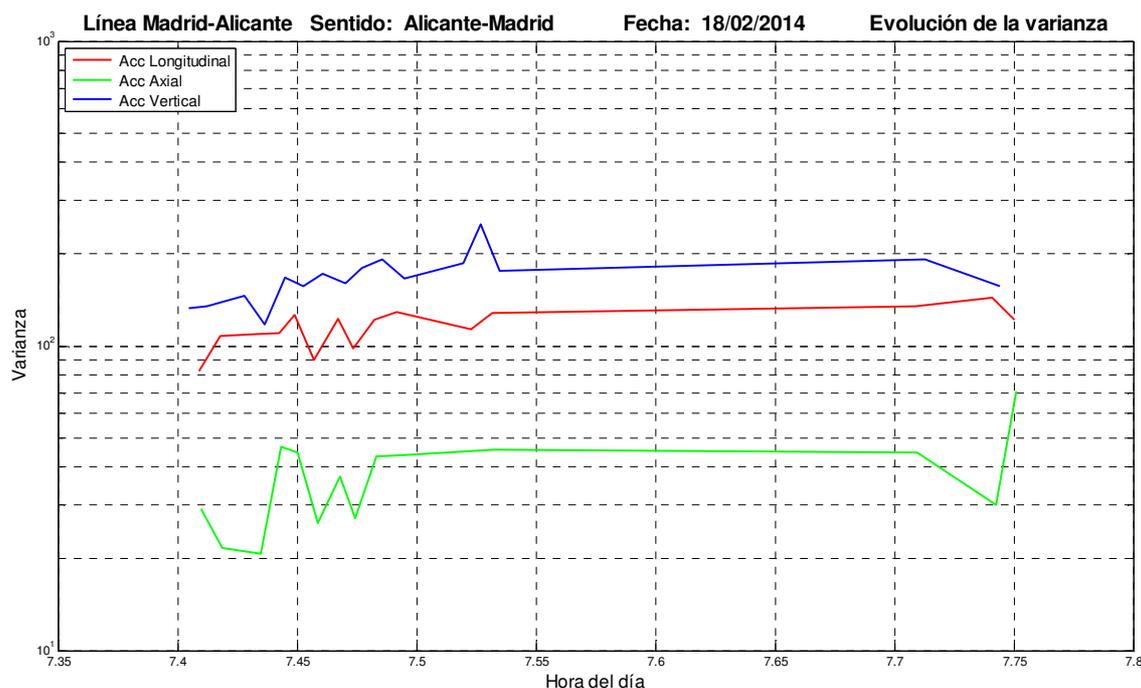


Figura 6.58. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Alicante-Madrid realizado el 18/02/2014.

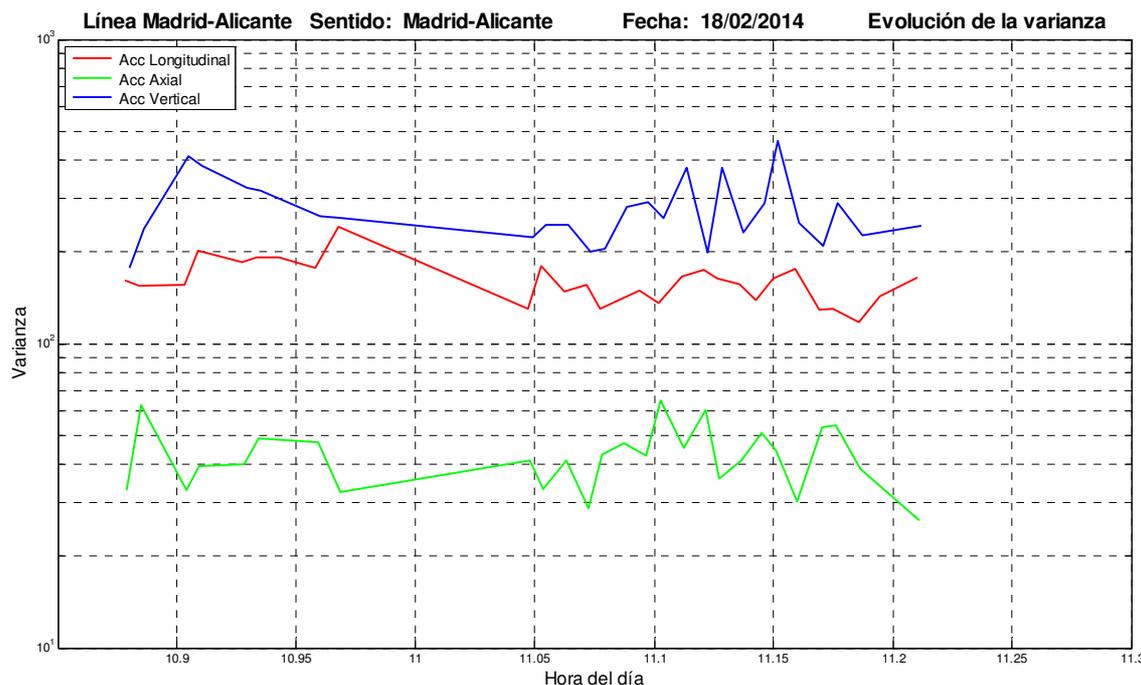


Figura 6.59. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Alicante realizado el 18/02/2014.

En lo que respecta a la kurtosis de las señales temporales (ver Figura 6.60 y Figura 6.61), desaparece la ordenación que existía en el valor eficaz y en la varianza. Los valores de la kurtosis de las señales de los distintos acelerómetros se entremezclan y no se aprecia una tendencia clara. Sin embargo, la kurtosis de casi todas las señales se sitúa por encima de 3, lo cual indica que se trata de distribuciones leptocúrticas.

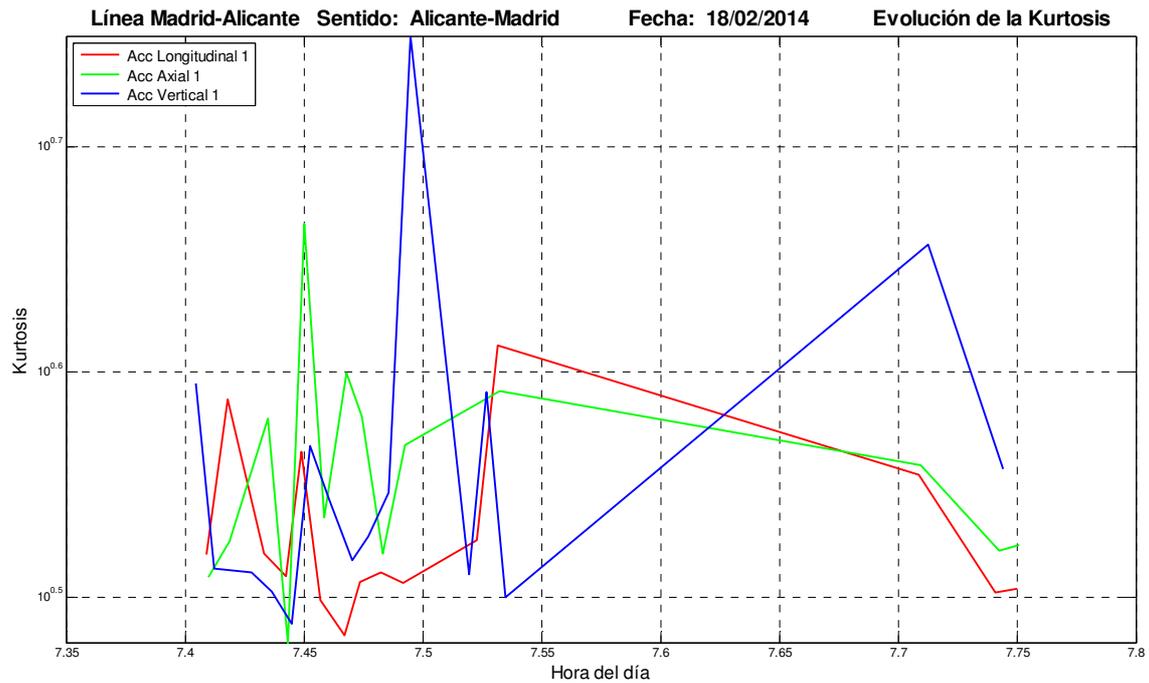


Figura 6.60. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Alicante-Madrid realizado el 18/02/2014.

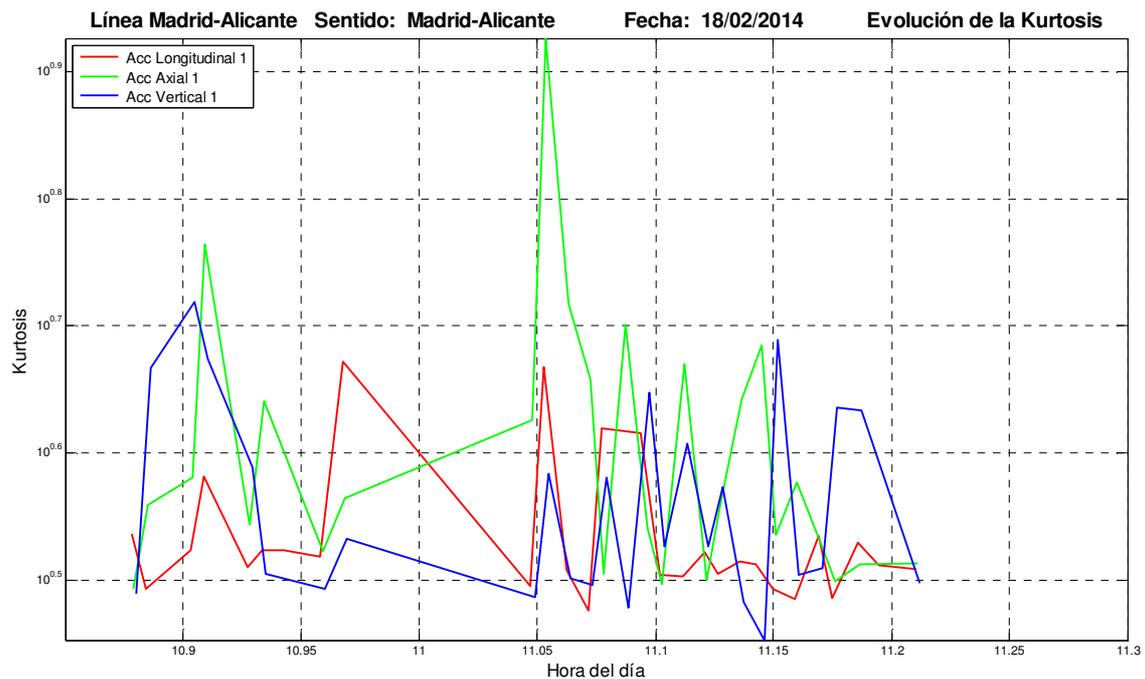


Figura 6.61. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros longitudinal, axial y vertical en el viaje Madrid-Alicante realizado el 18/02/2014.

La kurtosis media de las señales del acelerómetro longitudinal se sitúa en 3,38 en el viaje Alicante-Madrid, y 3,42 en el trayecto Madrid-Alicante. En las señales medidas en la dirección axial las kurtosis medias son de 3,60 (Alicante-Madrid) y 4,05 (Madrid-Alicante). En lo que respecta a las señales tomadas por el acelerómetro vertical, la kurtosis promedio del recorrido Alicante-Madrid se sitúa en 3,63 y el del trayecto Madrid-Alicante, en 3,68.

6.1.4. Estudio en la línea Madrid-Alicante a 200 km/h

De acuerdo al calendario de circulación y mantenimiento, el día 5 de septiembre de 2015 el tren de alta velocidad monitorizado se encontraba de reserva en la estación de Alicante. En dicho documento está anotado un viaje con origen y destino Alicante y un recorrido de 447 km. Este viaje quedó registrado en la base de datos. Al extraer la información se comprobó que este viaje se realizó a una velocidad media aproximada de 200 km/h.

Teniendo en cuenta el kilometraje anotado en el calendario de circulación y mantenimiento para el viaje Alicante-Alicante el día 05/09/2015 (447 km recorridos), el recorrido realizado en ese viaje podría ser entre Alicante (pk 485,9) y el PAET de Pozorrubielos (pk 223,5) y retorno a Alicante. Este recorrido se muestra en la Figura 6.62.



Figura 6.62. Detalle del supuesto recorrido realizado por el tren el día 05/09/2015 entre Alicante, el PAET de Pozorrubielos (marcado en rojo) y retorno a Alicante.

Si bien se desconocen los motivos y el recorrido real del viaje, el análisis vibratorio de las medidas registradas puede resultar de gran utilidad para la identificación de componentes vibratorias independientes de la velocidad.

En este estudio se han procesado un total de 956 ficheros de vibración, de los cuales se han analizado 728. Los ficheros estudiados contienen información vibratoria de los acelerómetros 3 (instalado en la rueda 47X), 4, 5 y 6 (instalados en la rueda 48X).

Por motivos prácticos dado el gran número de ficheros analizados, las medidas de vibración registradas ese día se han dividido en dos grupos (Alicante-Alicante1 y Alicante-Alicante2) aprovechando lo que parece una parada intermedia. De este modo, además, el primer grupo de medidas correspondería al viaje de ida y el segundo, al de vuelta.

El perfil de velocidades del primer grupo de medidas de vibración (Alicante-Alicante1) se muestra en la Figura 6.63. En dicha figura también se señala con un recuadro el sector de velocidad-tiempo que se ha seleccionado.

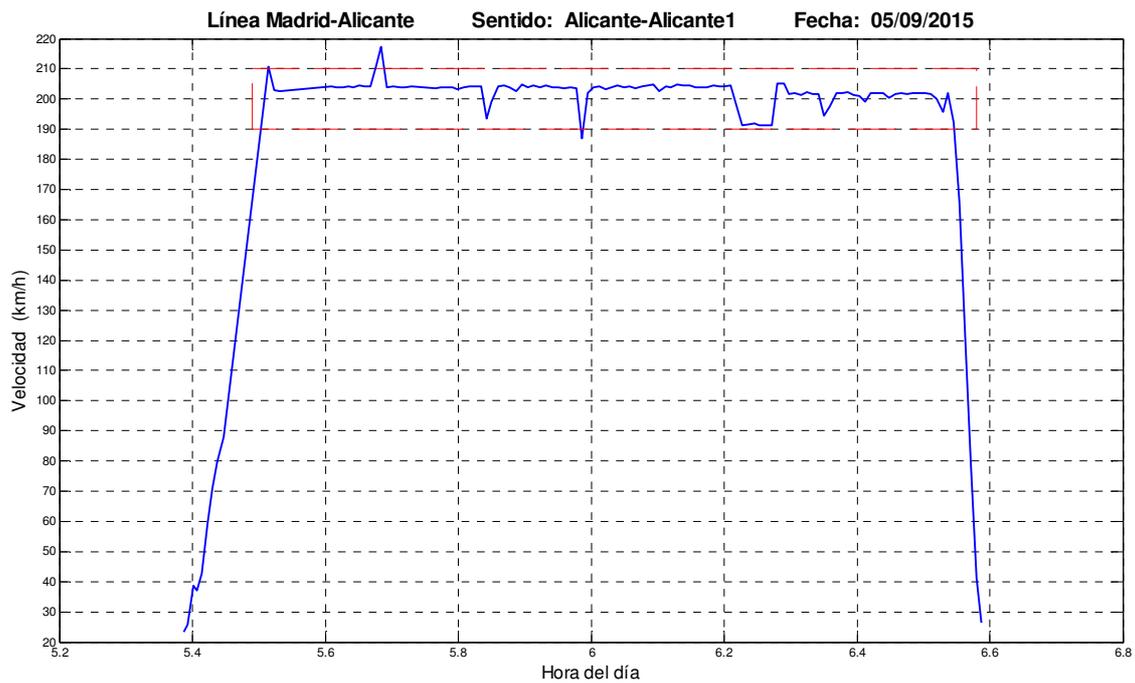


Figura 6.63. Perfil de velocidad real del trayecto Alicante-Alicante1 realizado el día 05/09/2015.

La Figura 6.64 ilustra el perfil de velocidades del segundo grupo de medidas (Alicante-Alicante2), así como el recuadro que indica el sector velocidad-tiempo seleccionado.

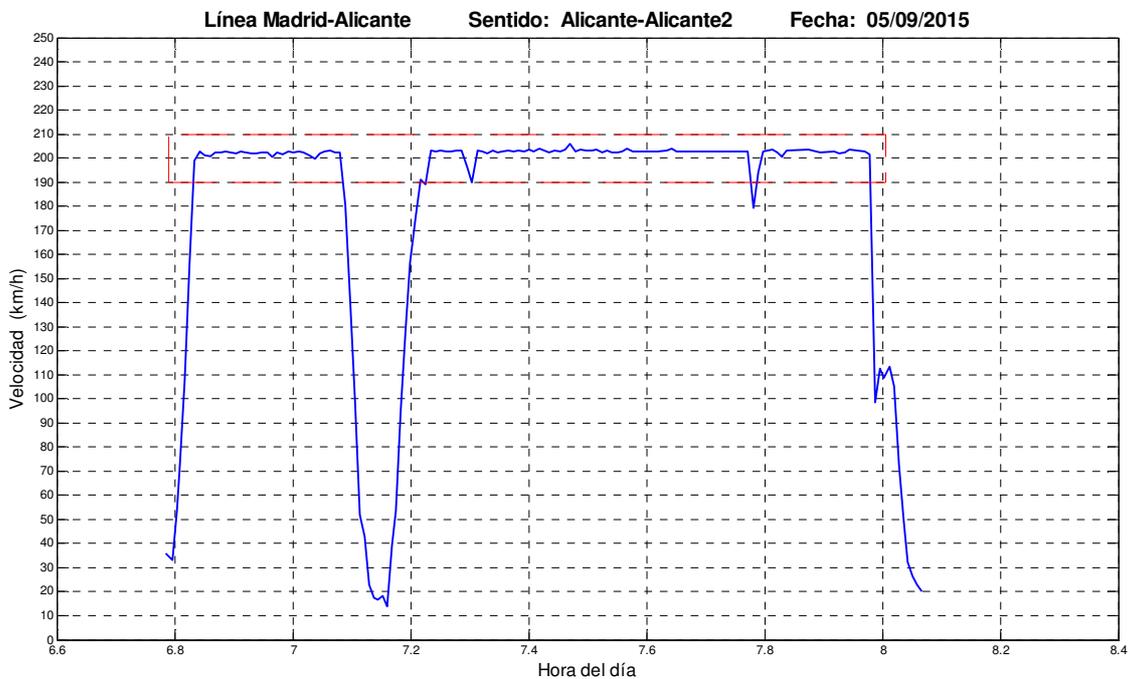


Figura 6.64. Perfil de velocidad real del trayecto Alicante-Alicante2 realizado el día 05/09/2015.

Acelerómetro 3 vertical

La mayoría de los espectros de las señales registradas por el acelerómetro 3 vertical se encuentran dominados por una componente de significación muy elevada situada alrededor de los 92 Hz (ver Figura 6.65). En algunas ocasiones también se aprecian zonas activas en las bandas de 450-900 Hz, 1000-1500 Hz y por encima de los 2000 Hz (ver Figura 6.66).

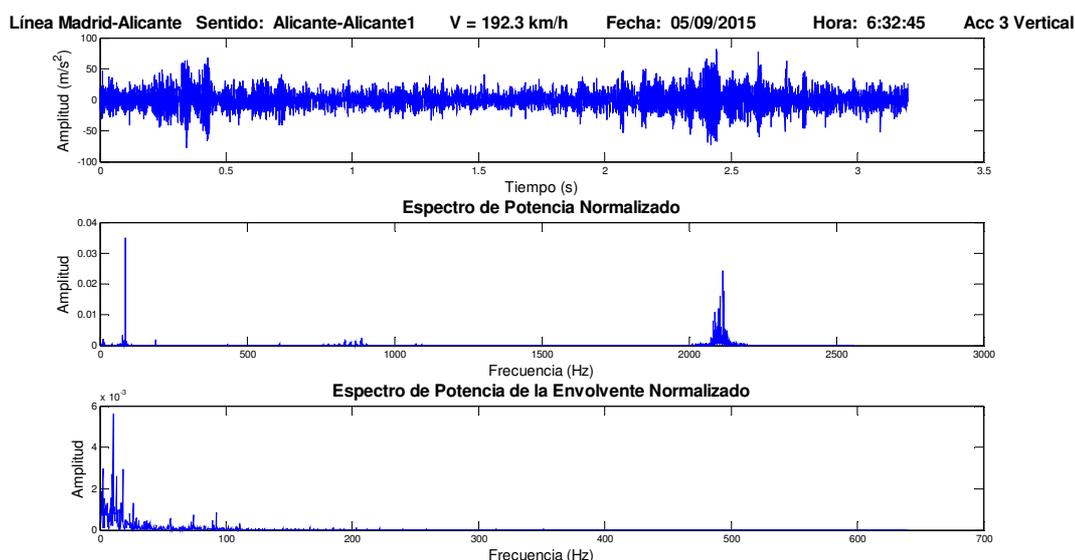


Figura 6.65. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:32:45).

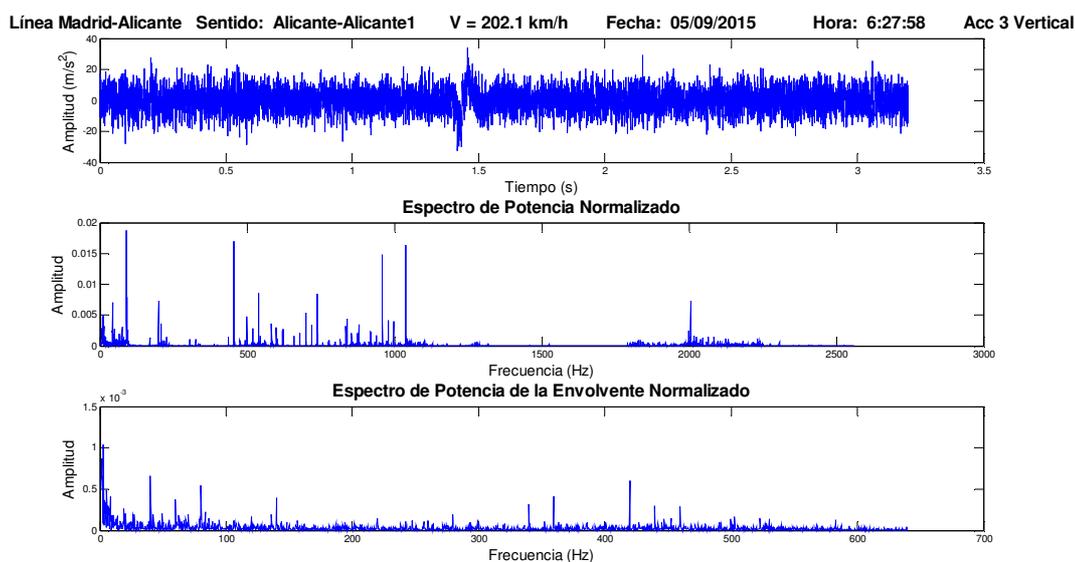


Figura 6.66. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:27:58).

En algunas ocasiones también se observa una componente significativa situada alrededor de 200 Hz (ver Figura 6.67). Esta componente varía su localización con la frecuencia de giro de la rueda, situándose a $10,3 \times f_{\text{giro}}$. Este valor concuerda con la frecuencia de fallo de la pista exterior (BPFO) del rodamiento ($10,316 \times f_{\text{giro}}$).

La componente localizada alrededor de los 92 Hz varía su frecuencia con la velocidad de giro de la rueda, existiendo por tanto un claro sincronismo. Expresada en función de la frecuencia de giro de la rueda, esta componente se sitúa, aproximadamente, a $4,7 \times f_{\text{giro}}$. Este valor coincide con la frecuencia de fallo de los elementos (BSF) del rodamiento ($4,734 \times f_{\text{giro}}$). En alguna ocasión, la potencia de esta componente supera el 40% de la potencia total de la señal (ver Figura 6.68)

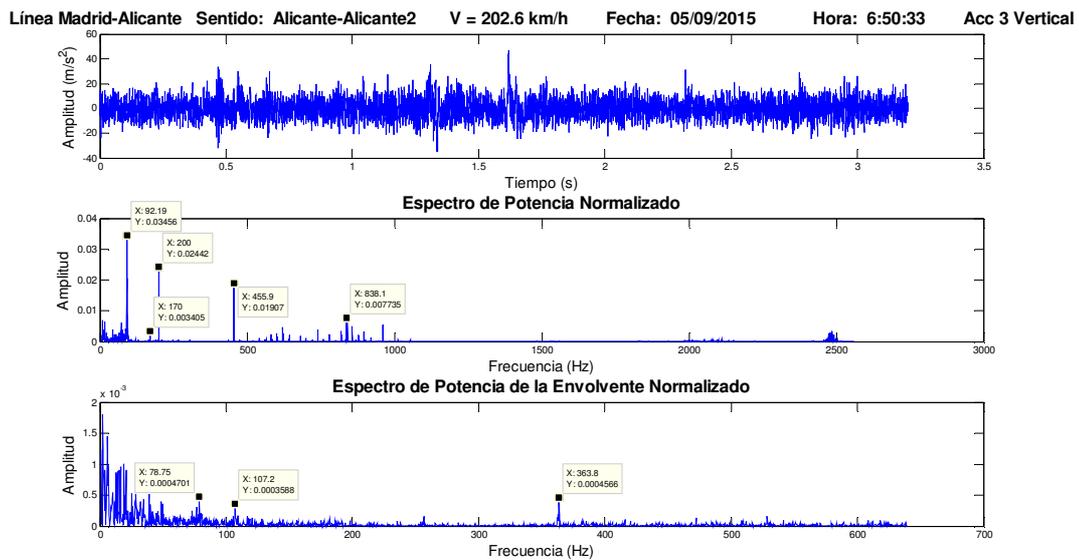


Figura 6.67. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:50:33).

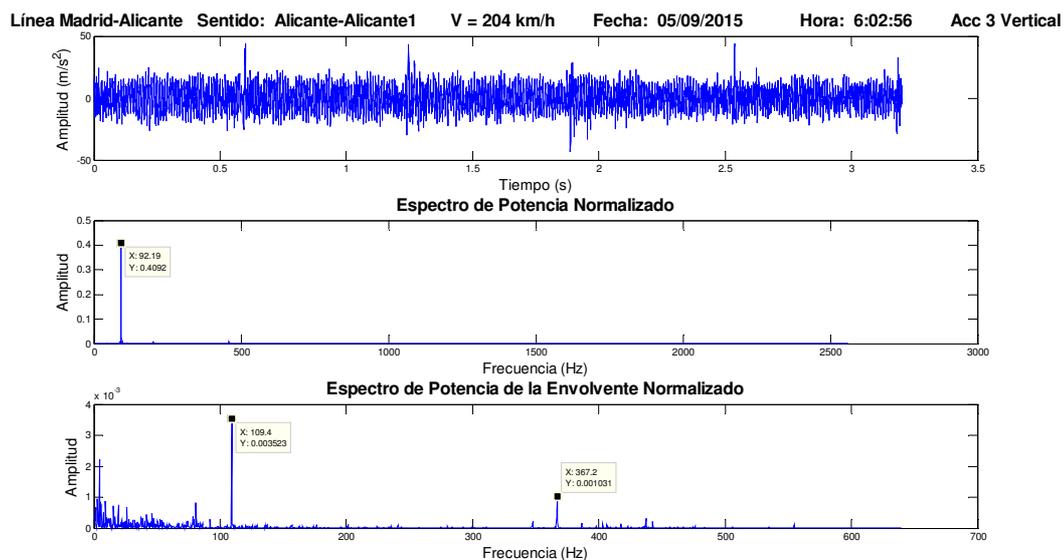


Figura 6.68. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:02:56).

En lo que respecta al espectro de potencia de la envolvente, en algunas señales se aprecia la componente localizada alrededor de 92 Hz (ver Figura 6.69 y Figura 6.70), lo cual podría indicar la existencia de un fallo en el rodamiento. También se observan muy frecuentemente otras dos componentes significativas, situadas alrededor de 108 Hz y de 365 Hz (ver Figura 6.69, Figura 6.70 y Figura 6.71). Estas frecuencias no coinciden con armónicos de la velocidad de giro y son de origen desconocido.

El primer armónico de la velocidad de giro de la rueda, calculado en la ecuación (6.6) para una velocidad de 200 km/h, no suele aparecer en el espectro de potencia. Sin embargo, su presencia en el espectro de potencia de la envolvente es más frecuente, siendo visibles, además, los armónicos posteriores.

$$f_{GIRO} = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{v}{2\pi R} = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(200 \cdot \frac{1000}{3600} \right) \cdot \frac{1}{0,46} = 19,22 \text{ Hz} \quad (6.6)$$

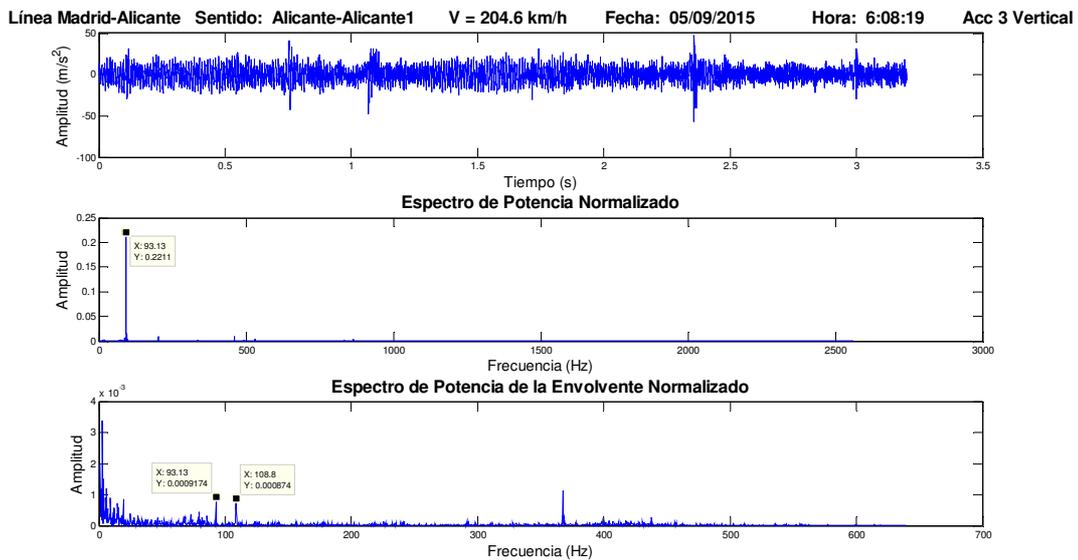


Figura 6.69. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:08:19).

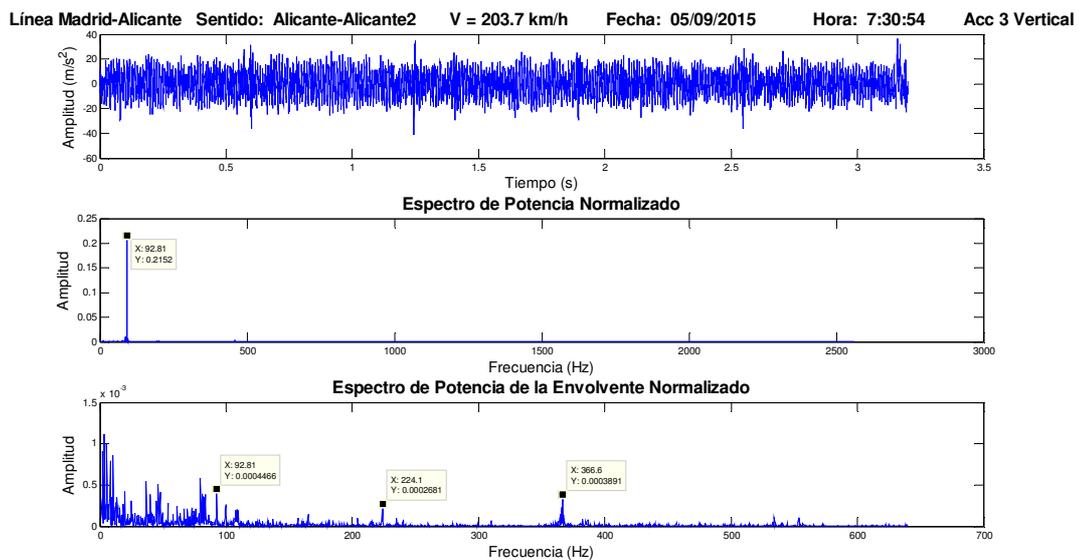


Figura 6.70. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 7:30:54).

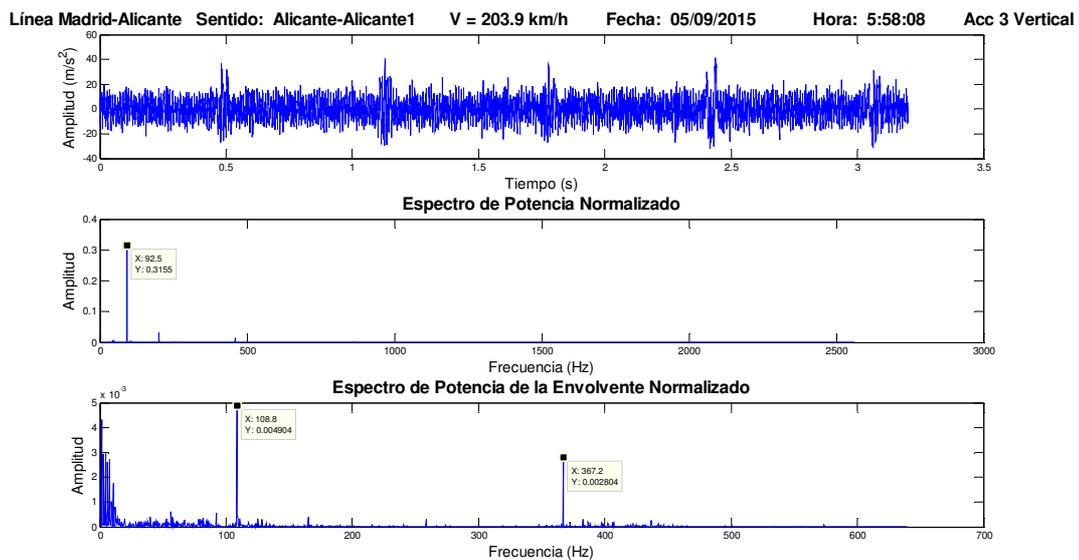


Figura 6.71. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 5:58:08).

En algunas señales aparecen zonas activas localizadas en las bandas entre 450 y 900 Hz, entre 1000 y 1500 Hz y por encima de los 2000 Hz. En estas bandas se sitúan multitud de componentes, normalmente separadas entre sí la frecuencia de giro (ver Figura 6.72, Figura 6.73 y Figura 6.74).

Se ha constatado que las componentes significativas que más se repiten se sitúan en el entorno de 450 Hz y 850 Hz (Figura 6.75). Sin embargo, la localización exacta de las componentes

varía con la velocidad. Otras componentes destacables aparecen alrededor de los 600 Hz y de los 950 Hz (ver Figura 6.76).

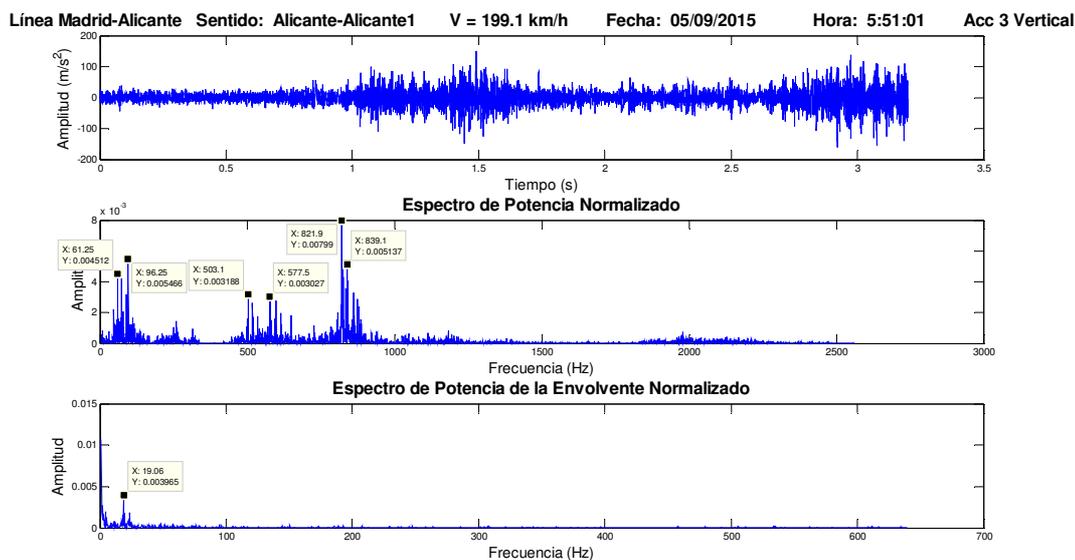


Figura 6.72. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 5:51:01).

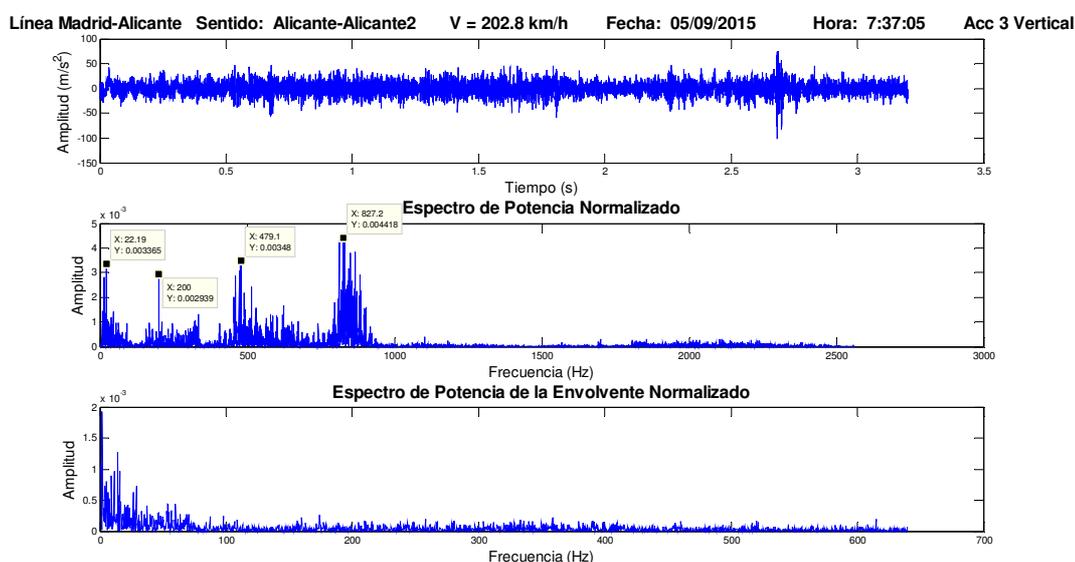


Figura 6.73. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 7:37:05).

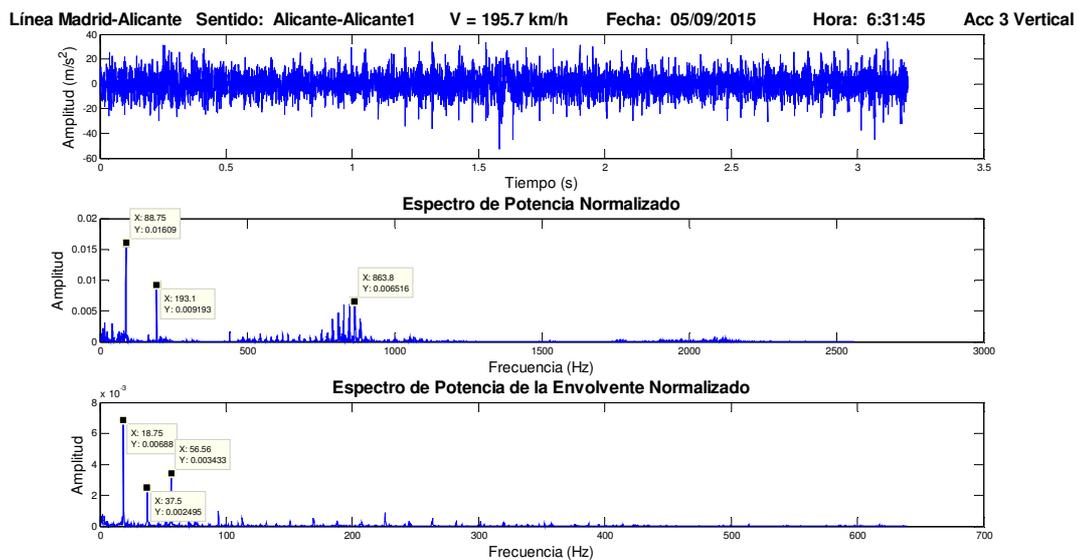


Figura 6.74. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:31:45).

Las dos bandas de alta frecuencia, entre 1000 y 1500 Hz y por encima de 2000 Hz, presentan, en general, poca significación, aunque en ocasiones alcanzan valores relevantes (ver Figura 6.77).

También se han identificado en alguna ocasión (ver Figura 6.72) dos componentes situadas a 61 Hz y 68 Hz que ya se habían visto en el análisis detallado de los trayectos por la línea de Alta Velocidad Madrid-Alicante a 300 km/h.

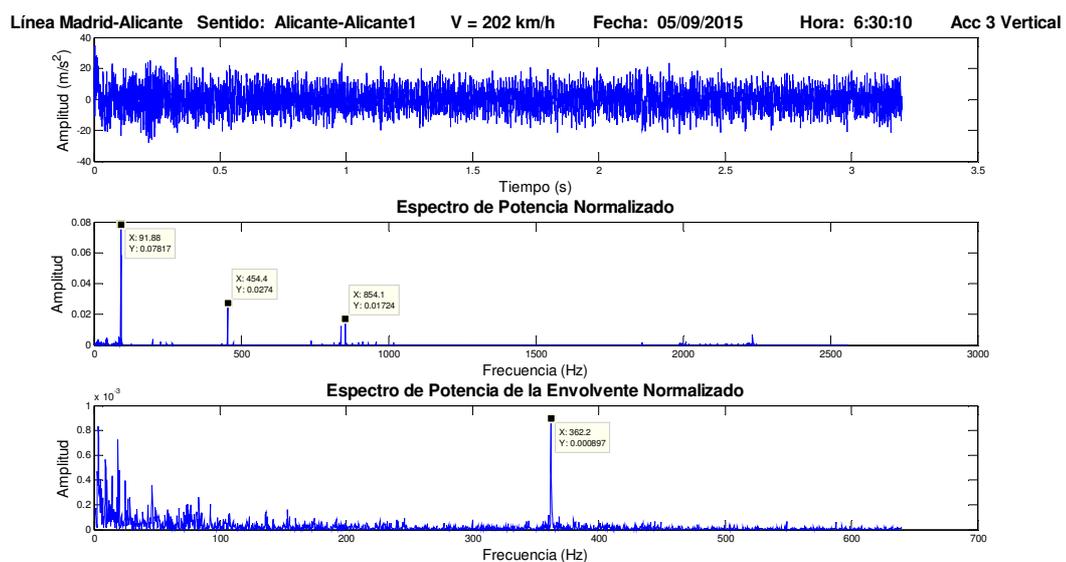


Figura 6.75. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:30:10).

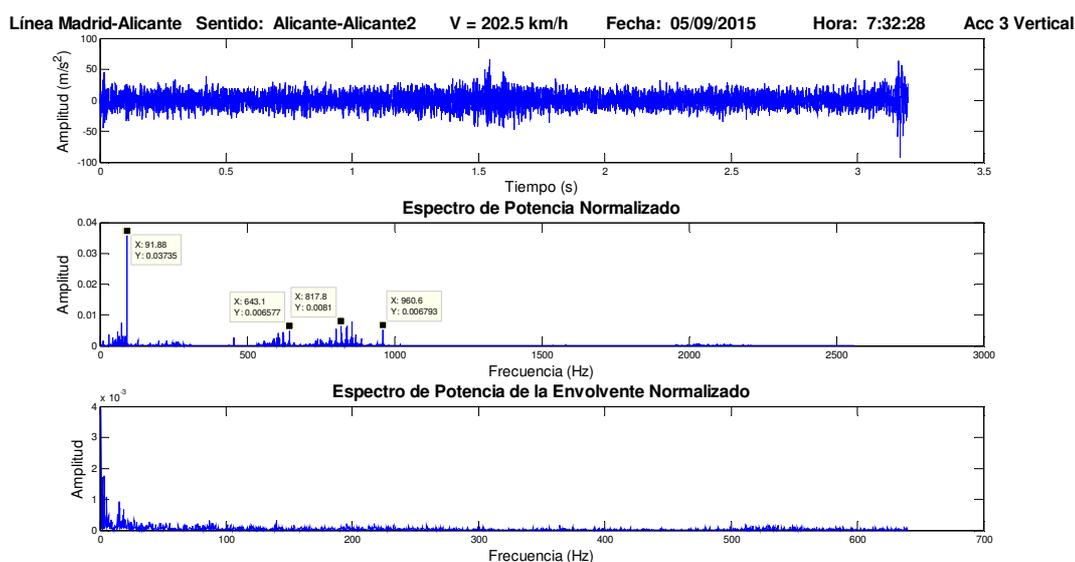


Figura 6.76. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 7:32:28).

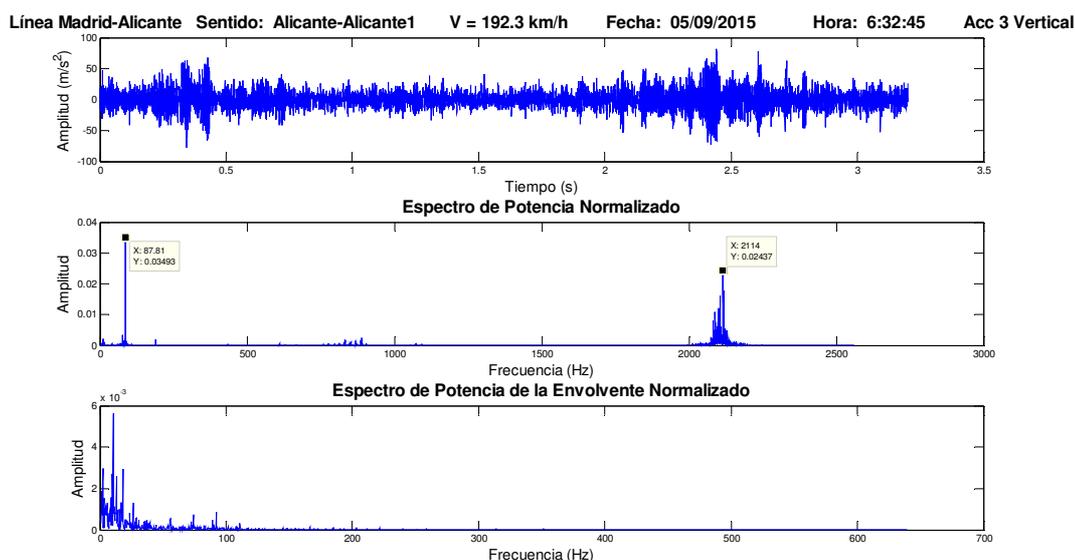


Figura 6.77. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 3 (5 de septiembre de 2015, 6:32:45).

Acelerómetro 4 longitudinal

La mayoría de los espectros de las señales registradas por el acelerómetro 4 longitudinal se encuentran dominados por una componente de significación muy elevada situada alrededor de los 92 Hz (ver Figura 6.78). En ocasiones también se aprecian zonas activas a lo largo de todo el espectro (Figura 6.79), siendo la más habitual la banda situada entre 700 Hz y 1000 Hz.

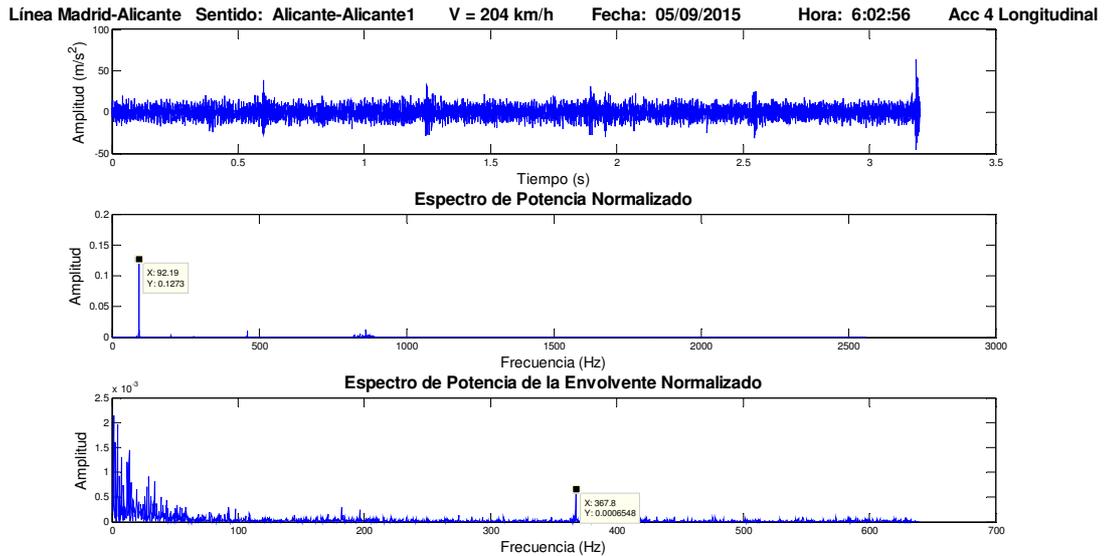


Figura 6.78. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 5:59:43).

La componente localizada alrededor de los 92 Hz varía su frecuencia con la velocidad de giro de la rueda, existiendo por tanto un claro sincronismo. Expresada en función de la frecuencia de giro de la rueda, esta componente se sitúa, aproximadamente, a $4,7 \times f_{\text{giro}}$. Este valor coincide con la frecuencia de fallo de los elementos (BSF) del rodamiento ($4,734 \times f_{\text{giro}}$). En alguna ocasión, la potencia de esta componente supera el 15% de la potencia total de la señal (ver Figura 6.80).

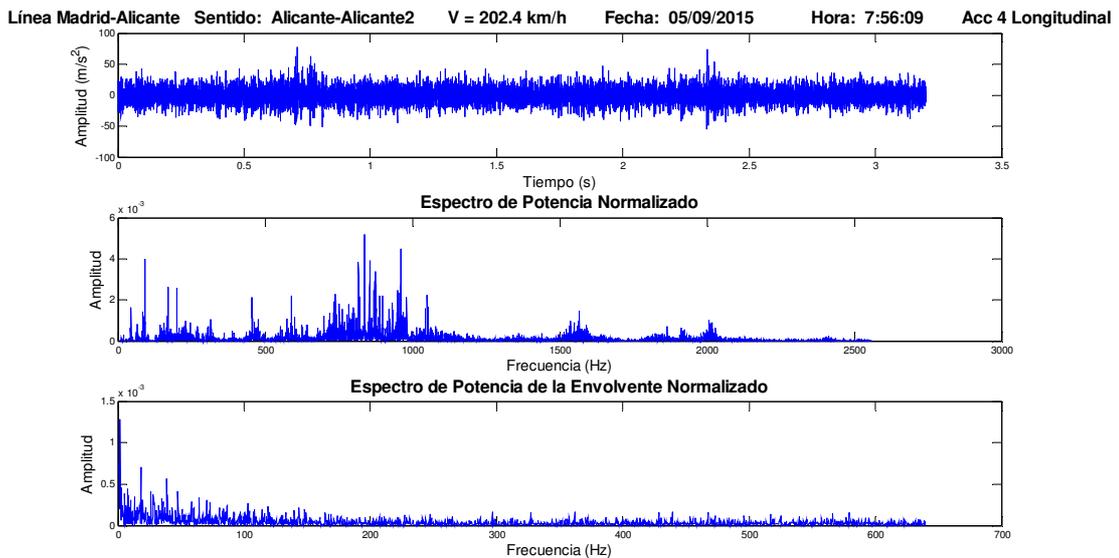


Figura 6.79. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:56:09).

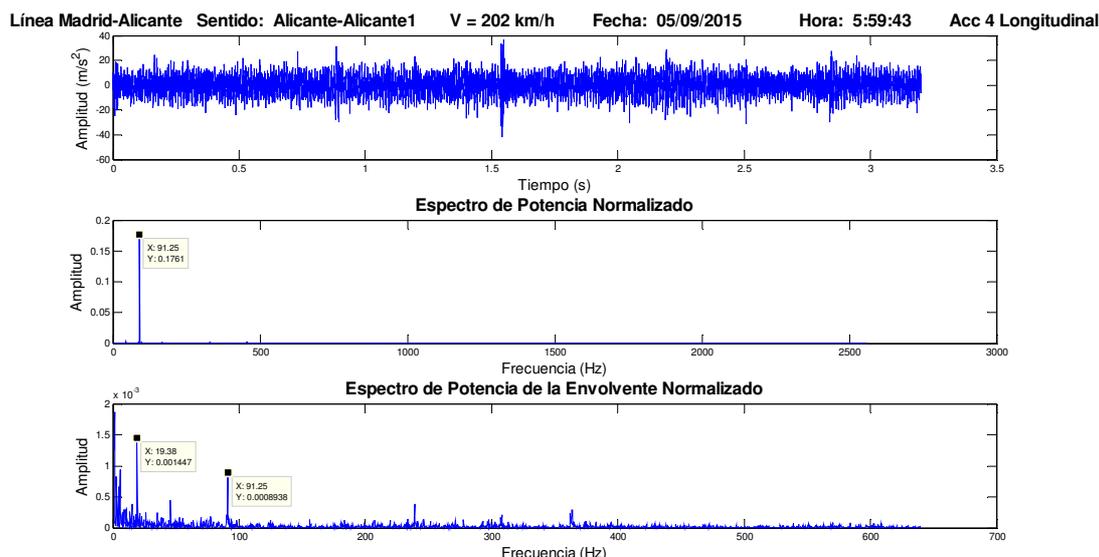


Figura 6.80. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:56:09).

En lo que respecta al espectro de potencia de la envolvente, en algunas señales se aprecia la componente localizada alrededor de 92 Hz (ver Figura 6.80 y Figura 6.81), lo cual podría indicar la existencia de un fallo en el rodamiento. En ocasiones también se observan otras dos componentes significativas, situadas alrededor de 225 Hz y de 365 Hz (ver Figura 6.82 y Figura 6.83, respectivamente). Estas frecuencias no coinciden con armónicos de la velocidad de giro y son de origen desconocido.

El primer armónico de la velocidad de giro de la rueda, situado a 19,22 Hz tal y como se calculó en la ecuación (6.6), no suele aparecer en el espectro de potencia. Sin embargo, su presencia en el espectro de potencia de la envolvente es más frecuente, siendo visibles, además, los armónicos posteriores (ver Figura 6.84).

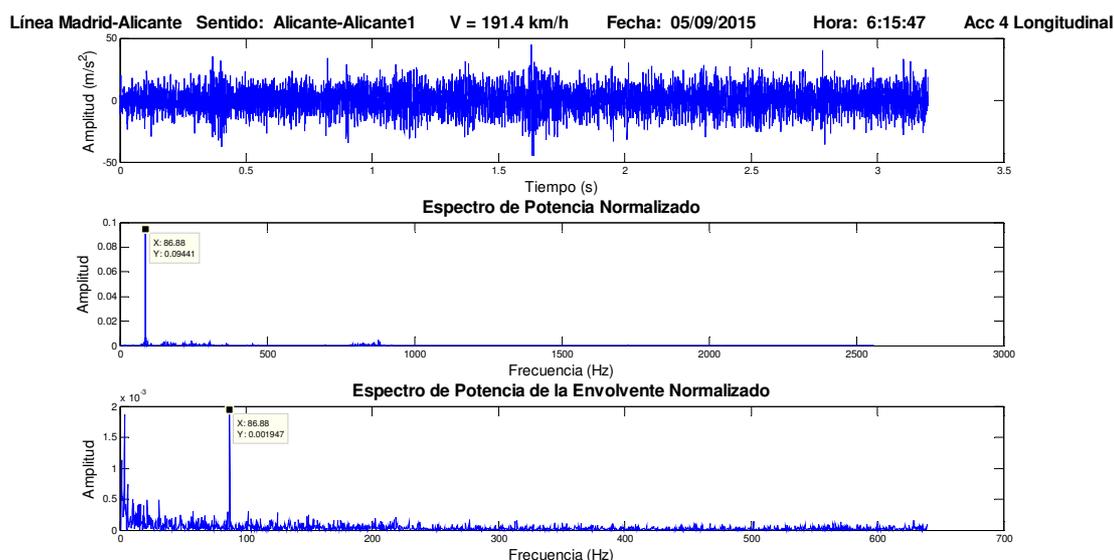


Figura 6.81. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 6:15:47).

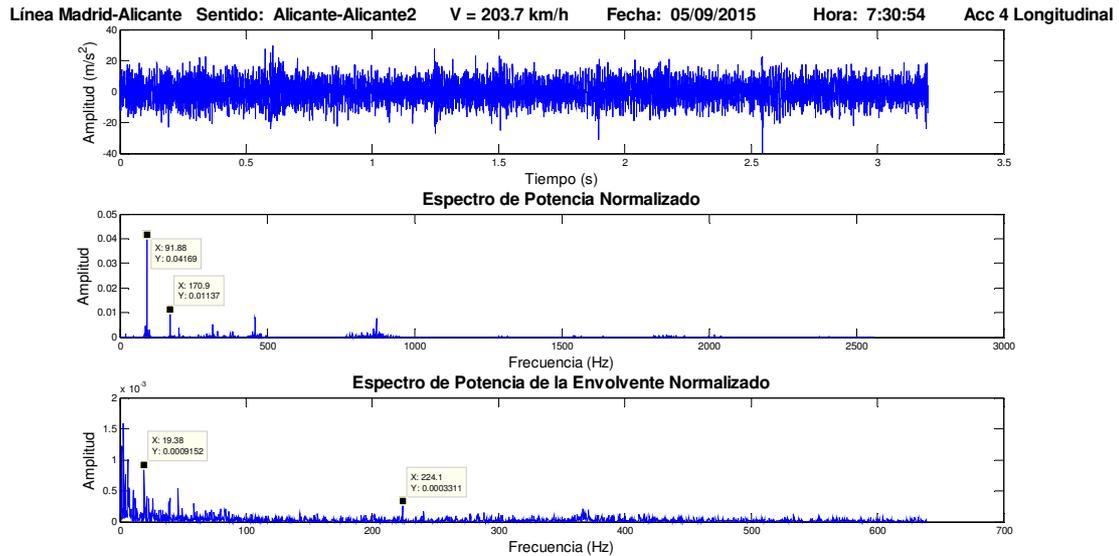


Figura 6.82. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:30:54).

En algunas señales aparecen zonas activas a lo largo de todo el espectro, con especial significación en la banda situada entre 700 Hz y 1000 Hz. En estas bandas se sitúan multitud de componentes, normalmente separadas entre sí la frecuencia de giro (ver Figura 6.85 y Figura 6.86).

Se ha constatado que las componentes significativas que más se repiten se sitúan en el entorno de los 860 Hz (ver Figura 6.86 y Figura 6.87) y de los 950 Hz (ver Figura 6.88). Sin embargo, la localización exacta de las componentes varía con la velocidad. Otra componente destacable de esta banda aparece alrededor de los 720 Hz (ver Figura 6.88).

Componentes de la banda situada entre 700 Hz y 1000 Hz son las dominantes de todo el espectro de potencia en determinadas ocasiones, como se ilustra en la Figura 6.87.

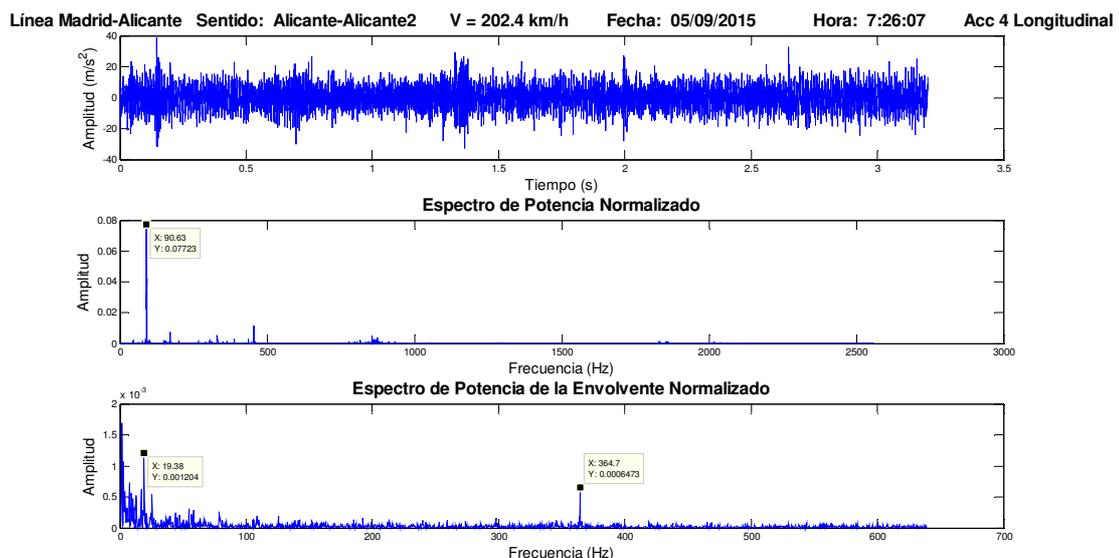


Figura 6.83. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:26:07).

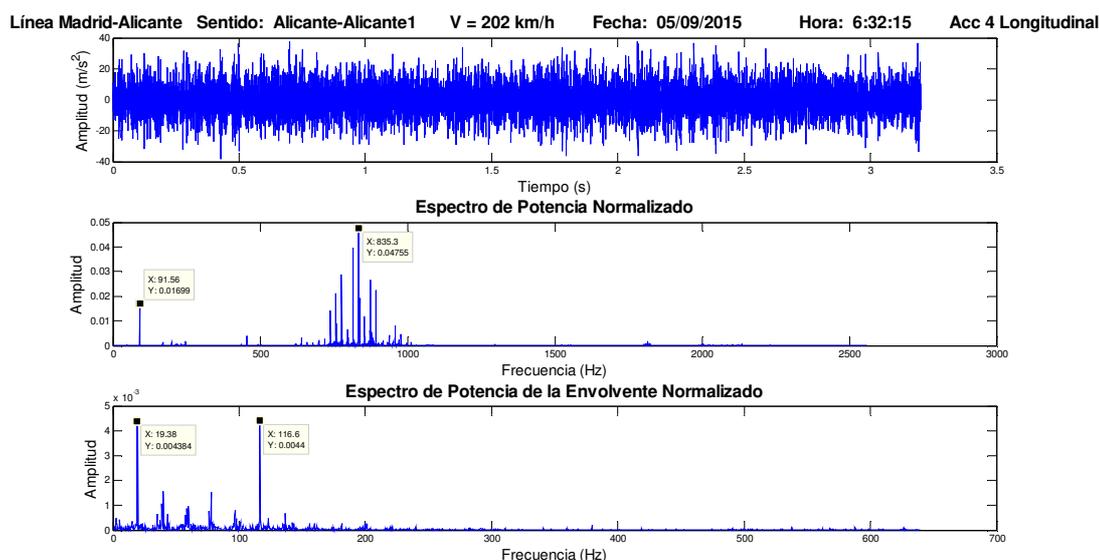


Figura 6.84. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 6:32:15).

El espectro de potencia de algunas señales presenta una zona de componentes activas alrededor de 450 Hz, frecuencia a la que habitualmente se sitúa la componente principal de esta banda (ver Figura 6.85 y Figura 6.88).

En alguna ocasión se ha identificado una componente situada a 46 Hz que ya se había visto en el análisis detallado del trayecto Madrid-Sevilla a 270 km/h. También se ha localizado una componente a 170 Hz que no se corresponde con armónico alguno de la frecuencia de giro de la rueda (ver Figura 6.85).

En los espectros de potencia de ciertas señales se aprecia una componente significativa situada a 200 Hz (ver Figura 6.89). Esta componente no corresponde con ningún armónico de la frecuencia de giro de la rueda, pero se sitúa muy próxima ($10,26 \times f_{\text{giro}}$) a la frecuencia de fallo de la pista exterior del rodamiento o BPFO ($10,316 \times f_{\text{giro}}$).

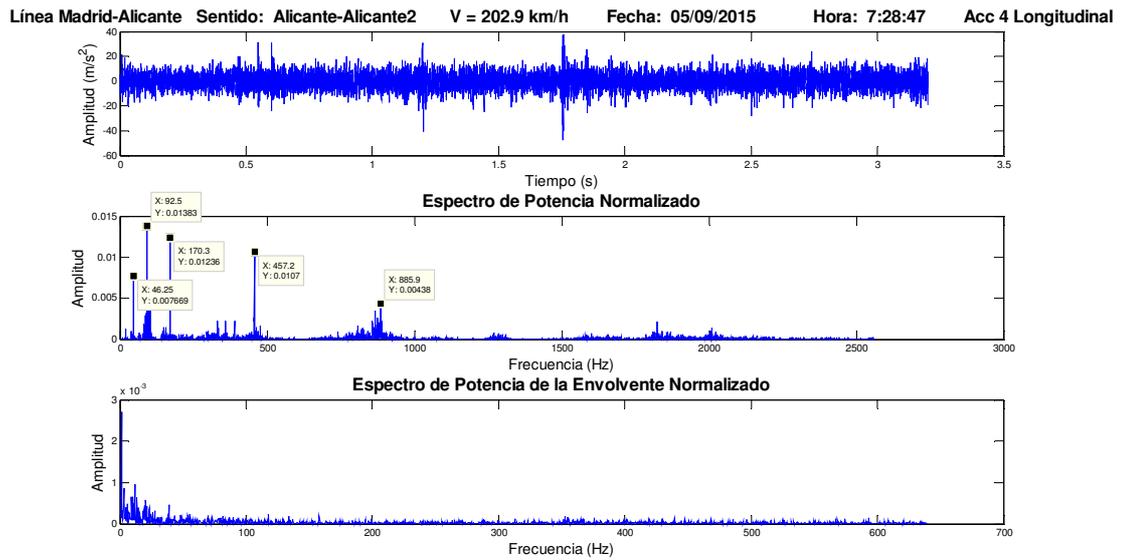


Figura 6.85. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:28:47).

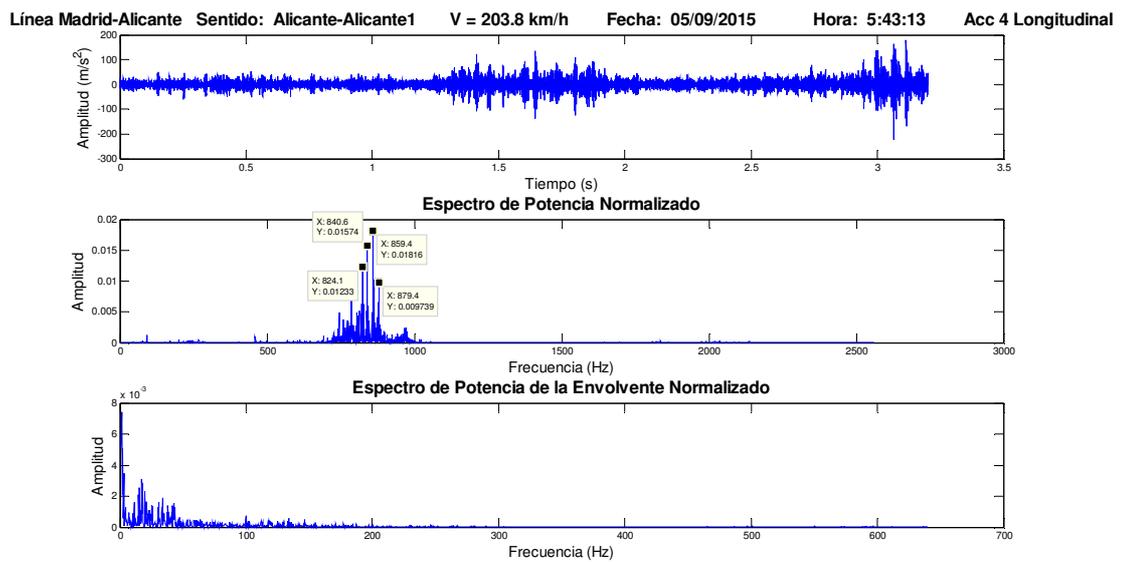


Figura 6.86. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 5:43:13).

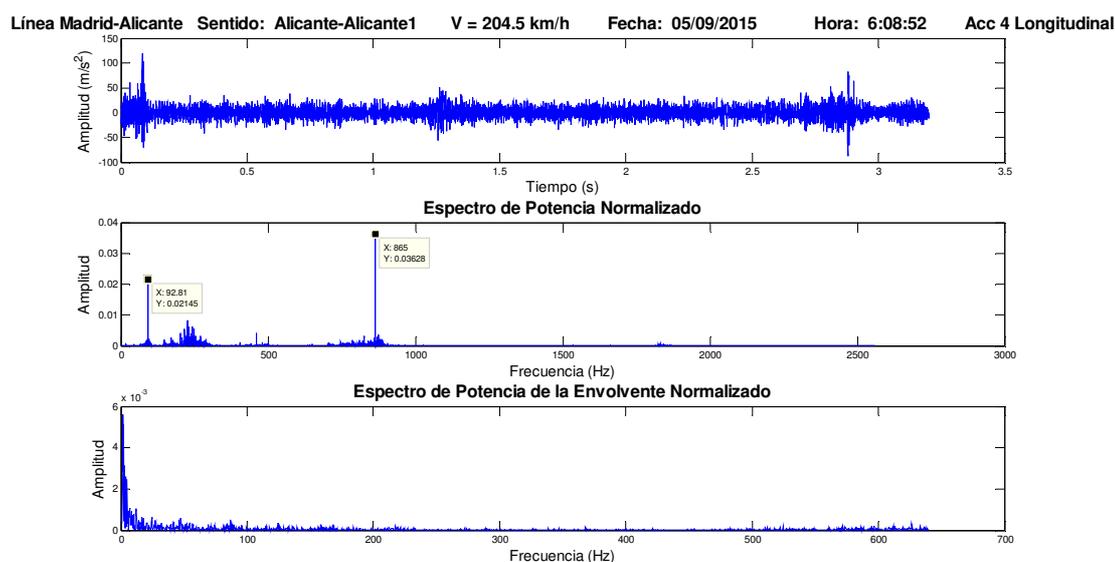


Figura 6.87. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 6:08:52).

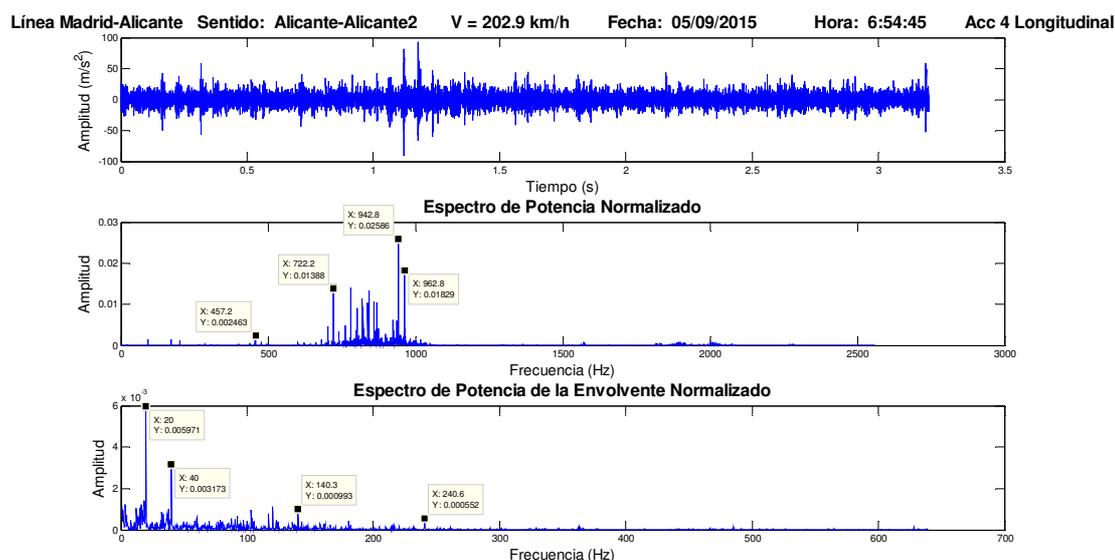


Figura 6.88. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 6:54:45).

En la zona de alta frecuencia, por encima de 1000 Hz, aparecen multitud de componentes activas agrupadas en zonas que varían en cada señal. Estas componentes presentan, en general, poca significación, aunque en ocasiones alcanzan valores relevantes (ver Figura 6.85 y Figura 6.89).

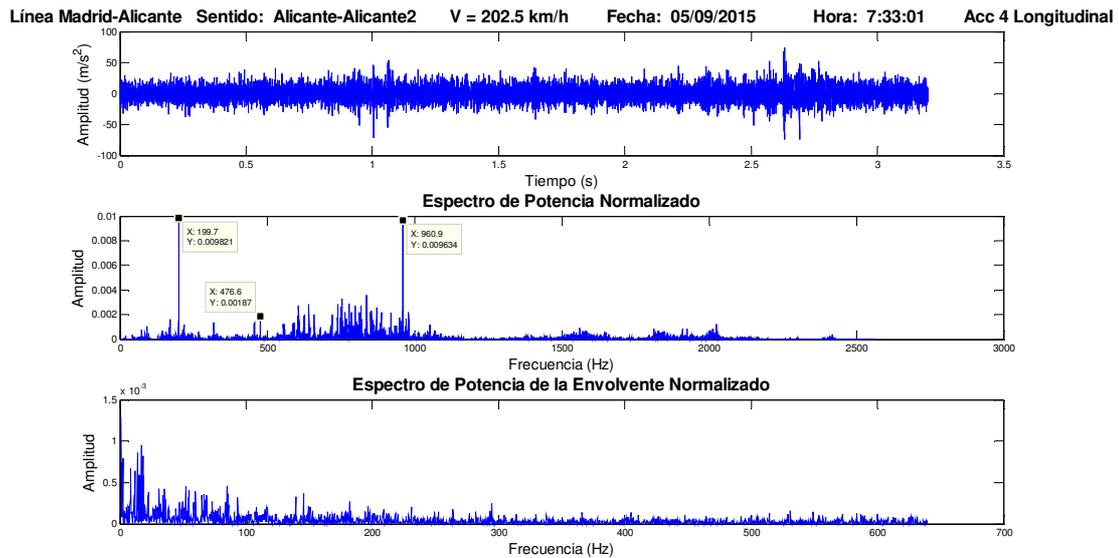


Figura 6.89. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria longitudinal 4 (5 de septiembre de 2015, 7:33:01).

Acelerómetro 5 axial

A diferencia de lo que ocurre en las señales recogidas por los otros acelerómetros, en los espectros de las señales del acelerómetro 5 axial no se aprecia un claro dominio de una componente frecuencial. Las componentes significativas más frecuentes se sitúan alrededor de 170 Hz, 200 Hz y 460 Hz. La localización de estas componentes varía con la frecuencia de giro de la rueda. Además, se aprecian zonas activas localizadas habitualmente en las bandas comprendidas entre 400 Hz y 650 Hz, entre 750 Hz y 1100 Hz, entre 1200 Hz y 1500 Hz, y entre 1800 Hz y 2200 Hz.

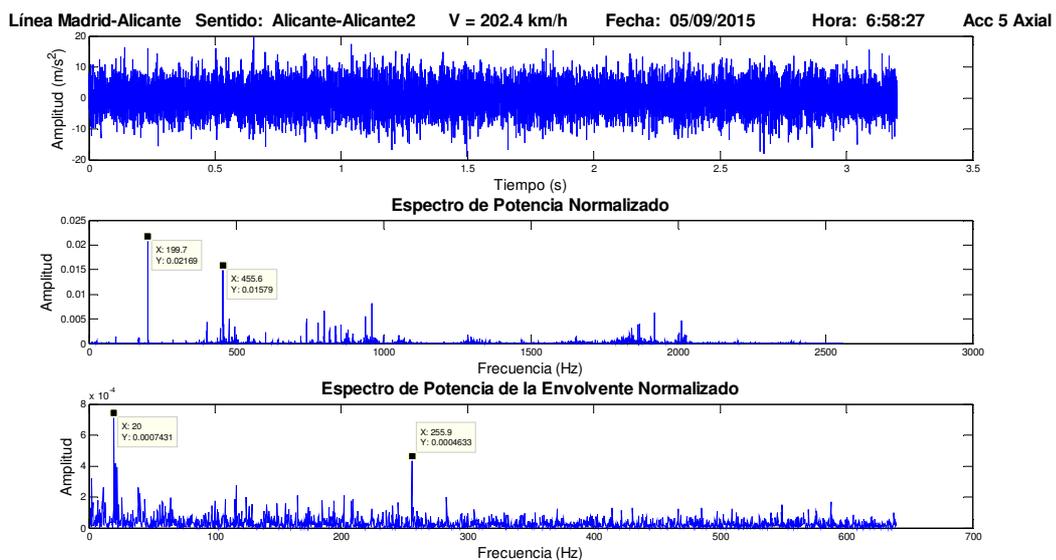


Figura 6.90. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 6:58:27).

En la Figura 6.91 se aprecian, entre otras, las tres componentes más significativas comentadas. La primera componente, localizada en esta ocasión a 171,9 Hz, no corresponde a ningún armónico de la frecuencia de giro, sin embargo se sitúa siempre a $8,7 \times f_{\text{giro}}$, aproximadamente. Algo similar ocurre con la componente de 200 Hz (202,2 Hz en este caso). Esta componente corresponde a $10,3 \times f_{\text{giro}}$, valor que coincide con la frecuencia de fallo del aro exterior del rodamiento (BPFO), que tiene un valor de $10,316 \times f_{\text{giro}}$.

La última componente significativa frecuente se localiza en esta ocasión a 461,6 Hz. Tampoco corresponde con armónico alguno de la frecuencia de giro, ubicándose a 23,4 veces la frecuencia de giro de la rueda. Esta componente es la dominante del espectro en determinadas ocasiones (ver Figura 6.92).

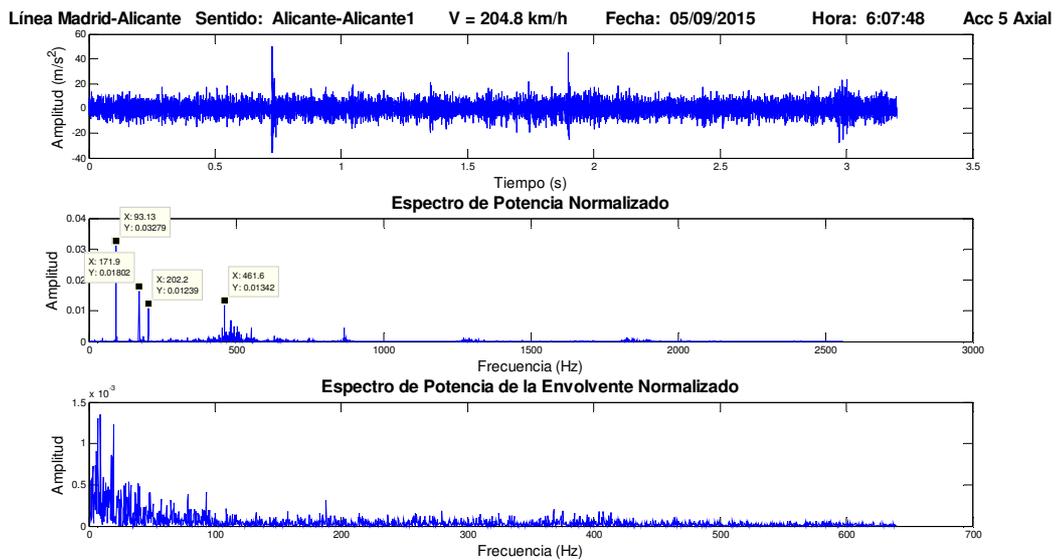


Figura 6.91. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 7:33:01).

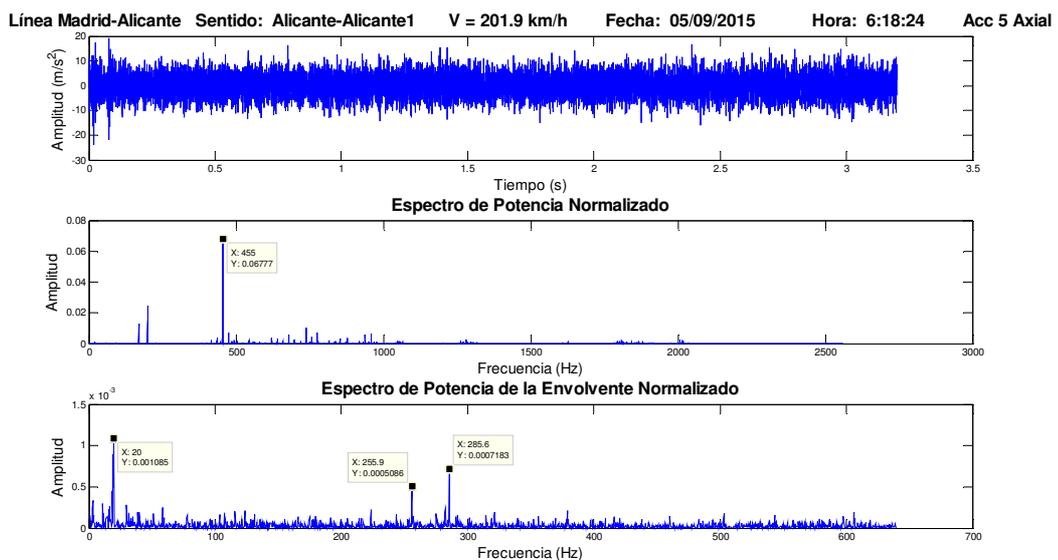


Figura 6.92. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 6:18:24).

En la Figura 6.91 también se aprecia la componente localizada alrededor de los 92 Hz tan frecuente en las señales vibratorias tomadas en las otras direcciones del espacio. Sin embargo, no es habitual encontrar esta componente en los espectros de las señales del acelerómetro axial. Expresada en función de la frecuencia de giro de la rueda, esta componente se sitúa, aproximadamente, a $4,7 \times f_{\text{giro}}$. Este valor coincide con la frecuencia de fallo de los elementos (BSF) del rodamiento ($4,734 \times f_{\text{giro}}$).

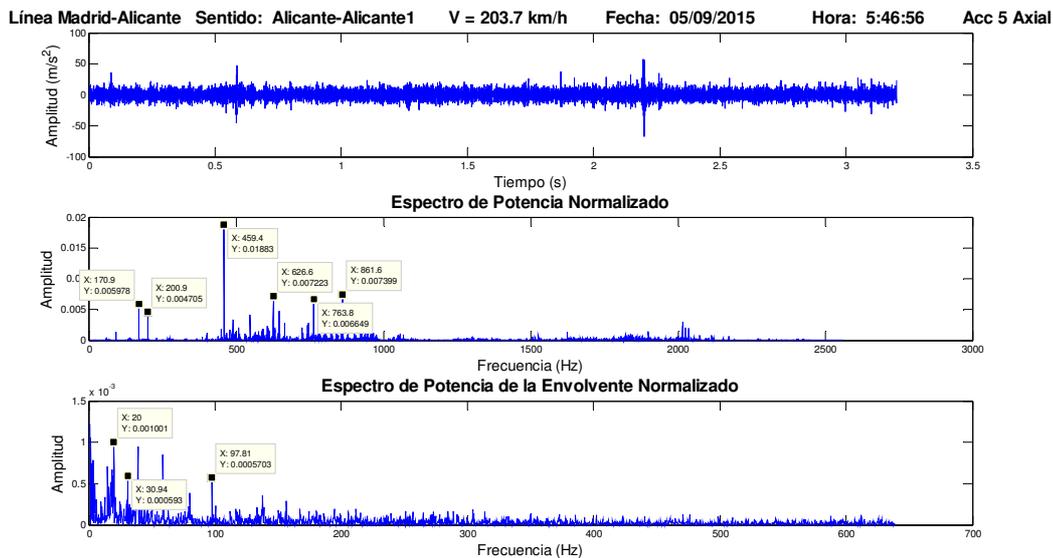


Figura 6.93. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 5:46:56).

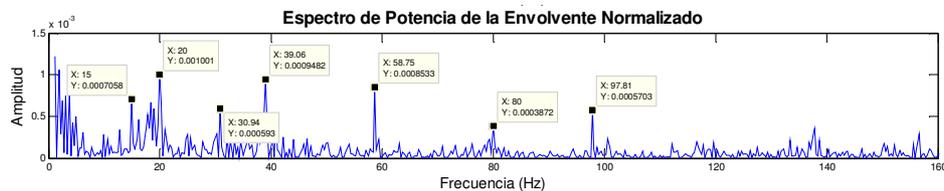


Figura 6.94. Detalle del espectro de potencia de la envolvente de la Figura 6.93 en la banda entre 0 Hz y 160 Hz.

El primer armónico de la velocidad de giro de la rueda, situado a 19,22 Hz tal y como se calculó en la ecuación (6.6), no suele aparecer en el espectro de potencia (ver Figura 6.93). Sin embargo, su presencia en el espectro de potencia de la envolvente es más frecuente, siendo visibles, además, los armónicos posteriores (ver Figura 6.94).

En el espectro de potencia de la envolvente se han localizado en algunas ocasiones componentes significativas que no se corresponden con armónicos de la frecuencia de giro (ver Figura 6.94 y Figura 6.92). Estas componentes se sitúan frecuentemente alrededor de 255 Hz y 285 Hz, aunque también se han detectado componentes en la baja frecuencia, alrededor de 15 Hz y 31 Hz.

Además de las componentes destacadas anteriormente, el espectro de potencia presenta multitud de componentes que tienden a asociarse en zonas activas. Sin embargo, la localización de estas zonas no es fija y varía de una señal a otra. Las zonas activas más frecuentes se localizan

en las bandas entre 400 Hz y 650 Hz, entre 750 Hz y 1100 Hz, entre 1200 Hz y 1500 Hz, y entre 1800 Hz y 2200 Hz (ver Figura 6.95).

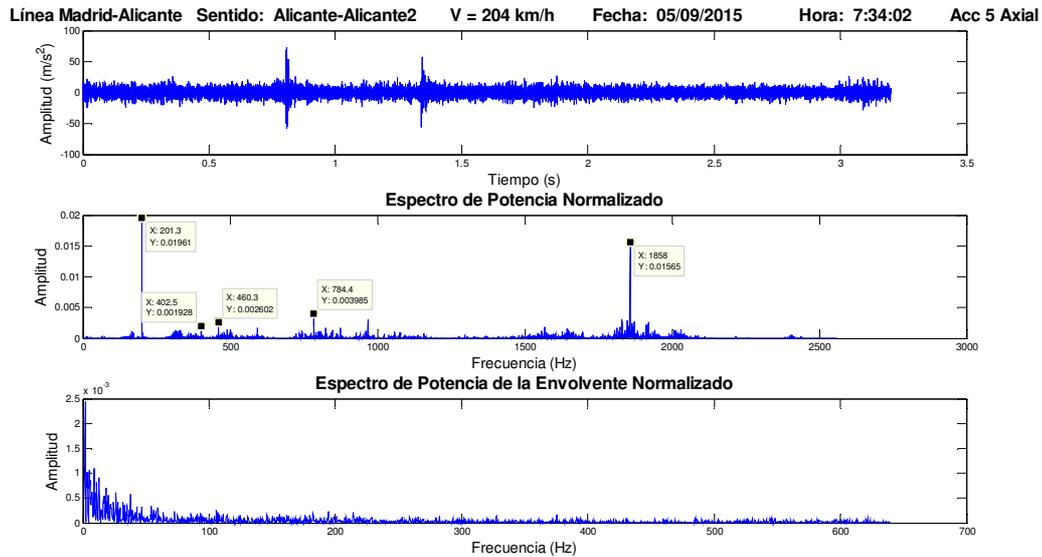


Figura 6.95. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 7:34:02).

La mayoría de las componentes significativas de estas bandas se corresponden con armónicos de la frecuencia de giro de la rueda, como las situadas alrededor de 370 Hz, 391 Hz, 768 Hz, y 1327 Hz (ver Figura 6.96 y Figura 6.97). No obstante, se han identificado componentes significativas situadas alrededor de 475 Hz, 535 Hz, 938 Hz y 1828 Hz que no coinciden con armónicos de la frecuencia de giro y cuyo origen físico es desconocido (ver Figura 6.98 y Figura 6.99).

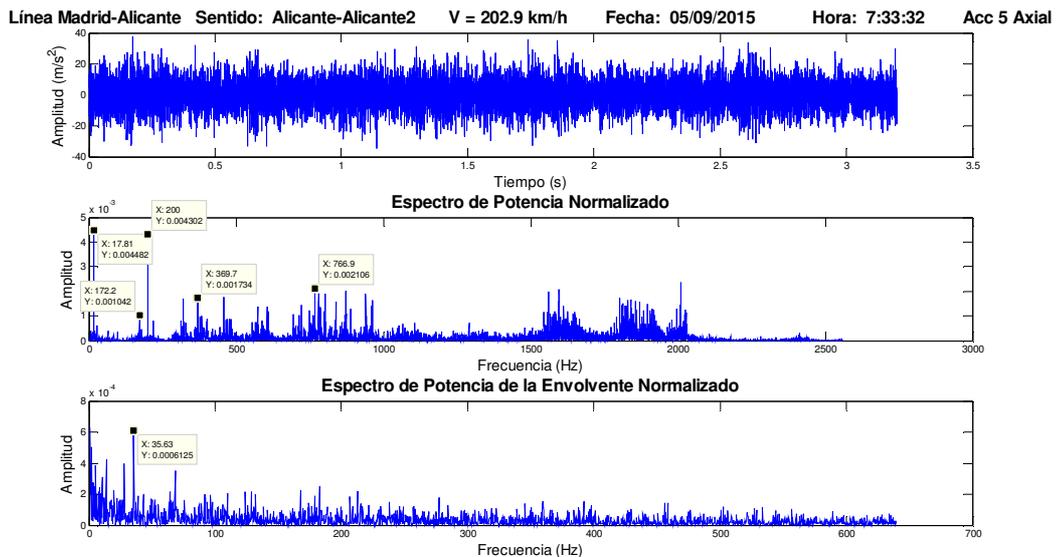


Figura 6.96. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 7:33:32).

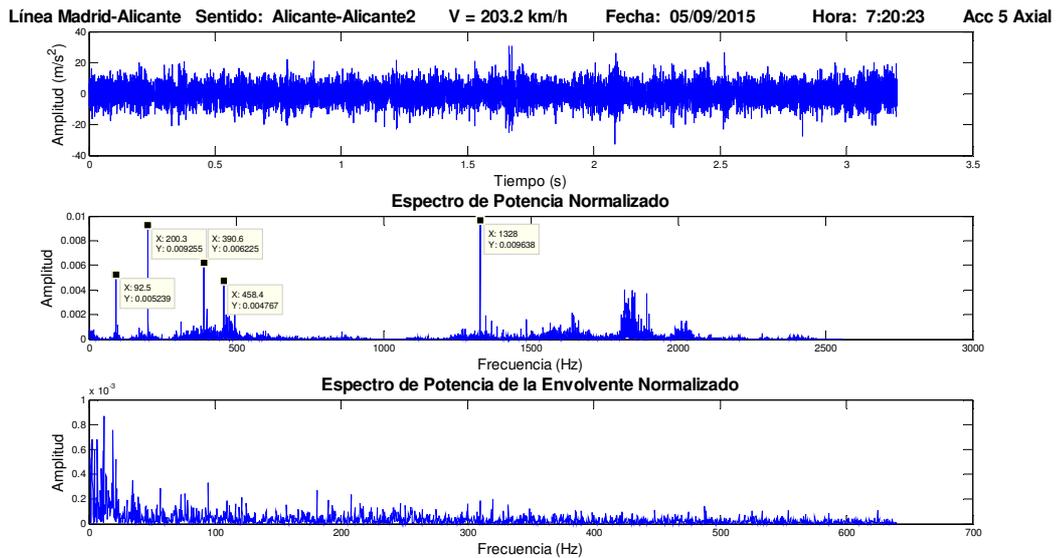


Figura 6.97. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 7:20:23).

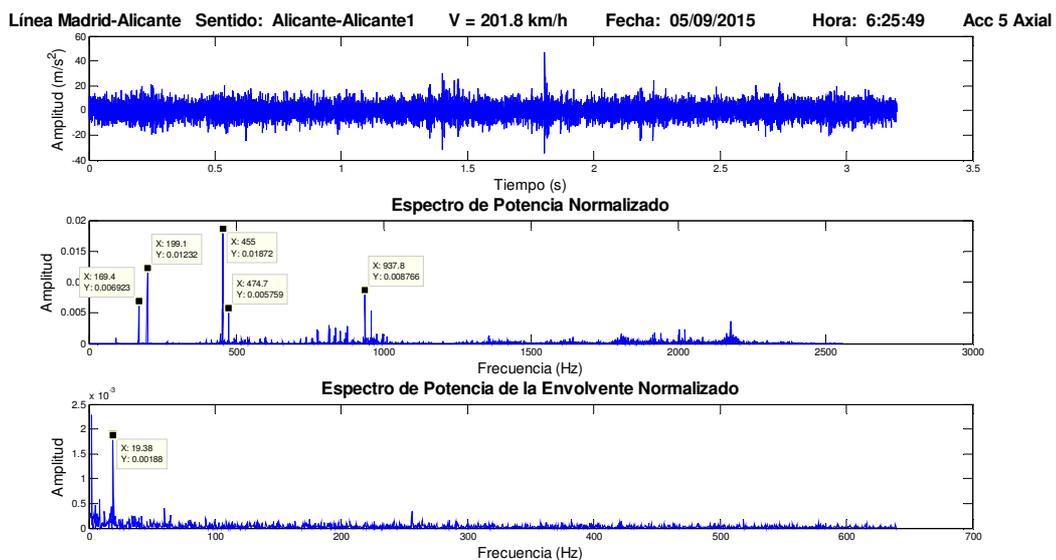


Figura 6.98. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 6:25:49).

Las componentes de alta frecuencia, por encima de 1100 Hz, alcanzan en algunas ocasiones valores de amplitud muy relevantes, hasta el punto de ser las componentes dominantes del espectro (ver Figura 6.100).

También se ha identificado en alguna ocasión componentes de baja frecuencia (inferior a 100 Hz) cuyo origen físico se desconoce (ver Figura 6.96).

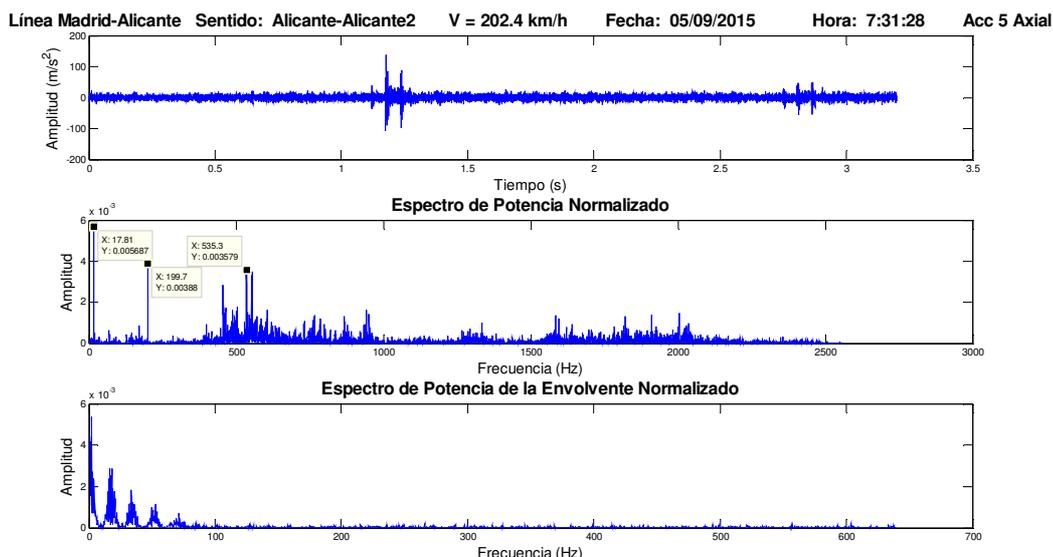


Figura 6.99. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 7:31:28).

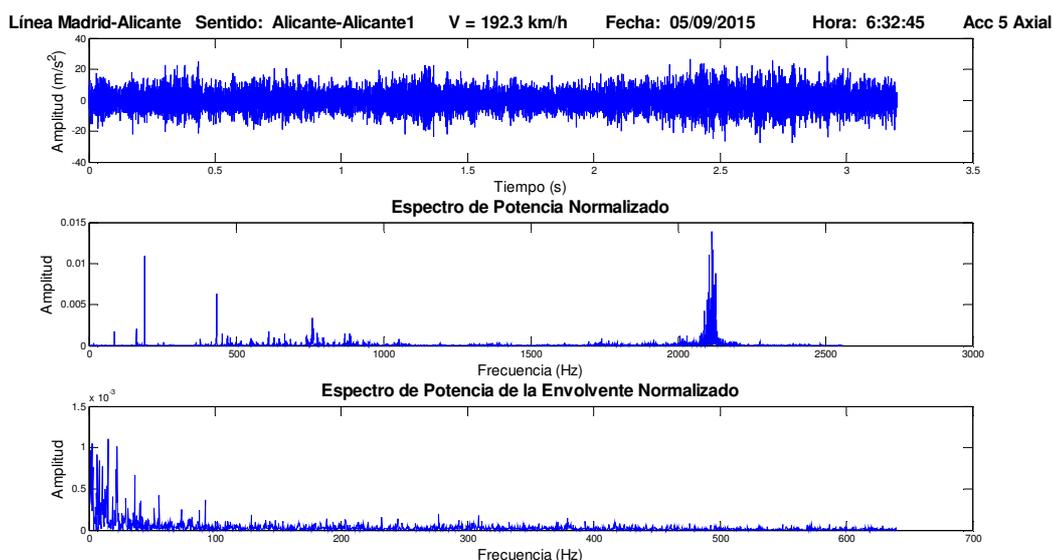


Figura 6.100. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria axial 5 (5 de septiembre de 2015, 6:32:45).

Acelerómetro 6 vertical

La mayoría de los espectros de las señales registradas por el acelerómetro 6 vertical se encuentran dominados por una componente de significación muy elevada situada alrededor de los 92 Hz. También se aprecian zonas activas en las bandas de 450-1100 Hz y en la banda situada por encima de 1750 Hz (ver Figura 6.101).

La componente localizada alrededor de los 92 Hz varía su frecuencia con la velocidad de giro de la rueda, existiendo por tanto un claro sincronismo. Expresada en función de la frecuencia de giro de la rueda, esta componente se sitúa, aproximadamente, a $4,7 \times f_{\text{giro}}$. Este valor coincide con la frecuencia de fallo de los elementos (BSF) del rodamiento ($4,734 \times f_{\text{giro}}$). En alguna ocasión, la potencia de esta componente supera el 30% de la potencia total de la señal (ver Figura 6.102).

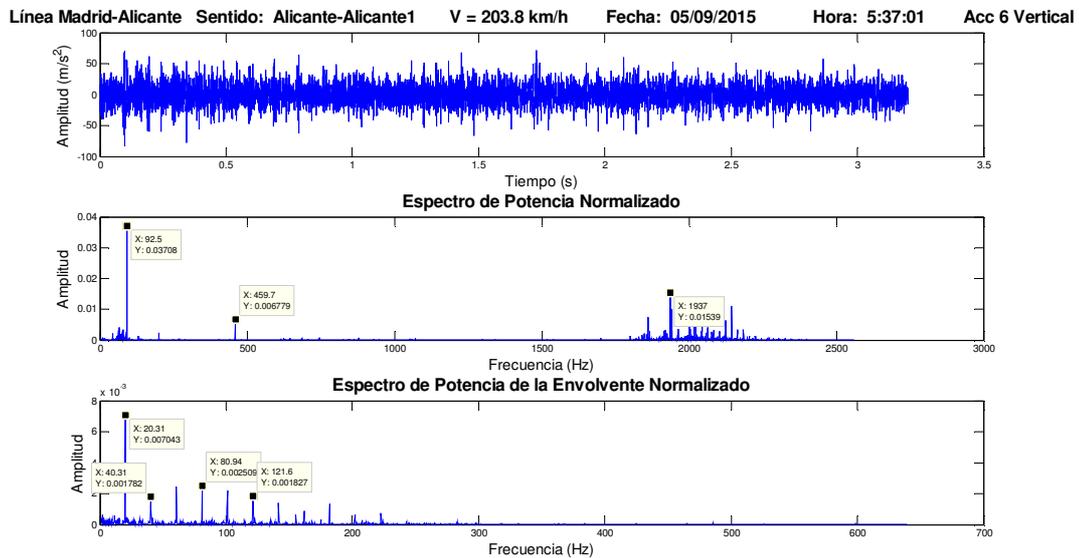


Figura 6.101. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 5:37:01).

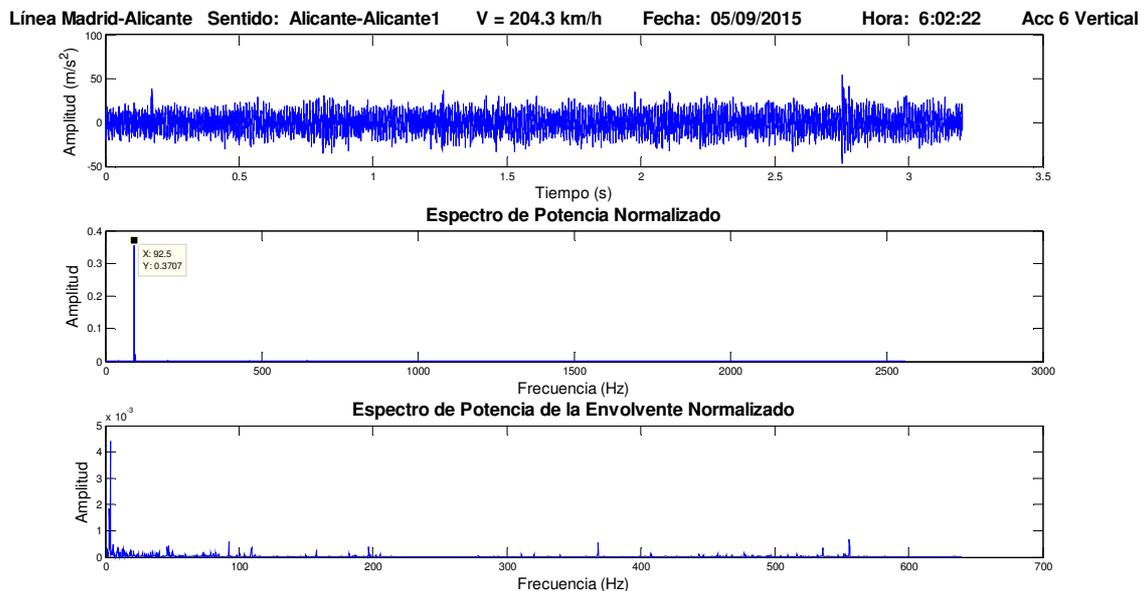


Figura 6.102. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 6:02:22).

En algunas ocasiones también se observa una componente significativa situada alrededor de 200 Hz. Esta componente puede llegar a ser la dominante del espectro, como se muestra en la Figura 6.103. La componente varía su localización con la frecuencia de giro de la rueda, situándose a $10,3 \times f_{\text{giro}}$. Este valor concuerda con la frecuencia de fallo de la pista exterior (BPFO) del rodamiento ($10,316 \times f_{\text{giro}}$).

El primer armónico de la velocidad de giro de la rueda, situado a 19,22 Hz tal y como se calculó en la ecuación (6.6), no suele aparecer en el espectro de potencia. Sin embargo, su presencia en el espectro de potencia de la envolvente es más frecuente, siendo visibles, además, los armónicos posteriores (ver Figura 6.104).

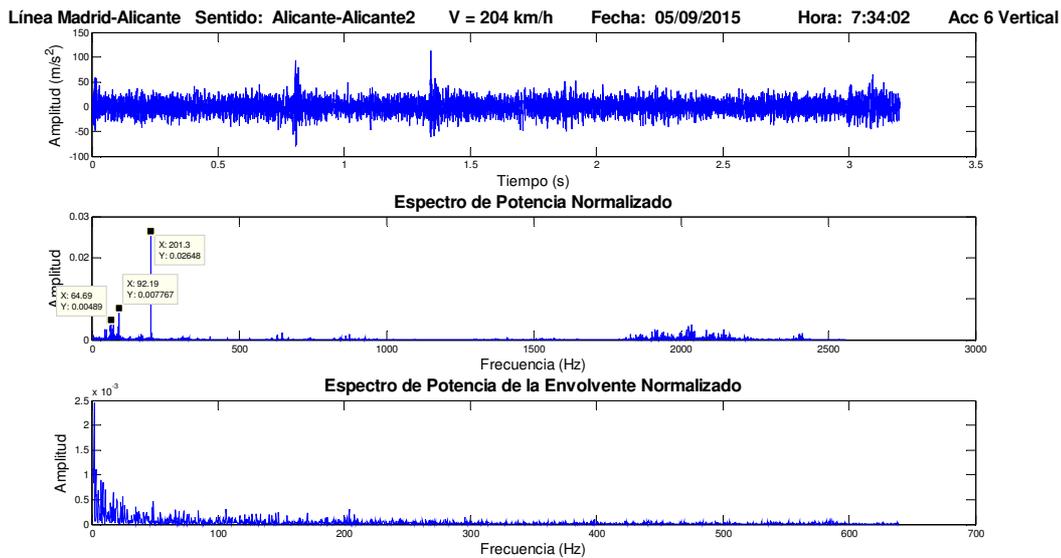


Figura 6.103. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 7:34:02).

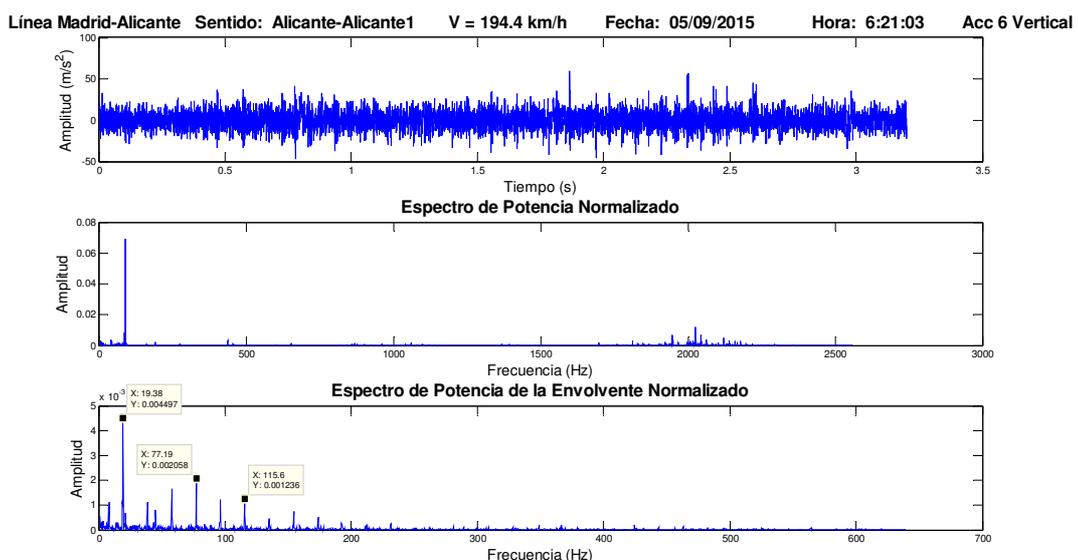


Figura 6.104. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 6:21:03).

En lo que respecta al espectro de potencia de la envolvente, en muy pocas ocasiones se aprecia la componente localizada alrededor de 92 Hz (ver Figura 6.106). Este hecho podría ser indicativo de la existencia de un fallo en el rodamiento, pero la poca frecuencia con la se detecta hace difícil confirmar este punto.

También se observa frecuentemente una componente localizada alrededor de 45 Hz (ver Figura 6.105). Esta componente coincide con los armónicos de la frecuencia de giro de la rueda y se localizó en algunas señales analizadas en el trayecto Madrid-Sevilla. En ocasiones se han observado otras dos componentes significativas que no se corresponden con armónicos de la frecuencia de giro de la rueda. La primera de ellas se localiza alrededor de 108 Hz. La segunda componente se sitúa alrededor de 365 Hz (ver Figura 6.106).

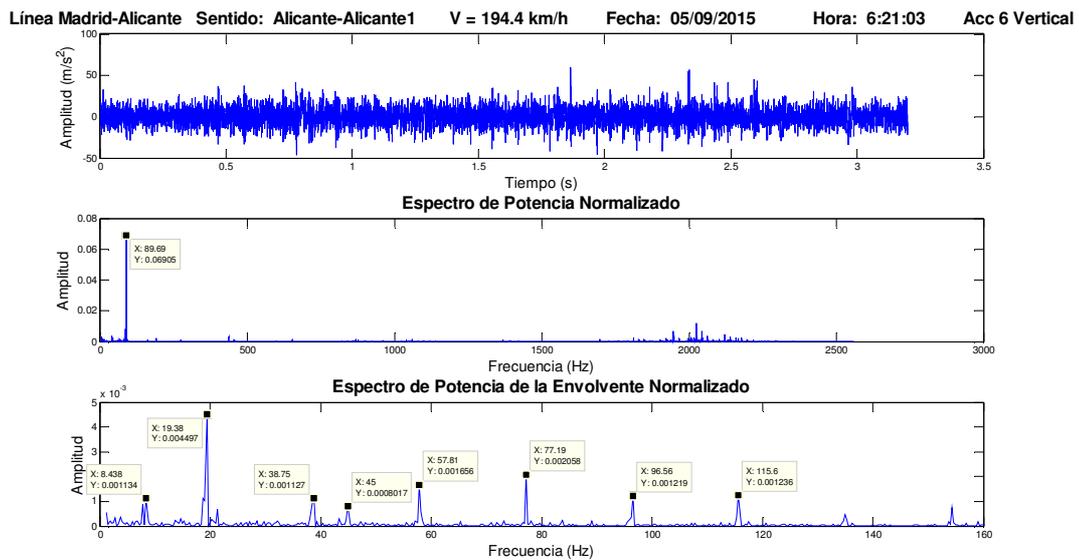


Figura 6.105. Detalle del espectro de potencia de la envolvente de la Figura 6.104 en la banda entre 0 Hz y 160 Hz.

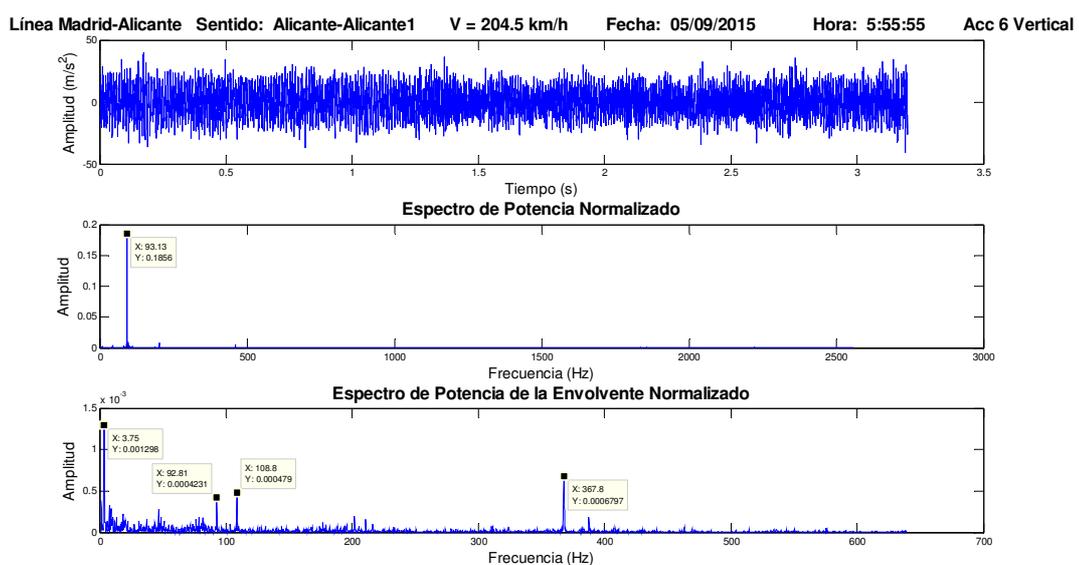


Figura 6.106. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 5:55:55).

En la banda comprendida entre 450 Hz y 1100 Hz se sitúan multitud de componentes, la mayoría de las componentes corresponden a armónicos de la frecuencia de giro y se localizan alrededor de los 630 Hz (ver Figura 6.107). En ocasiones, como la mostrada en la Figura 6.108, una de estas componentes es la dominante de todo el espectro.

También se ha constatado la existencia de una componente significativa que no se corresponde con armónicos de la frecuencia de giro de la rueda. Esta componente se sitúa alrededor de los 850 Hz (ver Figura 6.109); aunque su localización exacta varía con la velocidad.

La banda de altas frecuencias, situada entre 1750 Hz y 2500 Hz, está formada por multitud de componentes que presentan, en general, poca significación (ver Figura 6.108). No obstante, en ciertas ocasiones las componentes de esta banda alcanzan valores muy relevantes (ver Figura 6.109), hasta el punto de ser las dominantes del espectro (ver Figura 6.107).

También se han identificado en alguna ocasión componentes de baja frecuencia (inferior a 100 Hz) cuyo origen físico se desconoce (ver Figura 6.109).

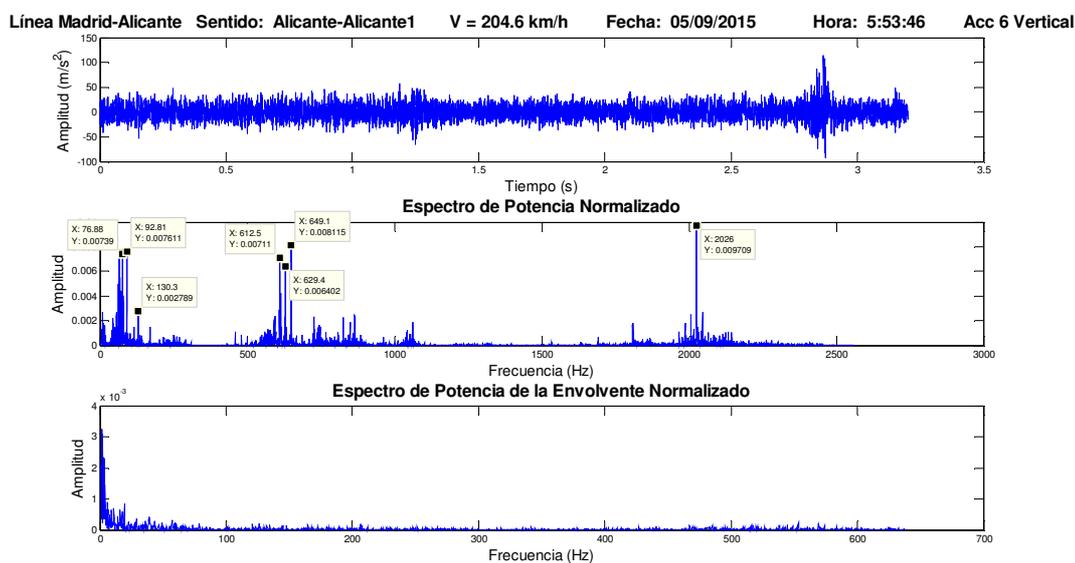


Figura 6.107. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 5:53:46).

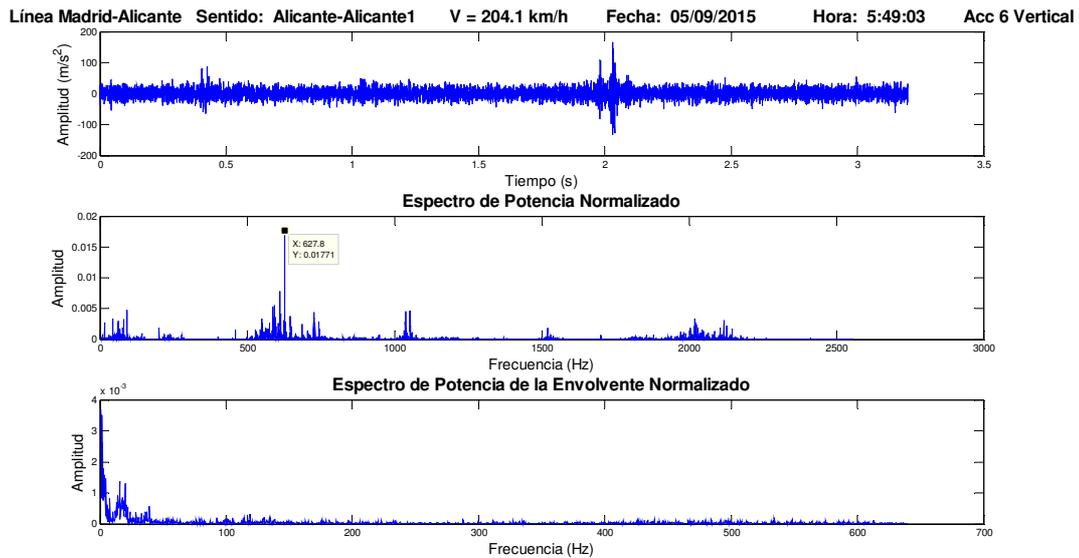


Figura 6.108. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 5:49:03).

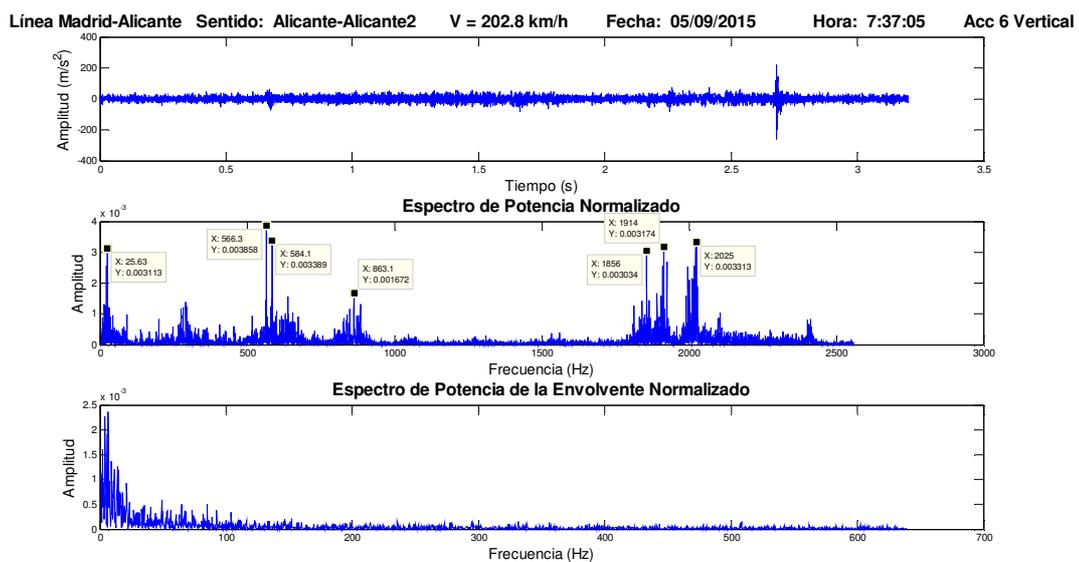


Figura 6.109. Representación de la señal temporal, el espectro de potencia y el espectro de potencia de la envolvente de un registro de la señal vibratoria vertical 6 (5 de septiembre de 2015, 7:37:05).

Parámetros estadísticos

En este punto se analiza la evolución temporal de tres parámetros estadísticos de las señales temporales en los dos viajes estudiados: el valor eficaz, la varianza y la kurtosis.

La evolución del valor eficaz de las señales recogidas por el acelerómetro 3 vertical en el trayecto Alicante-Alicante1 se muestra en la Figura 6.110. La Figura 6.111 ilustra la variación del valor eficaz de las señales de ese mismo acelerómetro en el viaje Alicante-Alicante2. En las

gráficas se pueden distinguir tres zonas con valores de RMS característicos, especialmente en el viaje Alicante-Alicante2.

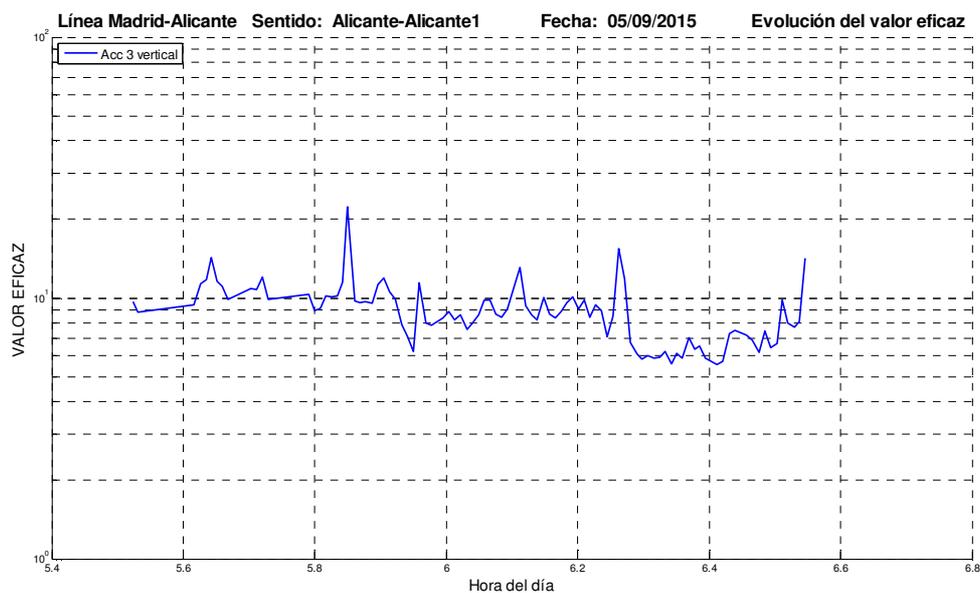


Figura 6.110. Evolución del valor eficaz de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.

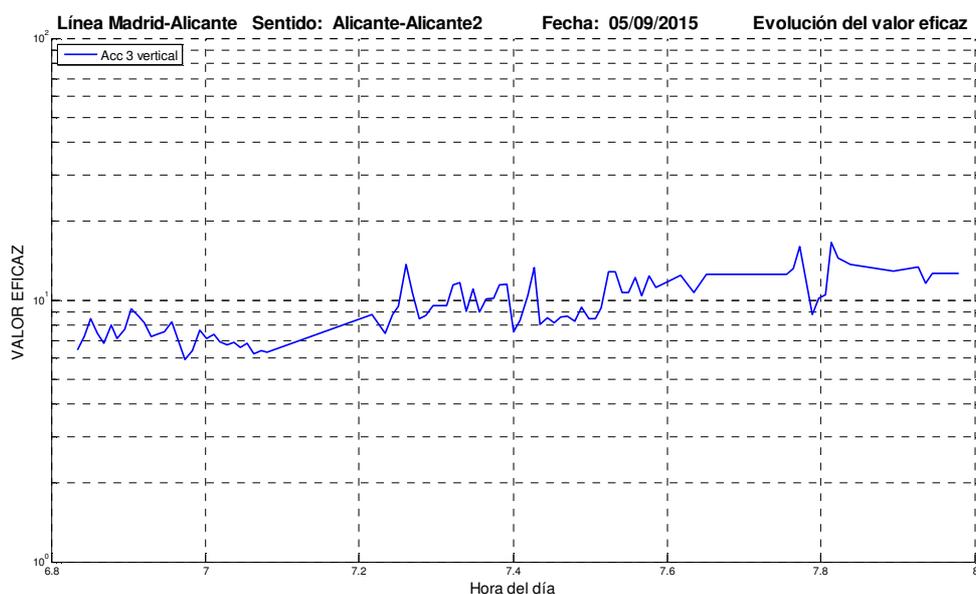


Figura 6.111. Evolución del valor eficaz de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante2 realizado el 05/09/2015.

La evolución de los valores eficaces de las señales tomadas por los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el trayecto Alicante-Alicante1 se muestran en la Figura 6.112. La Figura 6.113 ilustra la variación de los valores eficaces de las señales en el viaje Alicante-Alicante2. En las gráficas se pueden distinguir tres zonas con valores de RMS característicos, especialmente en el acelerómetro 6 vertical y en el viaje Alicante-Alicante1.

En general, las señales verticales son las que presentan un valor eficaz más elevado, seguidas por las señales vibratorias medidas en la dirección longitudinal, siendo las señales vibratorias axiales las que muestran el valor eficaz más reducido.

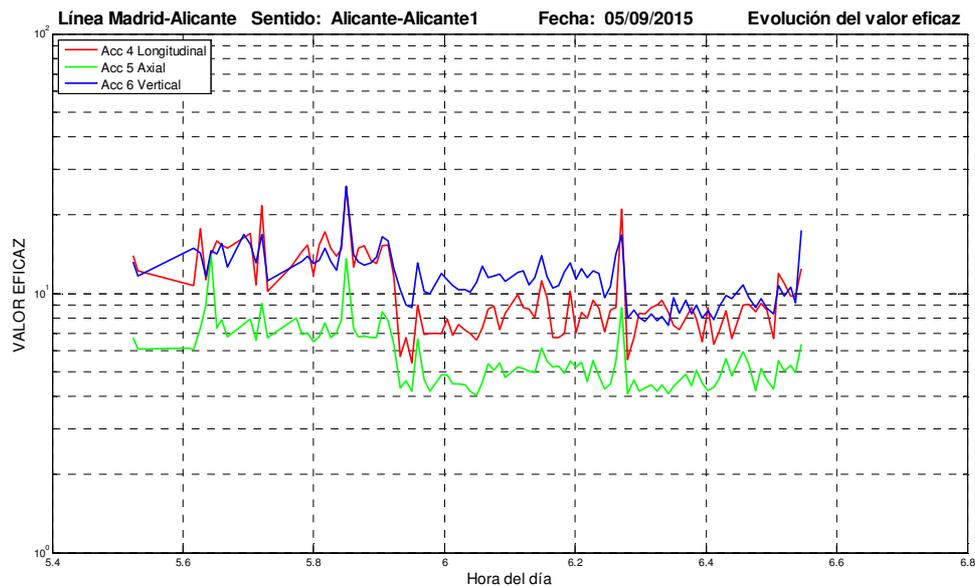


Figura 6.112. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.

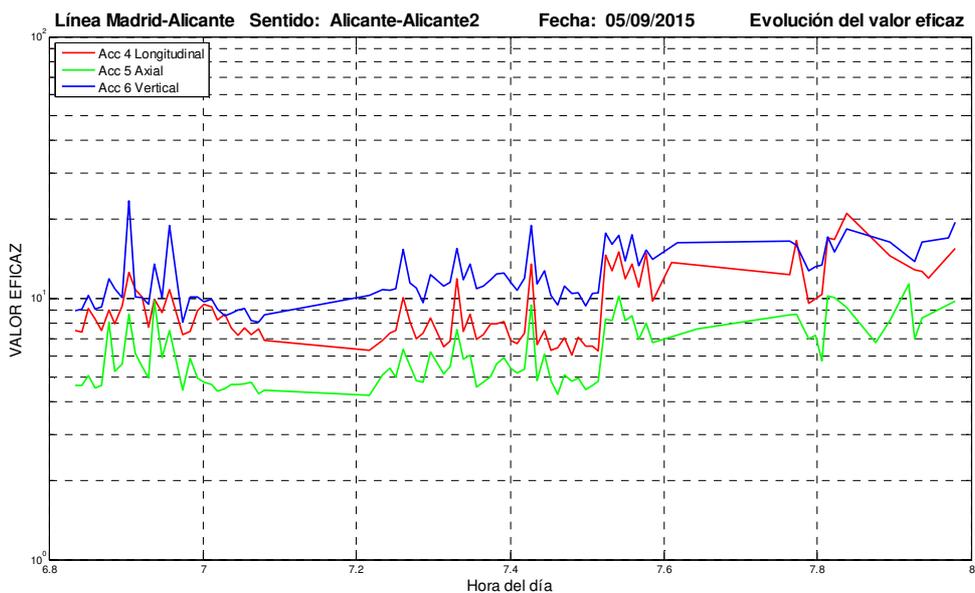


Figura 6.113. Evolución del valor eficaz de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante2 realizado el 05/09/2015.

El valor eficaz medio de las señales del acelerómetro 3 vertical se sitúa en $8,96 \text{ m/s}^2$ en el viaje Alicante-Alicante1, y en $9,66 \text{ m/s}^2$ en el trayecto Alicante-Alicante2. El RMS promedio de las señales registradas por el acelerómetro 4 longitudinal se sitúa en $10,34 \text{ m/s}^2$ en el viaje Alicante-Alicante1, y en $9,49 \text{ m/s}^2$ en el trayecto Alicante-Alicante2. En las señales medidas en la dirección axial por el acelerómetro 5, los valores eficaces medios son de $5,78 \text{ m/s}^2$ (Alicante-Alicante1) y $6,20 \text{ m/s}^2$ (Alicante-Alicante2). En lo que respecta a las señales tomadas por el acelerómetro 6 vertical, el valor eficaz promedio del recorrido Alicante-Alicante1 se sitúa en $11,67 \text{ m/s}^2$ y el del trayecto Alicante-Alicante2 en $12,32 \text{ m/s}^2$. Como se puede comprobar, los valores eficaces promedios son muy similares en ambos viajes.

En la evolución de la varianza de las señales del acelerómetro 3 vertical (ver Figura 6.114 y Figura 6.115) se observa el mismo comportamiento visto en el valor eficaz, con tres zonas diferenciadas a lo largo del tiempo. Los límites de estas zonas son muy claros en el trayecto Alicante-Alicante2.

La evolución de las varianzas de las señales tomadas por los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el trayecto Alicante-Alicante1 se muestran en la Figura 6.116. En la Figura 6.117 se ilustra la variación de los valores eficaces de las señales en el viaje Alicante-Alicante2. En las gráficas se pueden distinguir tres zonas con valores de varianza característicos.

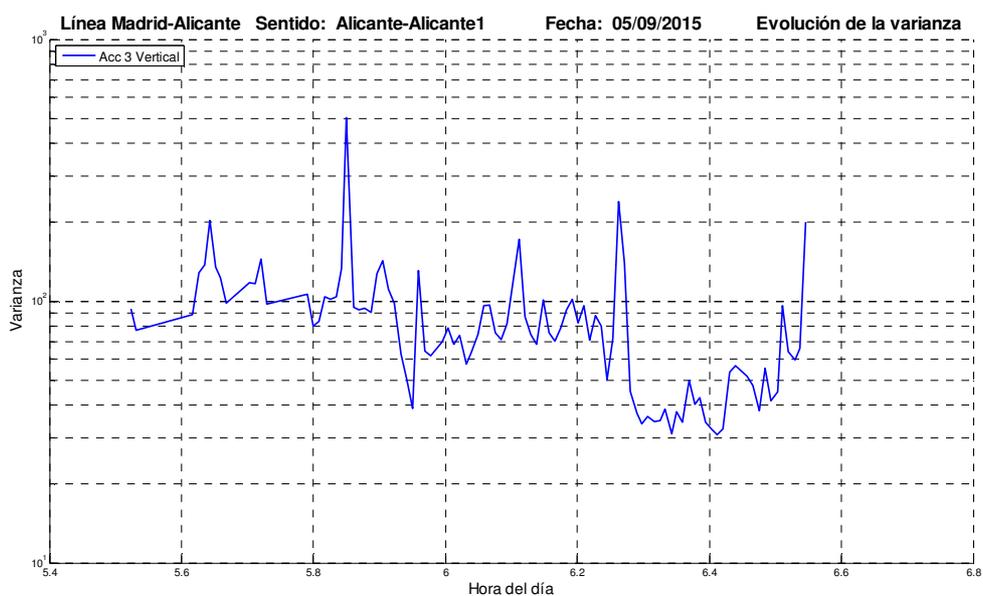


Figura 6.114. Evolución de la varianza de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.

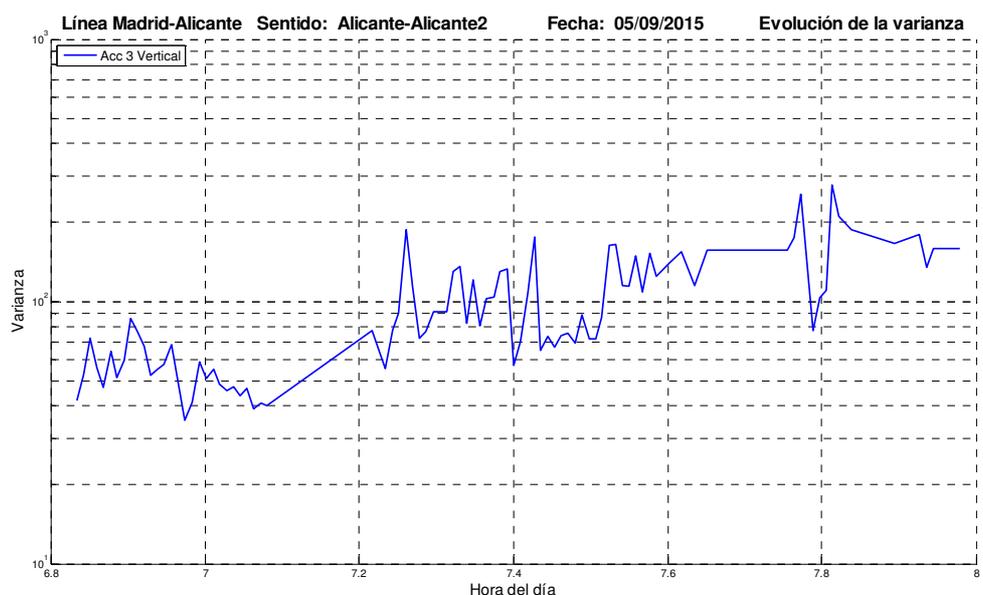


Figura 6.115. Evolución de la varianza de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante2 realizado el 05/09/2015.

En general, las señales verticales son las que presentan valores de la varianza más elevados, seguidas por las señales vibratorias medidas en la dirección longitudinal, siendo las señales vibratorias axiales las que muestran el valor eficaz más reducido. No obstante, en algunas medidas se superponen los valores de la varianza de las señales de los distintos acelerómetros.

La varianza de las señales tomadas por el acelerómetro 3 vertical tiene un valor medio de $86,46 \text{ m}^2/\text{s}^4$ en el viaje Alicante-Alicante1, y $99,25 \text{ m}^2/\text{s}^4$ en el trayecto Alicante-Alicante2. El valor medio de la varianza de las señales del acelerómetro 4 longitudinal se sitúa en $121,49 \text{ m}^2/\text{s}^4$ en el viaje Alicante-Alicante1, y $99,80 \text{ m}^2/\text{s}^4$ en el trayecto Alicante-Alicante2. En las señales medidas en la dirección axial por el acelerómetro 5, las varianzas medias son de $36,41 \text{ m}^2/\text{s}^4$ (Alicante-Alicante1) y $41,56 \text{ m}^2/\text{s}^4$ (Alicante-Alicante2). En lo que respecta a las señales tomadas por el acelerómetro 6 vertical, la varianza promedio del recorrido Alicante-Alicante1 se sitúa en $144,24 \text{ m}^2/\text{s}^4$ y la del trayecto Alicante-Alicante2, en $162,14 \text{ m}^2/\text{s}^4$.

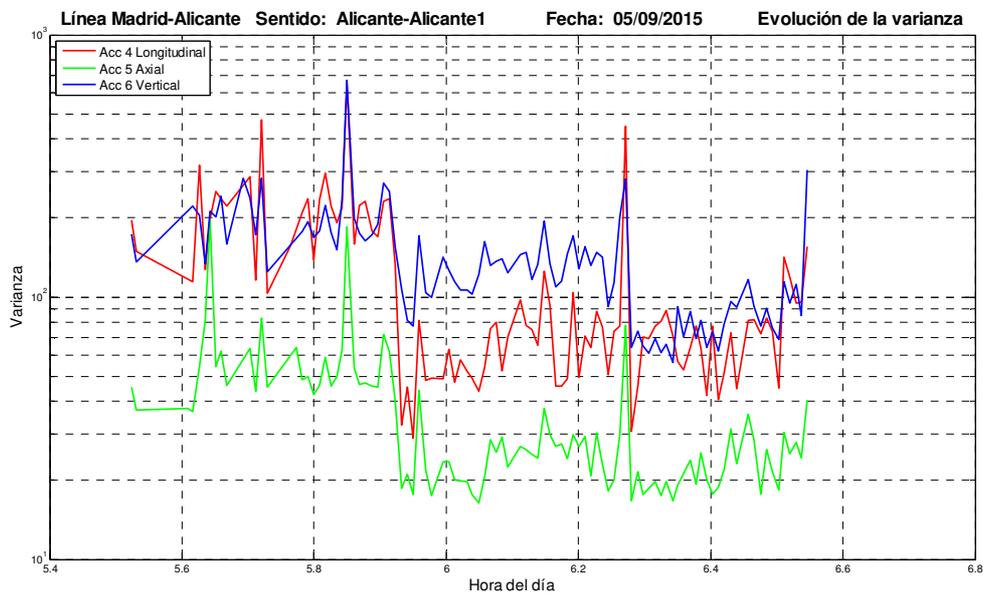


Figura 6.116. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.

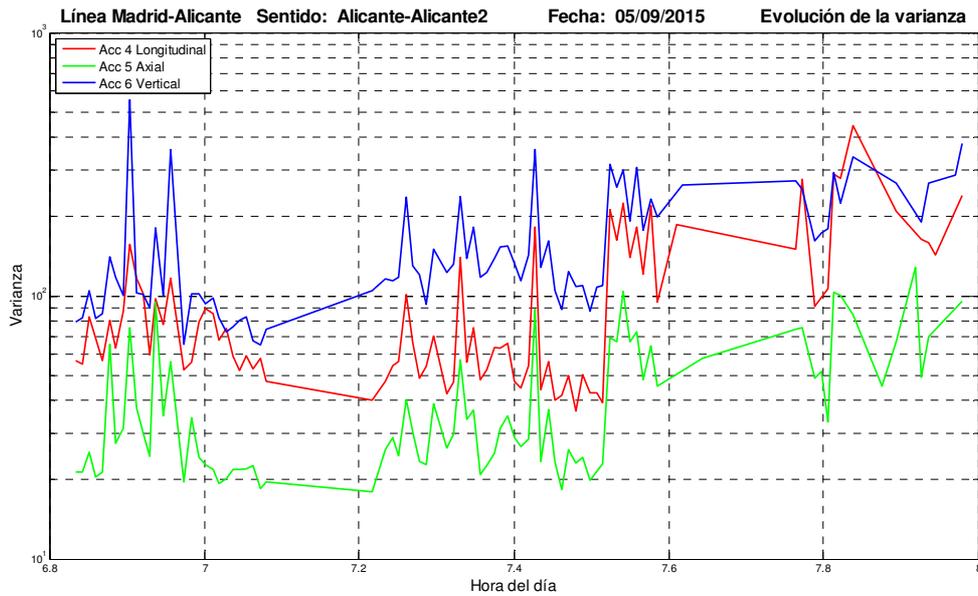


Figura 6.117. Evolución de la varianza de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante2 realizado el 05/09/2015.

En la evolución de la kurtosis de las señales del acelerómetro 3 vertical (ver Figura 6.118 y Figura 6.119) se aprecia un comportamiento bastante caótico, sin ninguna tendencia visible en los valores de la kurtosis. De todos modos, casi todas las señales presentan un valor de kurtosis superior a 3, indicando que son distribuciones leptocúrticas.

En lo que respecta a la kurtosis de las señales temporales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical (ver Figura 6.120 y Figura 6.121), desaparece la ordenación que existía en el valor eficaz y en la varianza. Los valores de la kurtosis de las señales de los distintos acelerómetros se entremezclan y no se aprecia una tendencia clara. Sin embargo, la kurtosis de casi todas las señales se sitúa por encima de 3, lo cual indica que se trata de distribuciones leptocúrticas.

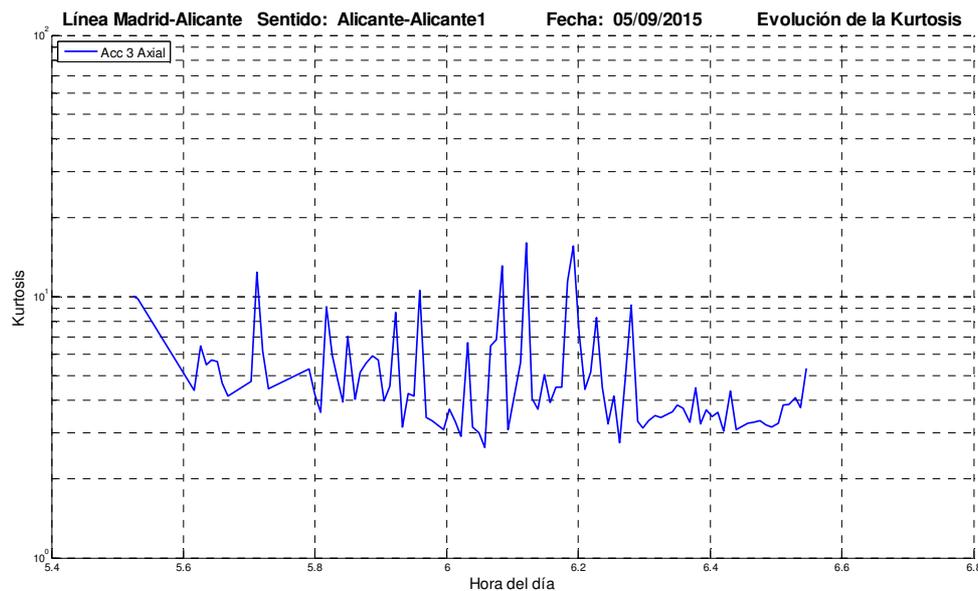


Figura 6.118. Evolución de la kurtosis de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.

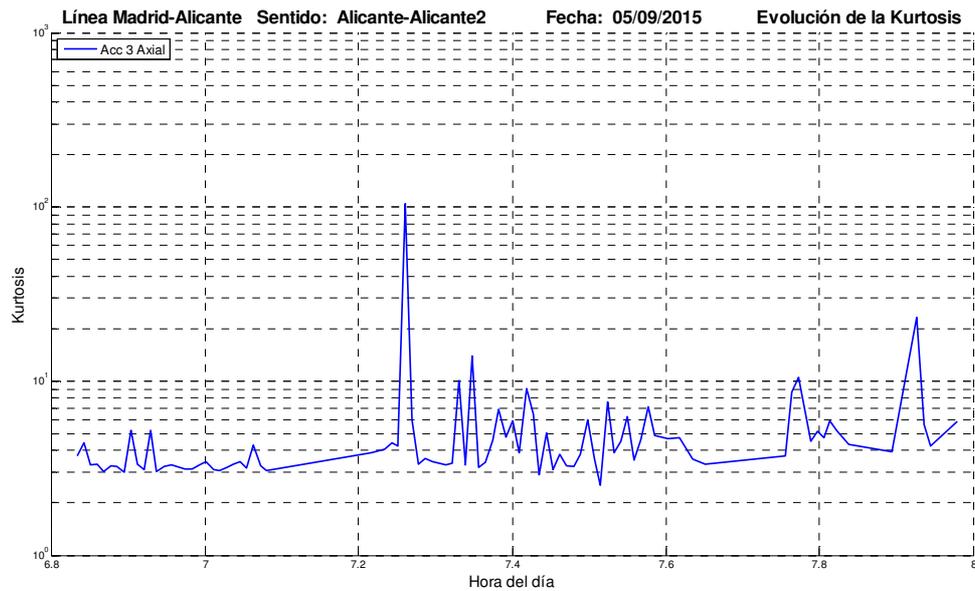


Figura 6.119. Evolución de la kurtosis de las señales del acelerómetro 3 vertical en el viaje Alicante-Alicante2 realizado el 05/09/2015.

La kurtosis media de las señales registradas por el acelerómetro 3 vertical se sitúa en 5,12 en viaje Alicante-Alicante1, y en 5,84 en el trayecto Alicante-Alicante2. El valor medio de la kurtosis de las señales del acelerómetro 4 longitudinal se sitúa en 4,90 en el viaje Alicante-Alicante1, y 5,64 en el trayecto Alicante-Alicante2. En las señales medidas en la dirección axial las kurtosis medias son de 5,34 (Alicante-Alicante1) y 5,93 (Alicante-Alicante2). En lo que respecta a las señales tomadas por el acelerómetro 6 vertical, la kurtosis promedio del recorrido Alicante-Alicante1 se sitúa en 4,85 y el del trayecto Alicante-Alicante2, en 5,20.

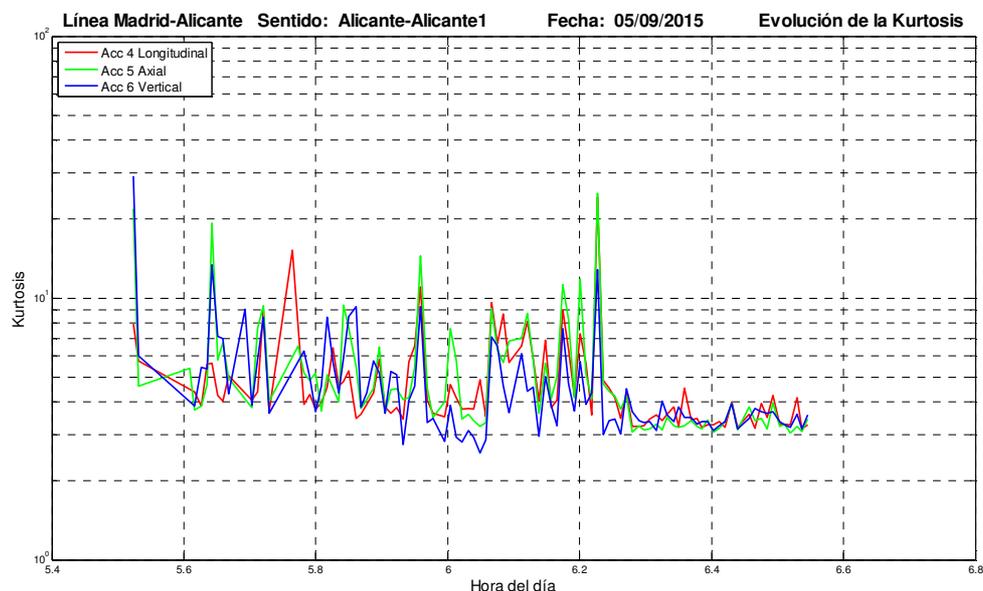


Figura 6.120. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.

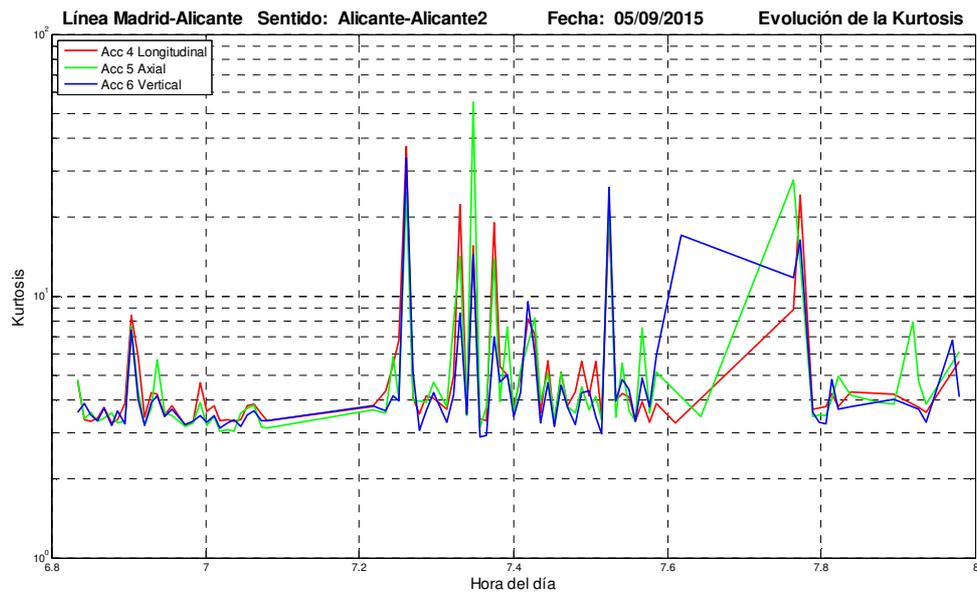


Figura 6.121. Evolución de la kurtosis de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal, 5 axial y 6 vertical en el viaje Alicante-Alicante1 realizado el 05/09/2015.

6.2 Estudio del efecto de estados operativos cambiantes

En este apartado se estudia el efecto de incorporar escenarios de funcionamiento diferentes (componentes mecánicos con estados operativos cambiantes), se particularizará en la influencia del proceso de retorneado de las ruedas en los niveles de vibraciones medidos en las cajas de grasa. La citada operación de mantenimiento se realizó el día 16 de diciembre de 2015, durante una intervención programada en la cual el tren estuvo inmovilizado durante una semana. Las ruedas del eje sensorizado entraron al foso de torno con un diámetro aproximado de 903 mm y salieron, después del reperfilado, con un diámetro nominal de 900,14 mm.

De acuerdo con la literatura técnica [132], el ligero reperfilado realizado se enmarca dentro de la estrategia de reperfilado económico, el cual busca prolongar la vida del eje montado y reducir los costes de reparación.

Con el objetivo de disponer de suficientes datos para este análisis, se extrajeron de la base de datos todos los ficheros de vibración disponibles desde el 29 de noviembre de 2015 hasta el 16 de enero de 2016. Además, se establecieron tres estados operativos que serán los que se tomarán como objeto de análisis:

- Estado B (*Before*). Comprende todos los datos registrados en fechas anteriores al retorneado de la ruedas realizado 16 de diciembre de 2015.
- Estado A (*After*). Comprende el primer día en el que el tren realiza viajes tras el ligero reperfilado de las ruedas. De acuerdo con los registros de vibración disponibles, el estado A se establece el día 22 de diciembre de 2015.
- Estado L (*Later*). Comprende todos los datos de vibración registrados en fechas posteriores al estado A.

La rama monitorizada realizó viajes en las dos líneas de alta velocidad habituales (Madrid-Sevilla y Madrid-Alicante) durante el periodo estudiado. Gracias a este hecho, se analiza el comportamiento vibratorio experimentado por el eje tras el retorneado en diferentes condiciones de vía y velocidad.

En la Tabla 6.17 se recopilan de forma ordenada las características de todos los viajes analizados en este apartado. El número total de trayectos estudiados asciende a 34.

Tabla 6.17. Resumen de viajes analizados en el estudio de la influencia del retorneado de las ruedas.

Línea	Sentido	Tramo	Velocidad media	Acelerómetros	Viajes realizados
Madrid-Sevilla	Sevilla	Parla-Ciudad Real	270 km/h	Acc3 vertical Acc4 longitudinal Acc5 axial Acc6 vertical	8
Madrid-Sevilla	Madrid	Ciudad Real- Parla	270 km/h	Acc3 vertical Acc4 longitudinal Acc5 axial Acc6 vertical	9
Madrid-Alicante	Madrid	Albacete-Cuenca	300 km/h	Acc3 vertical Acc4 longitudinal Acc5 axial Acc6 vertical	8
Madrid-Alicante	Alicante	Cuenca-Albacete	300 km/h	Acc3 vertical Acc4 longitudinal Acc5 axial Acc6 vertical	9

Para el tratamiento y análisis de los datos de vibración se aplican varias de las técnicas descritas en el Capítulo 4 Metodología: PSD, MLA, RGCE, CBF y EMD.

En lo que respecta a la PSD, se ha calculado la potencia del espectro promedio de cada viaje en días concretos, lo más próximos posible a la operación de retorneado.

También se ha aplicado la descomposición en bandas o MLA de los espectros de potencia sobre todos los viajes realizados en periodo de estudio en cada una de las dos líneas. A partir de estos resultados se han computado las tendencias de las potencias promedio antes, inmediatamente después y después del retorneado.

Adicionalmente, se ha realizado la descomposición de las señales vibratorias aplicando la técnica EMD. Posteriormente, se ha calculado la PSD de cada uno de los IMF obtenidos. A partir de estos datos, se han computado las tendencias de las potencias promedio de los IMF de cada trayecto realizado.

Para llevar a cabo estos análisis se han procesado 16.150 ficheros, de los cuales se han analizado 2.068 ficheros de vibraciones (1.206 ficheros de vibraciones en los trayectos entre Madrid y Sevilla, y 862 ficheros de vibraciones en los viajes entre Madrid y Alicante).

6.2.1. Estudio en la línea Madrid-Sevilla a 270 km/h

Se han extraído de la base de datos todos los ficheros de vibraciones con fechas comprendidas entre el 29 de noviembre de 2015 y el 15 de enero de 2016. De dichos ficheros se han analizado todos los viajes disponibles que realizó la rama monitorizada en la línea de alta velocidad Madrid-Sevilla, resultando un total de 17 viajes. Estos trayectos, en ambas direcciones, tuvieron lugar los días 4, 5, 6, 11 y 22 de diciembre de 2015 y 13 y 14 de enero de 2016.

Análisis mediante PSD

El análisis detallado de los espectros de densidad de potencia se ha realizado en tres días concretos: el 11 de diciembre de 2015 (último día antes del retorneado), el 22 de diciembre de 2015 (primer día disponible después del retorneado) y el 13 de enero de 2016. Se ha seleccionado y analizado un viaje (siempre el mismo sentido Madrid-Sevilla) de cada uno de estos días.

Se han calculado los espectros de densidad de potencia promediados de cada día y acelerómetro analizado. La representación de los espectros se realiza por parejas con el fin de facilitar la comparación entre los estados de servicio establecidos. En general, los espectros presentan las mismas características que se han descrito en el apartado 0.

Respecto al acelerómetro 3 vertical, en la Figura 6.122 se aprecia una significativa reducción de los valores de amplitud de los picos dominantes del espectro (localizados alrededor de 122 Hz y 255 Hz), así como de la zona de alta frecuencia situada por encima de 1500 Hz, entre los estados de servicio B y A.

La Figura 6.123 muestra la comparativa entre los estados de servicio B y L. La situación respecto a los dos picos situados alrededor de 122 Hz y 255 Hz es similar a la anterior entre los estados B y A; sin embargo, la zona de alta frecuencia ha recuperado los valores anteriores al

retorneado y aparece una nueva componente de elevado valor alrededor de la frecuencia de 430 Hz en el estado L.

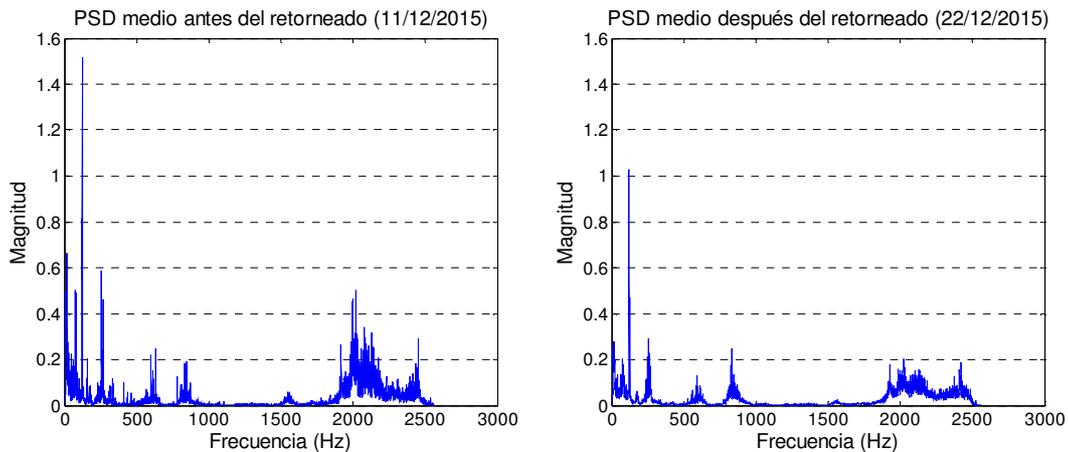


Figura 6.122. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 3 vertical antes (11/12/2015) y después (22/12/2015) del retorneado.

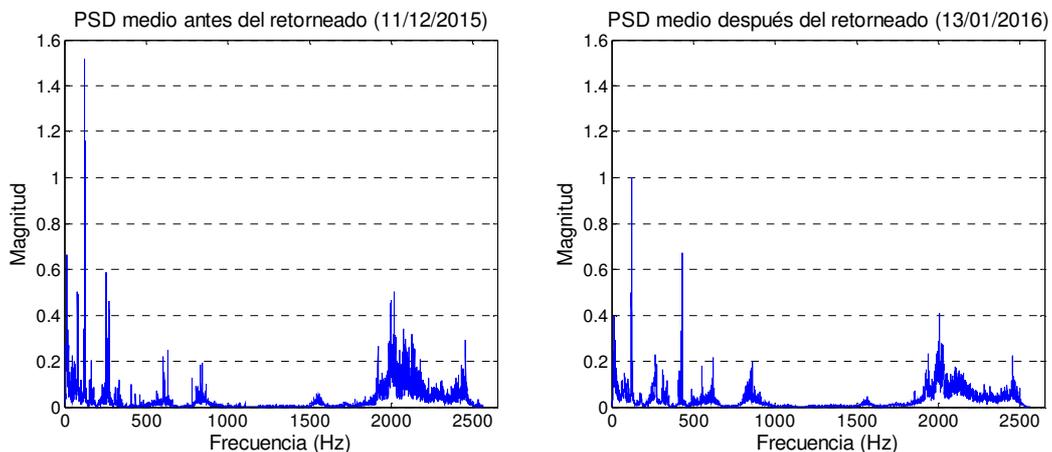


Figura 6.123. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 3 vertical antes (11/12/2015) y después (13/01/2016) del retorneado.

En lo que concierne al acelerómetro 4 longitudinal, no se dispone de datos de vibración del día 22 de diciembre de 2015, por lo que únicamente se realiza la comparativa entre los estados de servicio B y L. En esta ocasión se aprecia una ligera reducción en la amplitud de las componentes más significativas, pero la distribución de densidad de potencia espectral es muy similar en ambos estados (ver Figura 6.124).

Del mismo modo que sucede con el acelerómetro longitudinal 4, tampoco se dispone de registros de vibración del acelerómetro axial 5 el día 22 de diciembre de 2015. En este caso, los espectros de potencia de los estados B y L presentan un aspecto muy similar que no permite identificar ninguna variación notable del nivel de potencia. Lo más destacable es un ligero aumento que se percibe en la amplitud de las componentes situadas en la banda entre 800 Hz y 900 Hz.

Los datos registrados por el acelerómetro 6 vertical muestran una reducción significativa de la potencia de todas las componentes entre los estados B y A. Este descenso es especialmente acusado en la componente dominante situada alrededor de 122 Hz, cuya reducción de potencia alcanza el 44% (ver Figura 6.126).

La situación es muy similar si se comparan los espectros de los estados B y L (ver Figura 6.127). De hecho, la reducción de potencia de todas las componentes es ligeramente mayor en este caso, alcanzando la reducción de potencia de la componente dominante el 52%.

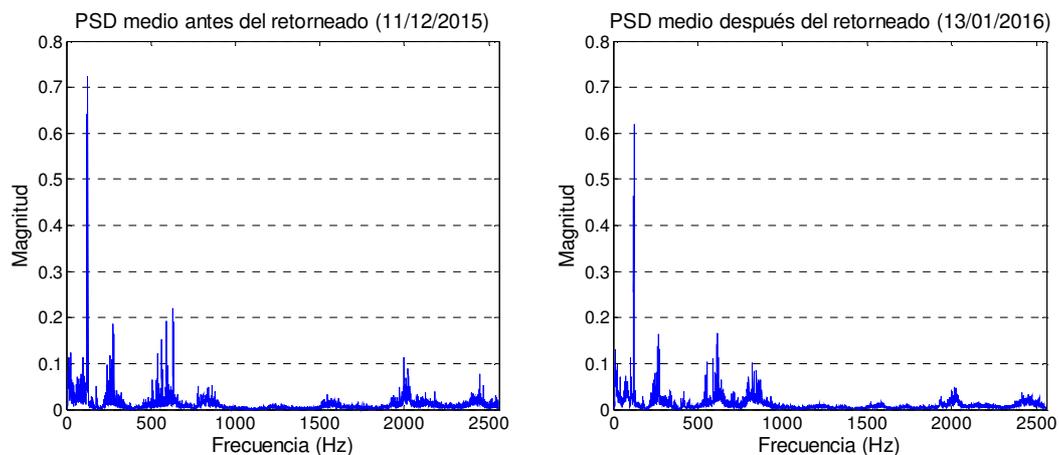


Figura 6.124. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015) y después (13/01/2016) del retorneado.

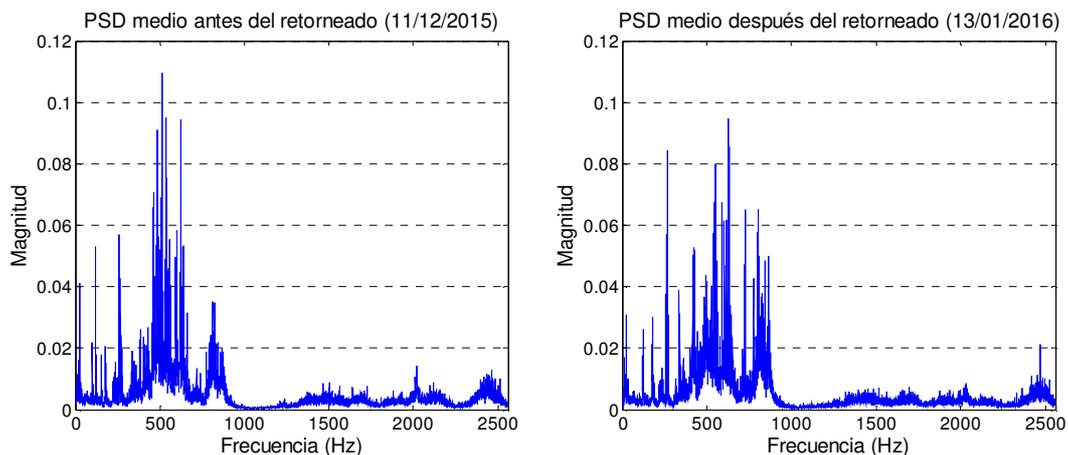


Figura 6.125. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015) y después (13/01/2016) del retorneado.

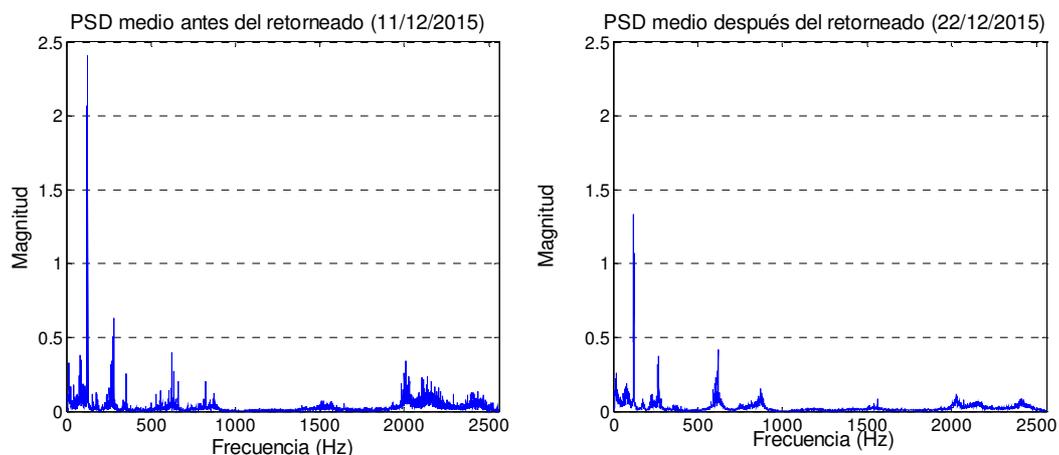


Figura 6.126. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015) y después (22/12/2015) del retorneado.

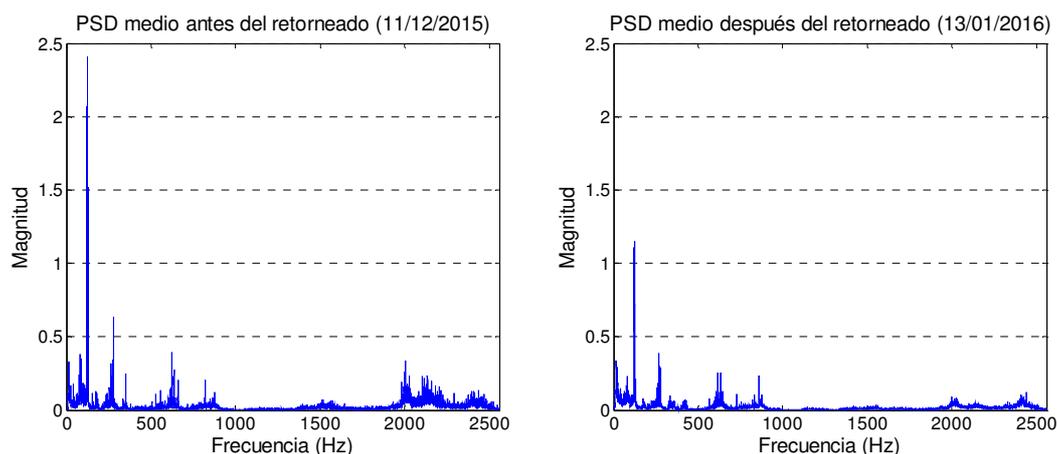


Figura 6.127. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015) y después (13/01/2016) del retorneado.

En la Tabla 6.18 se muestran los valores de potencia total de los espectros promedios de los cuatro acelerómetros disponibles. En los dos acelerómetros verticales se aprecia una ostensible reducción de la potencia (17% en el acelerómetro 3 vertical y 14% en el acelerómetro 6 vertical) justo después del retorneado. Aproximadamente un mes después del retorneado aún es apreciable una reducción de la potencia del 7% en el acelerómetro 3 vertical. Sorprendentemente, en el acelerómetro 6 vertical la potencia de la señal ha disminuido aún más, alcanzando una reducción del 25%.

En lo que respecta a los acelerómetros longitudinal y axial, los primeros datos disponibles son del día 13 de enero de 2016. En este caso no se aprecia ninguna reducción en la potencia total de los espectros: la potencia del acelerómetro 4 permanece estable y la potencia del acelerómetro 5 se incrementa ligeramente (2,5%).

Tabla 6.18. Potencia total de los espectros promedios de los acelerómetros 3, 4, 5 y 6 en tres viajes realizados en la línea Madrid-Sevilla los días 11/12/2015, 22/12/2015 y 13/01/2016.

Acelerómetro	Potencia estado B (11/12/2015)	Potencia estado A (22/12/2015)	Potencia estado L (13/01/2016)
Vertical 3	276,22	229,24 (-17,01%)	255,47 (-7,51%)
Longitudinal 4	100,38	--	100,29 (-0,09%)
Axial 5	40,83	--	41,84 (+2,46%)
Vertical 6	234,15	201,46 (-13,96%)	175,15 (-25,20%)

Los resultados de la Tabla 6.18 confirman lo observado en las representaciones de los espectros de potencia y permiten establecer el valor de potencia espectral como indicador del estado de servicio del eje monitorizado.

Multi-Level Analysis

Los espectros de potencia de todas señales de los trayectos entre Madrid y Sevilla realizados en el periodo de estudio (entre los días 29 de noviembre de 2015 y 16 de enero de 2016) se han descompuesto en bandas o paquetes de energía en función de la frecuencia. El nivel de descomposición abarca desde 2^1 hasta 2^9 niveles, correspondientes a bandas desde 1280 Hz de ancho hasta 5 Hz de ancho.

Las potencias medias de cada viaje se han representado en varios gráficos de barras, cada uno de ellos correspondiente a un nivel de descomposición. Sobre cada barra se superpone la

desviación estándar de las potencias medias calculadas. También se proponen varias curvas de ajuste entre los datos calculados.

En este apartado nos centraremos en analizar los datos correspondientes al nivel de descomposición 2⁴ por presentar un buen compromiso entre la finura del ancho de banda y el número de resultados a analizar.

Las figuras siguientes muestran los gráficos obtenidos para la banda de 320 Hz a 480 Hz para las señales vibratorias de los cuatro acelerómetros analizados. La Figura 6.128 muestra la banda resultante de los datos del acelerómetro 3 vertical; la Figura 6.129, la banda del acelerómetro 4 longitudinal; la Figura 6.130, la banda del acelerómetro 5 axial, y la Figura 6.131, la banda del acelerómetro 6 vertical.

Como se puede observar en las figuras, los valores de potencia de la banda varían significativamente, no sólo entre días diferentes, sino entre viajes realizados el mismo día e, incluso, dentro del mismo viaje, como atestiguan los elevados valores de las desviaciones típicas.

De cualquier modo, tanto en la Figura 6.128 como en la Figura 6.131 (correspondientes a los acelerómetros verticales 3 y 6, respectivamente) se aprecia una ligera disminución de la potencia en la banda analizada el día 11 de diciembre de 2015. Esta reducción del nivel de potencia es notablemente mayor (particularmente en la Figura 6.131) tras la operación de retorneado de las ruedas que se realizó el día 16 de diciembre de 2015.

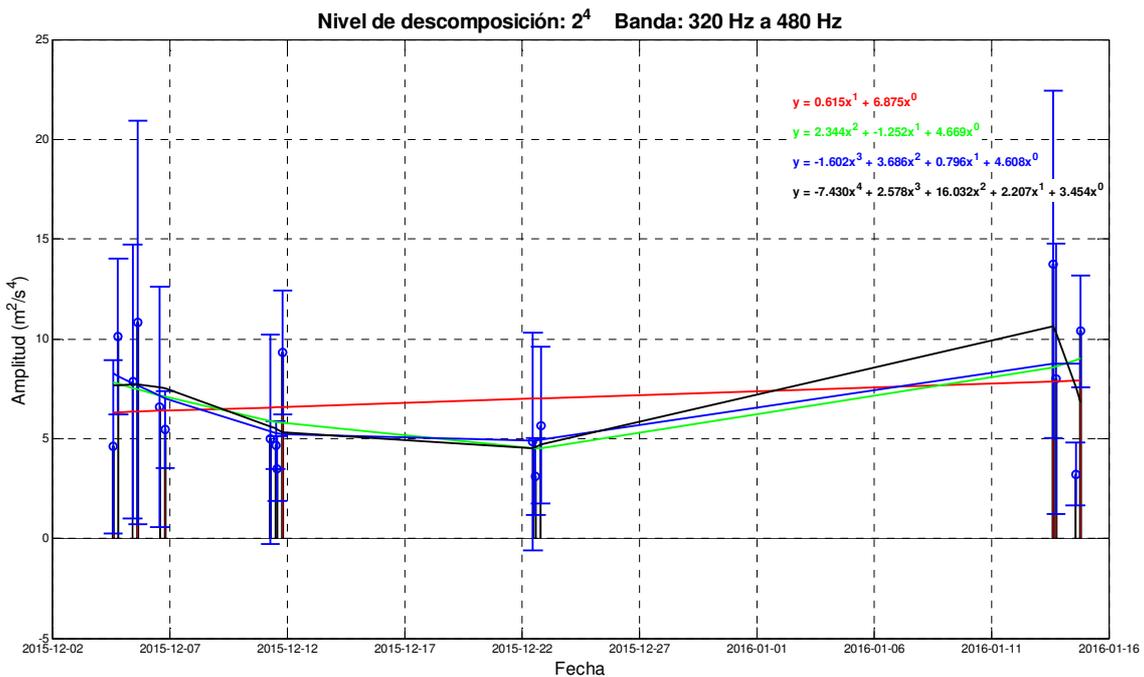


Figura 6.128. Banda de 320 a 480 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Sevilla.

En las bandas de potencia de 320 Hz a 480 Hz de las señales de los acelerómetros 4 longitudinal y 5 axial se aprecia un ligero descenso de la potencia el día 11 de diciembre de 2015, justo antes del reperfilado de las ruedas. En términos generales, la potencia es similar en los primeros y en los últimos días analizados.

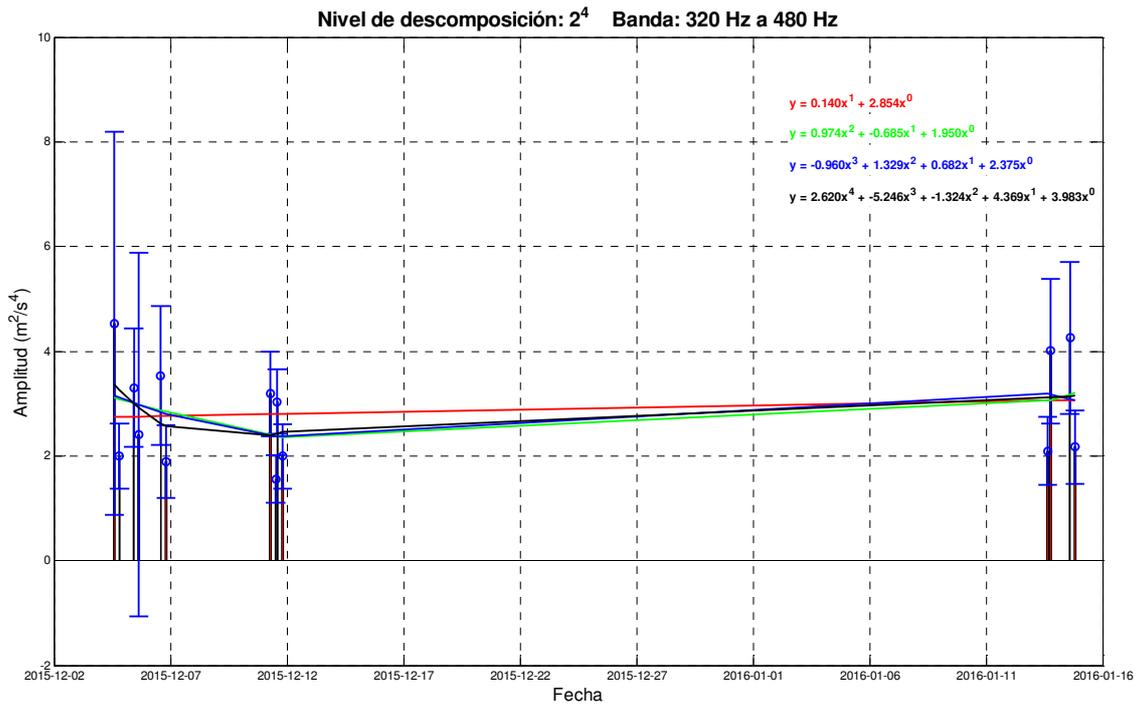


Figura 6.129. Banda de 320 a 480 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro longitudinal 4 en la línea Madrid-Sevilla.

En cuanto a las curvas de ajuste propuestas en los gráficos, la recta dibujada en rojo da una idea general de la variación de potencia en todo el periodo estudiado. La curva polinómica de orden 2, pintada en verde, ajusta razonablemente bien los datos de los acelerómetros 4 y 5 al carecer de datos de vibración el día 22 de diciembre de 2015. Sin embargo, las curvas que mejor se ajustan a los resultados obtenidos de manera general son las polinómicas de orden 3, trazada en azul, y de orden 4, trazada en negro.

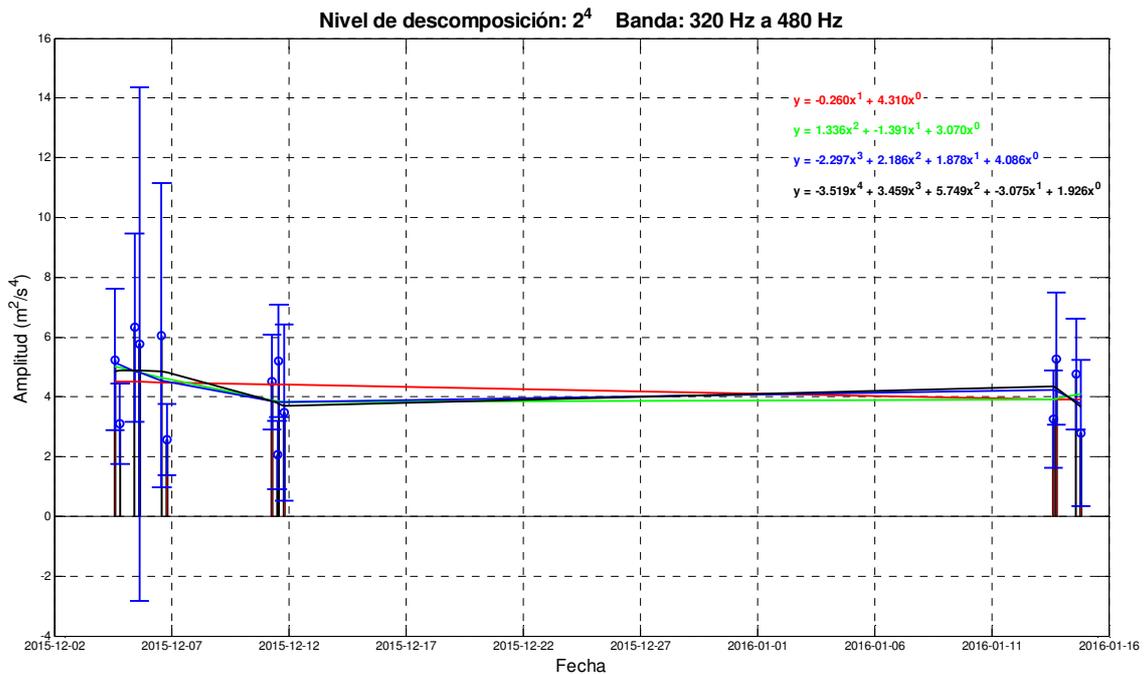


Figura 6.130. Banda de 320 a 480 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro axial 5 en la línea Madrid-Sevilla.

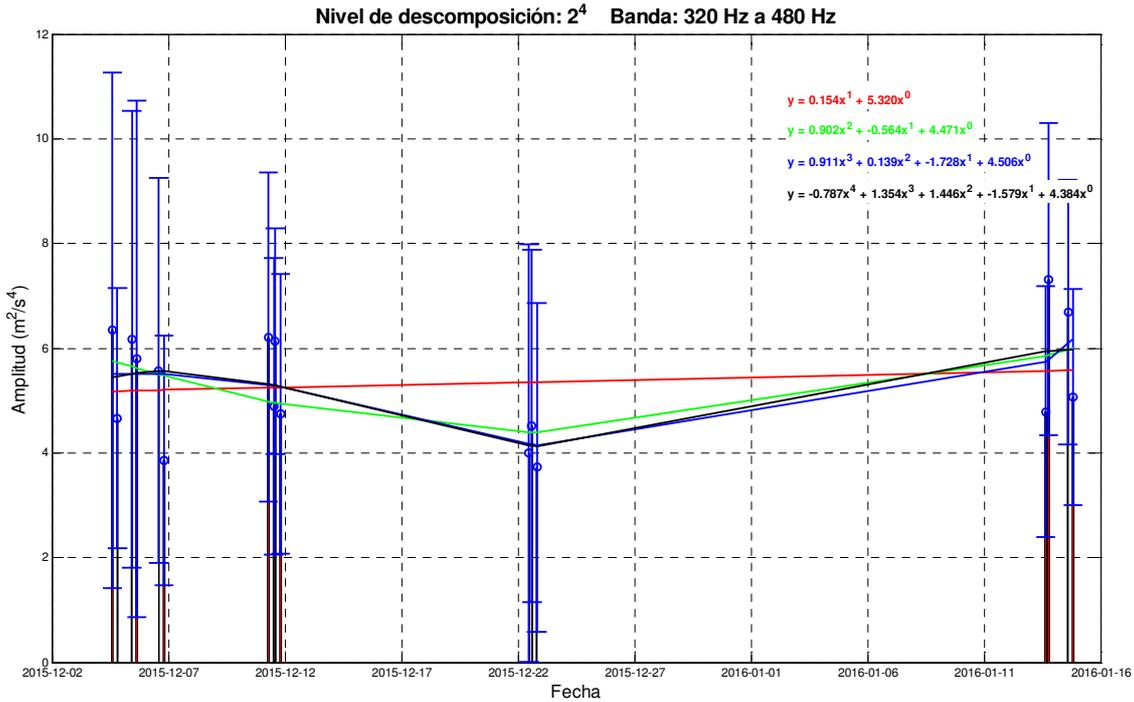


Figura 6.131. Banda de 320 a 480 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro vertical 6 en la línea Madrid-Sevilla.

También se realiza un estudio de las pendientes, correspondientes a las curvas polinómicas de grado 1, para todas las bandas de todos los niveles de descomposición. Se establecen unos valores límites según la ecuaciones (4.19), (4.20), (4.21) y (4.22), prestando especial atención a aquellas bandas cuya pendiente supera los umbrales fijados. En la misma figura se representa el coeficiente de correlación R² para cada banda.

Los límites del umbral L_1 se trazan con dos líneas discontinuas de color rojo, una con valores positivos y la otra con valores negativos. Los límites del umbral L_2 se trazan con dos líneas discontinuas de color verde, también con signos positivo y negativo. Los límites de los umbrales L_P y L_N se trazan con sendas líneas discontinuas de color magenta, cada una de ellas con su signo correspondiente: el umbral de las pendientes positivas L_P , positivo, y el umbral de las pendientes negativas L_N , negativo.

$$L_1 = \pm \frac{\left| \sum_1^{n_p} m_p \right| + \left| \sum_1^{n_n} m_n \right|}{2^k} \tag{6.7}$$

$$L_2 = \pm \frac{\left| \frac{\sum_1^{n_p} m_p}{n_p} \right| + \left| \frac{\sum_1^{n_n} m_n}{n_n} \right|}{2} \tag{6.8}$$

$$L_P = \frac{\sum_1^{n_p} m_p}{n_p} \tag{6.9}$$

$$L_N = \frac{\sum_1^{n_n} m_n}{n_n} \tag{6.10}$$

Las pendientes y coeficientes de correlación R^2 obtenidos a partir de los datos de vibración registrados por los cuatro acelerómetros analizados se muestran a continuación. La Figura 6.132 ilustra las pendientes de las rectas de ajuste y los coeficientes de correlación de las bandas de las medidas de vibración del acelerómetro 3 vertical. La Figura 6.133 muestra esa misma información referida a los datos tomados por el acelerómetro 4 longitudinal. La Figura 6.134 hace referencia a los datos del acelerómetro 5 axial, y la Figura 6.135, al acelerómetro 6 vertical.

De acuerdo con la Figura 6.132, las pendientes de las bandas de las señales registradas por el acelerómetro 3 vertical que sobrepasan los umbrales más restrictivos son las bandas de 0-160 Hz, 320-480 Hz, 480-640 Hz, 800-960 Hz, 1920-2080 Hz, 2080-2240 Hz y 2240-2400 Hz. Por tanto, a estas siete bandas es a las que habría que prestar especial atención para identificar el estado de funcionamiento del componente analizado.

Según la Figura 6.133 las pendientes de las bandas de las señales tomadas por el acelerómetro 4 longitudinal que sobrepasan los umbrales más restrictivos son las de 0-160 Hz, 480-640 Hz, 800-960 Hz, 1440-1600 Hz, 1600-1760 Hz, 1920-2080 Hz, 2080-2240 Hz, 2240-2400 Hz y 2400-2560 Hz. Por tanto, a estas diez bandas es a las que habría que prestar especial atención para identificar el estado de funcionamiento del componente analizado.

En la Figura 6.134 se muestran las pendientes y coeficientes de correlación de las señales de vibración recogidas por el acelerómetro 5 axial. En esta ocasión, las bandas que superan los umbrales y, por consiguiente, objeto de una observación más detallada, son las siete bandas de 320-480 Hz, 480-640 Hz, 640-800 Hz, 800-960 Hz, 1920-2080 Hz, 2080-2240 Hz y 2240-2400 Hz.

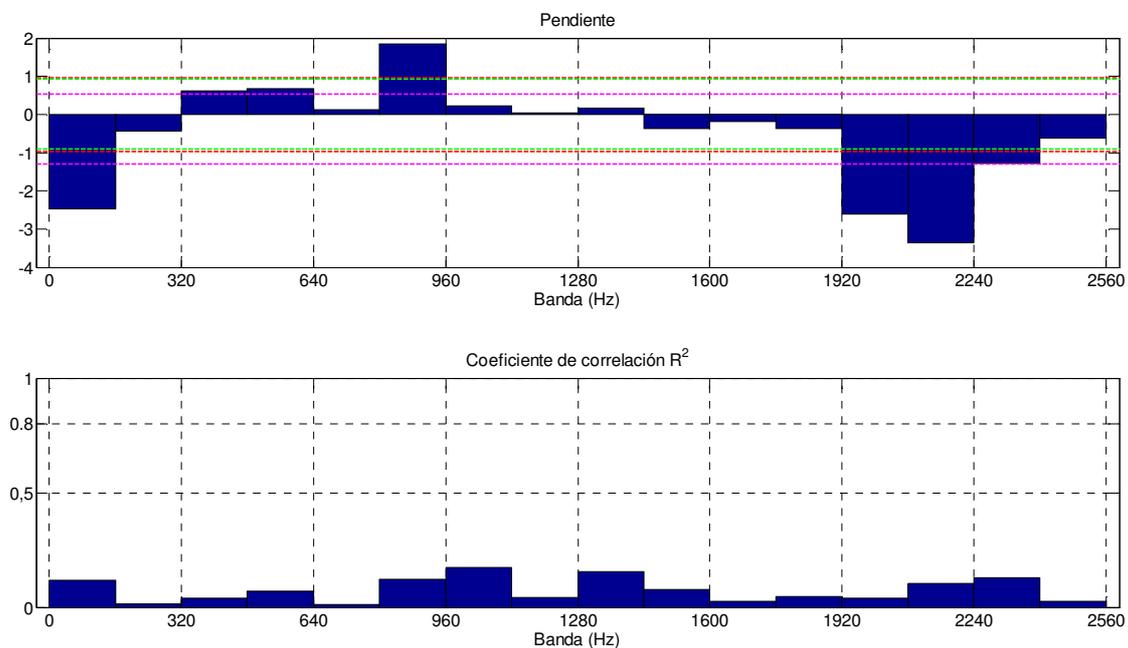


Figura 6.132. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2^4 para las medidas registradas por el acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Sevilla.

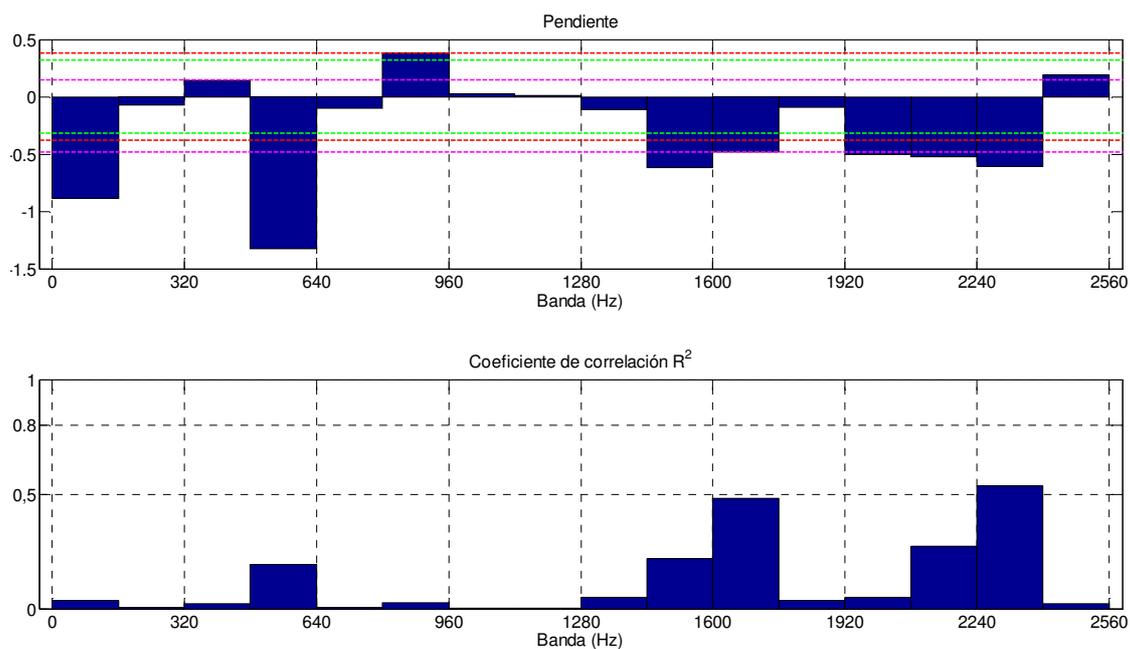


Figura 6.133. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2⁴ para las medidas registradas por el acelerómetro 4 longitudinal en la línea Madrid-Sevilla.

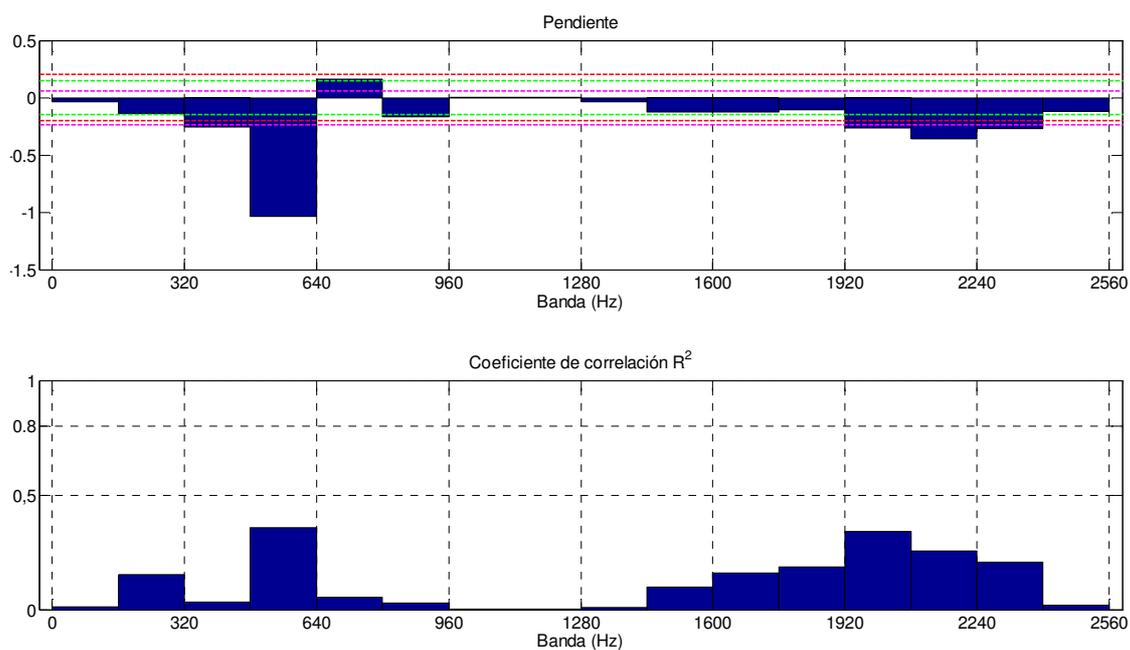


Figura 6.134. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2⁴ para las medidas registradas por el acelerómetro 5 axial en la línea Madrid-Sevilla.

La Figura 6.135 ilustra las pendientes y coeficientes de correlación de las señales registradas por el acelerómetro 6 vertical. Para este caso, la mayoría de las pendientes se sitúan fuera de los límites más restrictivos definidos. Las bandas en las que ocurre este fenómeno son las bandas de 0-160 Hz, 160-320 Hz, 480-640 Hz, 640-800 Hz, 1440-1600 Hz, 1920-2080 Hz, 2080-2240 Hz, 2240-2400 Hz, y 2400-2560 Hz.

Lamentablemente, el hecho de que todas las pendientes tengan un coeficiente de correlación bajo, indica que el ajuste de las mismas a los datos es mejorable y, por tanto, la información extraída de este método puede ser confusa.

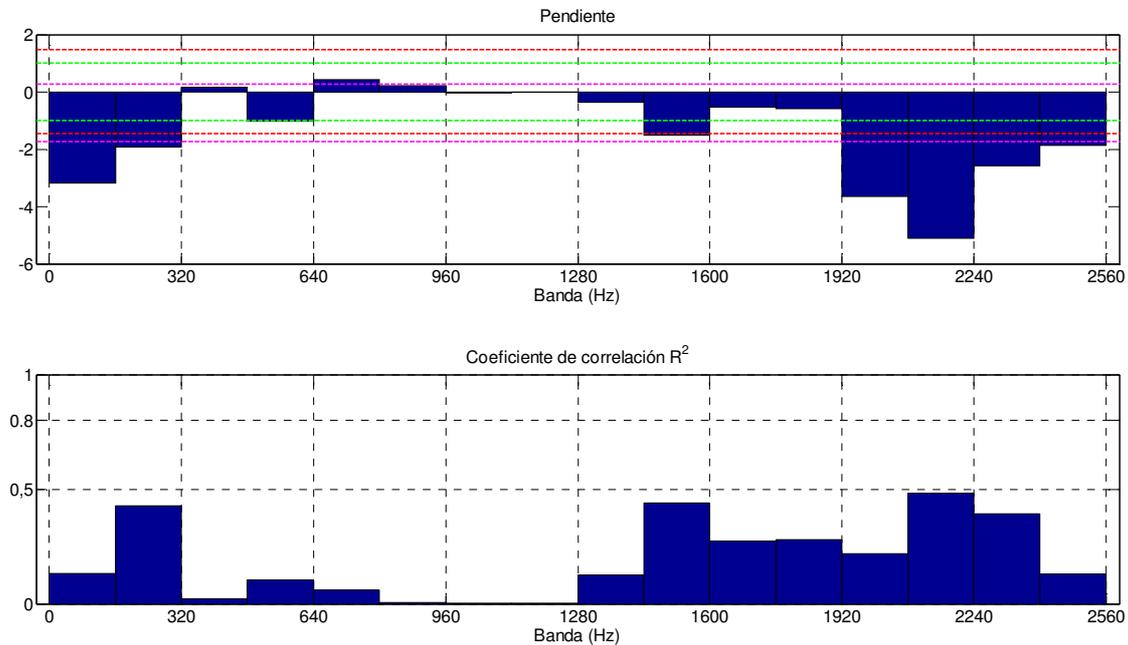


Figura 6.135. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2^4 para las medidas registradas por el acelerómetro 6 vertical en la línea Madrid-Sevilla.

Adicionalmente, y como método para condensar toda la información anterior, se han representado en una misma figura las tendencias de las potencias promedio de cada banda de las señales vibratorias recogidas por los cuatro acelerómetros analizados. El resultado son los triángulos mostrados en la Figura 6.136 para el acelerómetro 3, la Figura 6.137 para el acelerómetro 4, la Figura 6.138 para el acelerómetro 5 y la Figura 6.139 para el acelerómetro 6.

Los tres puntos marcados con una circunferencia azul en cada gráfica corresponden con uno de los estados de servicio definidos: B (antes del retorneado), A (inmediatamente después del reperfilado) y L (tiempo después del mantenimiento).

El punto situado más a la izquierda corresponde al estado B y es el resultante de la potencia media de cada banda o paquete de los viajes realizados los días 4, 5, 6 y 11 de diciembre de 2015.

El punto situado en la zona central corresponde con el estado A. Resulta del cálculo de la potencia media de las bandas de los viajes realizados el primer día del que se dispone de datos tras el mantenimiento. En los acelerómetros verticales, este punto resume los viajes realizados el 22 de diciembre de 2015. En los acelerómetros longitudinal 4 y axial 5 resume los viajes del día 13 de enero de 2016.

El punto situado más a la derecha compila las potencias medias de las bandas en el estado operativo L. En los acelerómetros verticales representa los días 13 y 14 de enero de 2016, mientras que en los otros dos, únicamente el día 14 de enero de 2016.

Los puntos se han unido siguiendo la “codificación RGB”. Los puntos de los estados B y A se unen con una línea de color rojo; los puntos de los estados A y L, con una línea de color verde, y los estados B y L, con una línea de color azul.

El comportamiento ideal de los triángulos sería un descenso de potencia entre los estados B y A, y un incremento gradual de la misma entre los estados A y L.

En la Figura 6.136 se aprecia que las bandas de potencia de los datos del acelerómetro vertical 3 que siguen este patrón son las bandas de 160-320 Hz, 320-480 Hz, 480-640 Hz, 640-800 Hz, 1440-1600 Hz, 1760-1920 Hz y 2240-2400 Hz. Dado que los primeros modos de vibración de los elementos analizados se sitúan por debajo de los 1400 Hz, las bandas más interesantes para utilizar como indicadores del estado del eje monitorizados son las cuatro comprendidas entre 160 Hz y 800 Hz.

En lo que respecta al acelerómetro 4 longitudinal, cuyas tendencias se representan en la Figura 6.137, son especialmente remarcables las bandas de 0-160 Hz y 1760-1920 Hz. También presentan la forma deseada (descendente-ascendente) las bandas comprendidas entre 1280 Hz y 2400 Hz.

En la Figura 6.138 se muestran los triángulos de tendencia de las bandas resultantes de la descomposición a nivel 2^4 del espectro de las señales tomadas por el acelerómetro 5 axial. En esta ocasión, también parece ser un buen indicador la banda de 0 Hz a 160 Hz, así como todas las bandas a partir de 960 Hz.

La Figura 6.139 ilustra el comportamiento de las bandas de los datos del acelerómetro 6 vertical. En dicha figura se aprecia que las únicas bandas que siguen el comportamiento deseado (descenso y ascenso de la potencia) son las bandas de 320-480 Hz, 960-1120 Hz y 1600-1760 Hz. Sin embargo, otras bandas como la comprendida entre 0 Hz y 160 Hz y todas las situadas por encima de 1280 Hz presentan un acusado descenso de potencia entre los estados B y A que continúa más suavizado entre los estados de servicio A y L.

Puede concluirse que, con carácter general para un nivel de descomposición de 2^4 bandas, se debe prestar atención a las bandas comprendidas entre 0 y 800 Hz para identificar el estado de funcionamiento del eje.

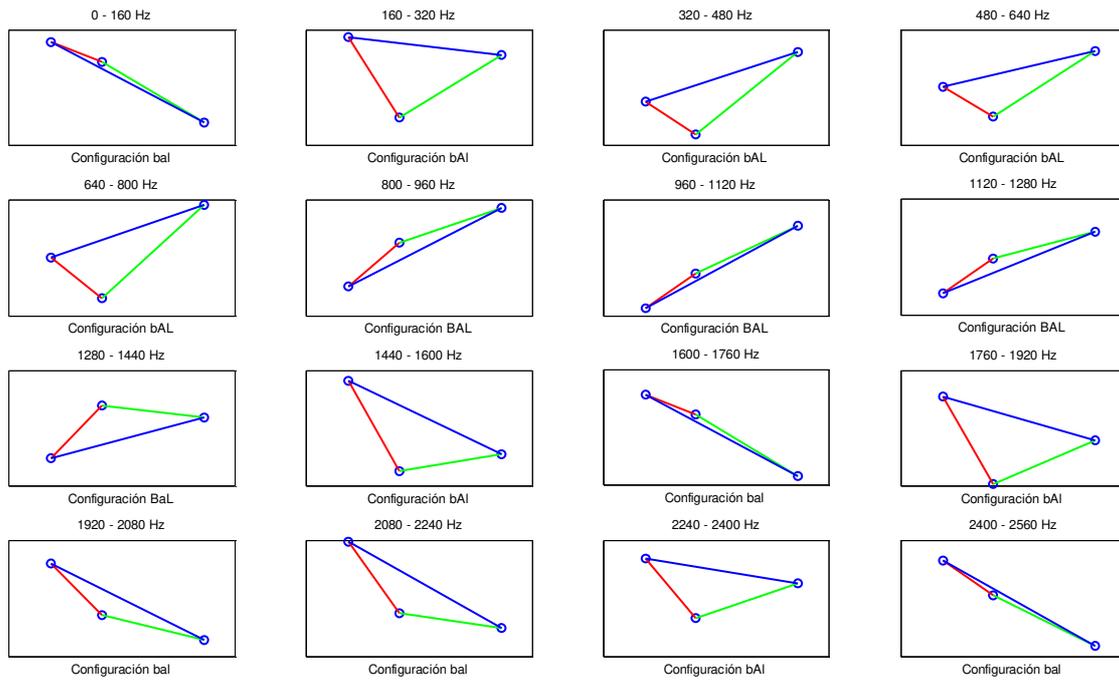


Figura 6.136. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 3 vertical, en la línea Madrid-Sevilla.

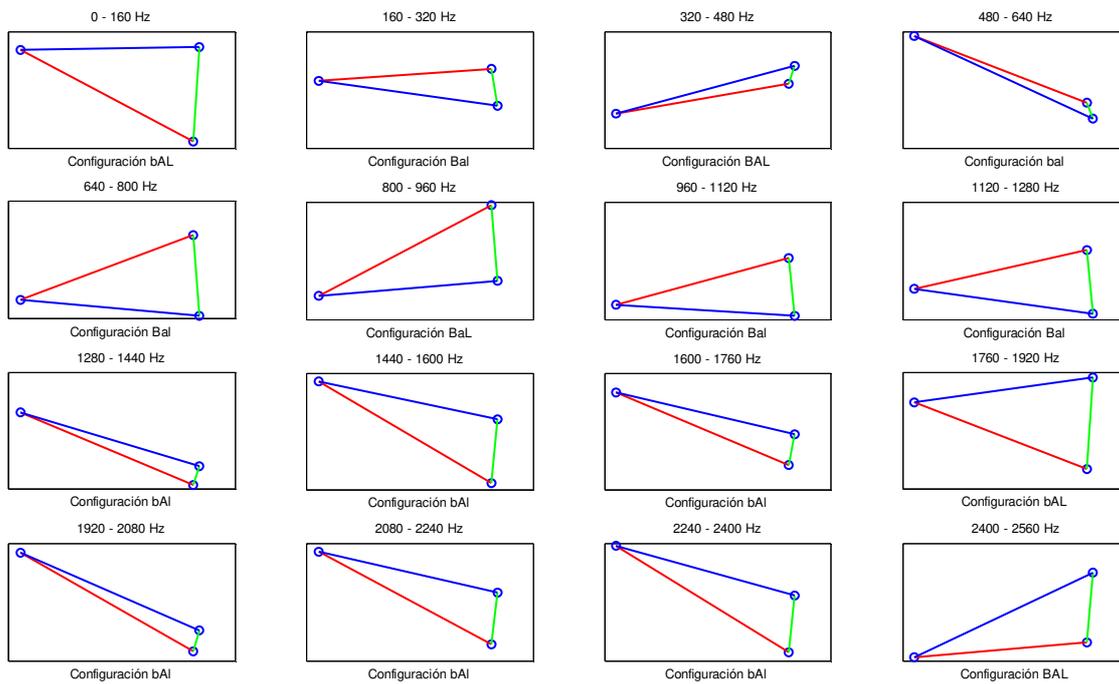


Figura 6.137. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 4 longitudinal, en la línea Madrid-Sevilla.

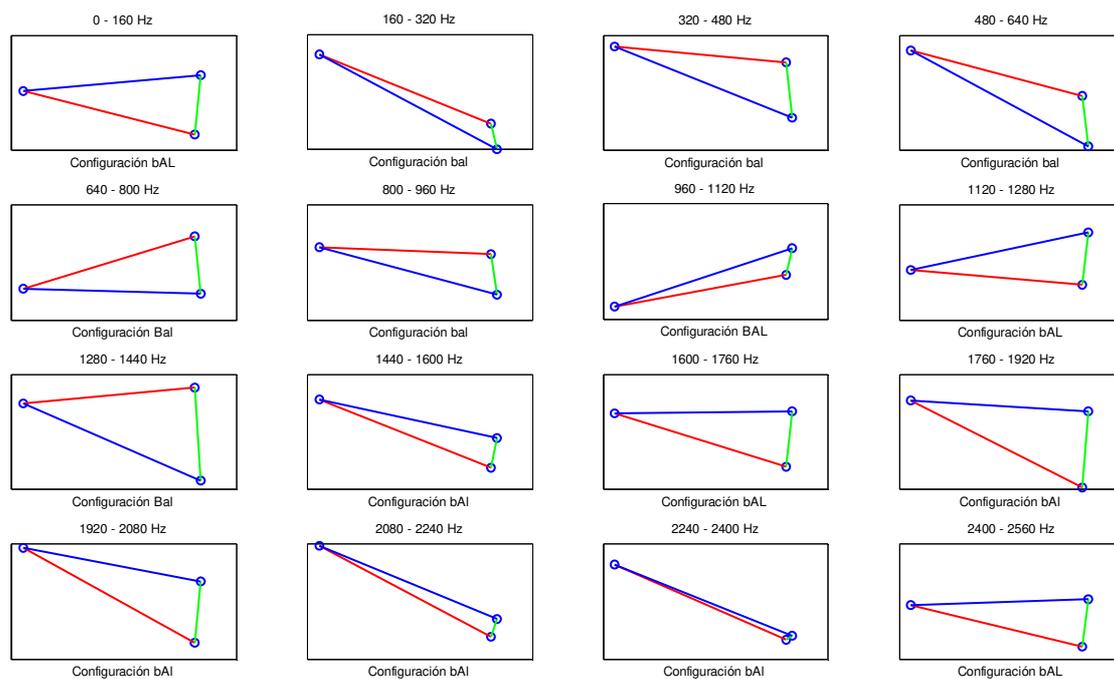


Figura 6.138. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 5 axial, en la línea Madrid-Sevilla.

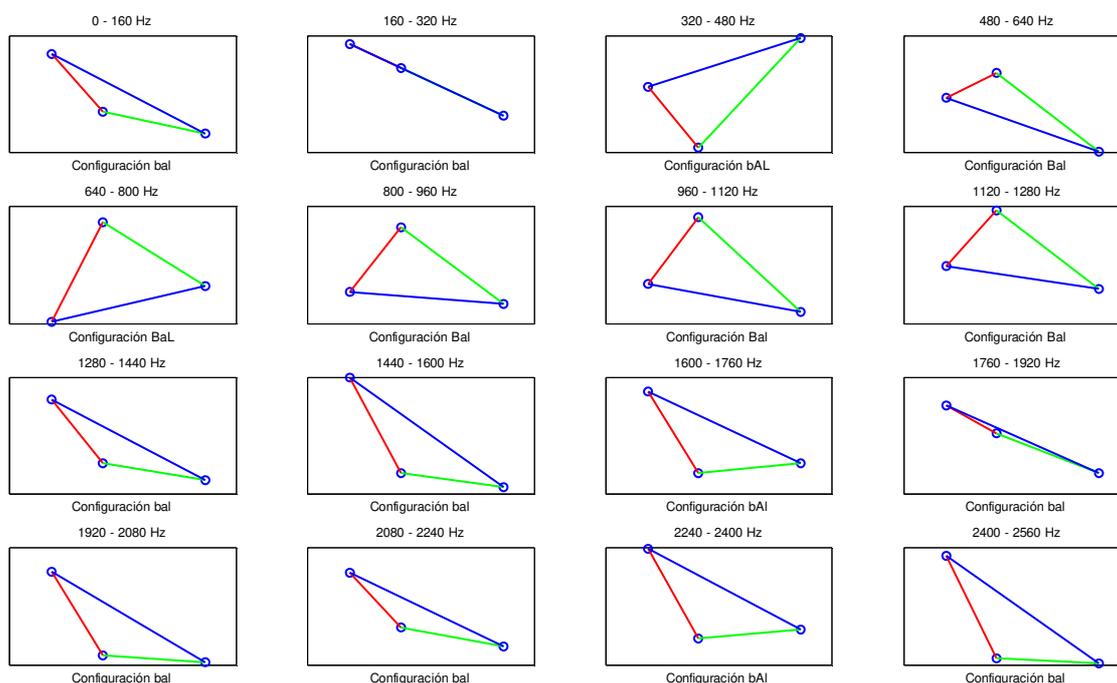


Figura 6.139. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 6 vertical, en la línea Madrid-Sevilla.

Como medida para compilar toda la información extraída de la descomposición en bandas y las configuraciones de los triángulos de tendencia se han desarrollado los mapas de color que se muestran a continuación. A cada configuración posible se le ha asignado un valor numérico según se muestra en la Tabla 6.19. Cada valor numérico es transformado después en un color

específico de acuerdo a la escala situada a la derecha del CBF, correspondiendo los azules a las configuraciones b negativa y los amarillos y rojos a las configuraciones B positiva.

Tabla 6.19. Asignación de valores numéricos a las configuraciones posibles.

Configuraciones b negativa	Configuraciones B positiva
baI=-3	BaI=1
bAl=-2	BAl=2
baL=2	BaL=2
bAL=-1	BAL=3

Conforme a la codificación de colores establecida, las bandas o paquetes de energía pintados de azul corresponden con aquellas bandas en las que se ha reducido la potencia de las señales tras la operación de reperfilado de las ruedas. Por tanto, la potencia de esas bandas del espectro de frecuencia puede ser utilizada como indicador del estado de funcionamiento del eje.

En la Figura 6.140 se muestra el CBF de las señales registradas por el acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Sevilla. Se aprecia cómo varía la configuración de los triángulos de tendencia al elevar el nivel de descomposición. A partir del nivel 3 se observa que los paquetes de energía situados en la banda de frecuencias entre 800 Hz y 1500 Hz, aproximadamente, incrementan su nivel de energía.

También existen numerosas zonas en las que se reduce el nivel de energía de las bandas tras la operación de reperfilado de las ruedas. Estas zonas se sitúan, aproximadamente, entre 400 Hz y 750 Hz, entre 1500 Hz y 1675 Hz, y por encima de 2000 Hz; si bien es cierto que en los niveles de descomposición más elevados existen zonas dentro de estas bandas en las que se incrementa el nivel de energía tras la operación de mantenimiento.

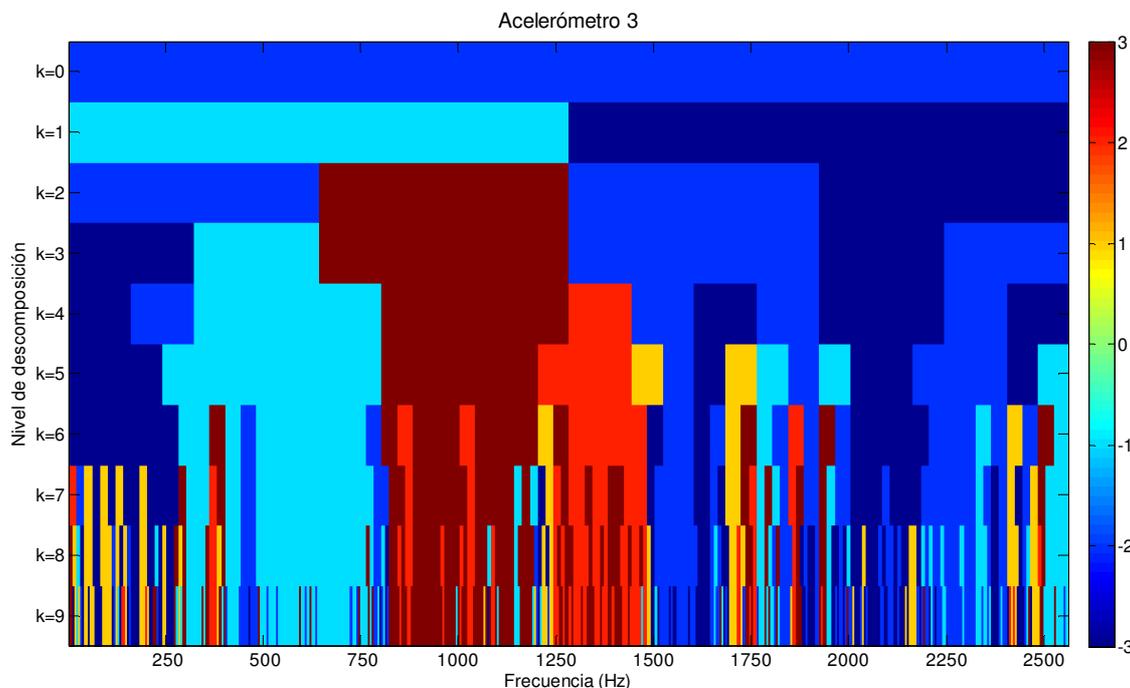


Figura 6.140. CBF de las señales del acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Sevilla.

El CBF de las señales registradas por el acelerómetro 4 (ver Figura 6.141) presenta un comportamiento claramente diferenciado para las frecuencias por debajo y por encima de 1280 Hz. En la mitad superior se observa un descenso generalizado del nivel de energía, con clara predominancia del coeficiente -2, correspondiente a la configuración bA1. Aun así, por encima de 2400 Hz se aprecia una zona en la que se incrementa la energía tras el retorneado, además de algunas pequeñas bandas más dispersas.

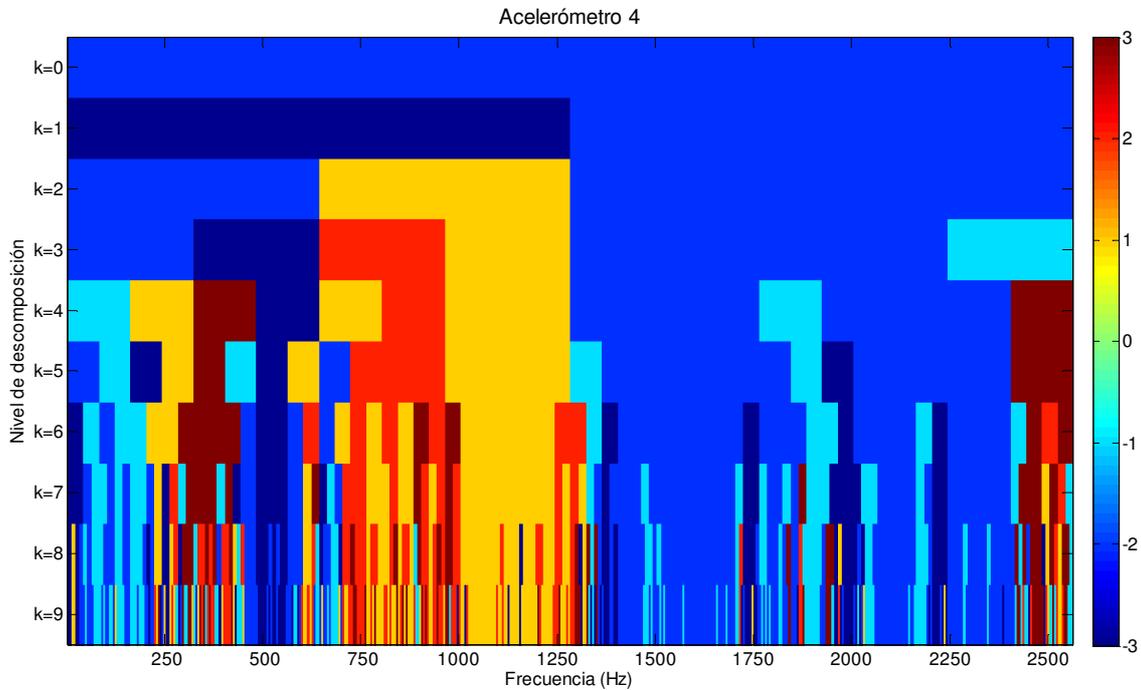


Figura 6.141. CBF de las señales del acelerómetro 4 longitudinal en la línea Madrid-Sevilla.

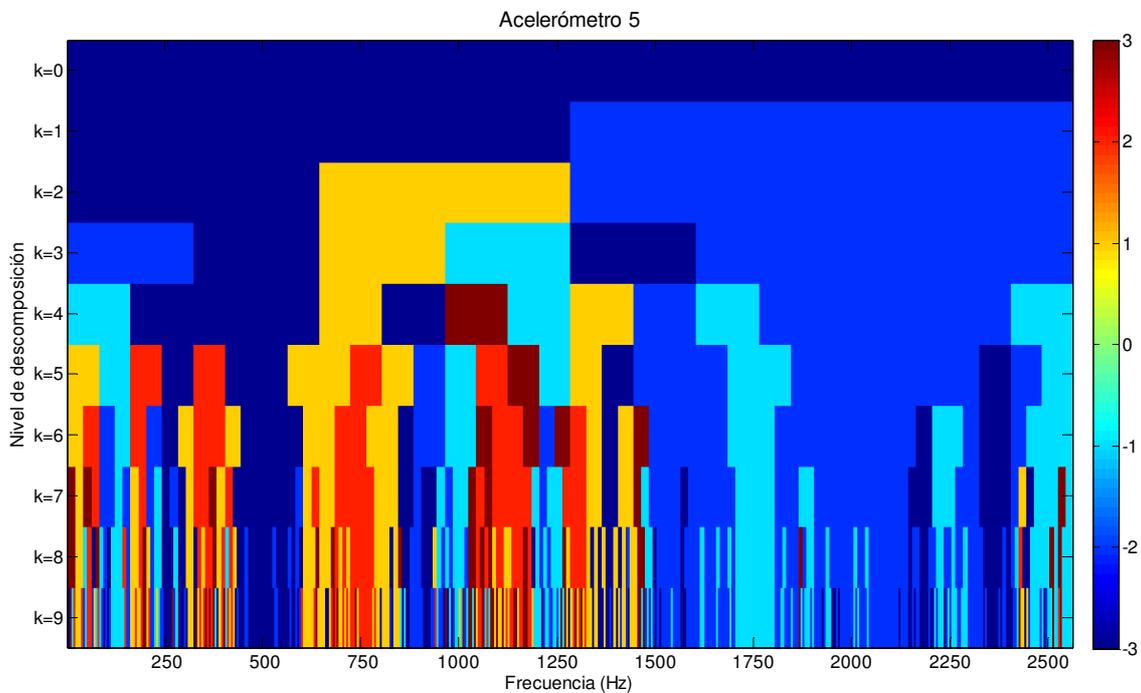


Figura 6.142. CBF de las señales del acelerómetro 5 axial en la línea Madrid-Sevilla.

En la mitad inferior existe una banda situada entre 640 Hz y 1280 Hz en la que se produce un aumento de la energía tras el retorneado, independientemente del nivel de descomposición.

Existen también dos zonas bien definidas en las que se reduce la energía. La primera abarca desde 0 Hz hasta, aproximadamente, 200 Hz, y la segunda se sitúa alrededor de los 500 Hz. Entre ambas se localiza otra zona con coeficientes positivos en la que se intercalan bandas de coeficientes negativos, más frecuentes cuanto mayor es el nivel de descomposición.

El CBF de las señales del acelerómetro 5 (ver Figura 6.142) presenta un notorio dominio de azules, es decir, de disminución de la energía tras el reperfilado, en las bandas situadas por encima de 1450 Hz. En el resto del espectro se alternan zonas de aumento y de reducción de la energía. Por la amplitud del rango de frecuencias destacan especialmente las bandas entre 430 Hz y 600 Hz (reducción) y entre 600 Hz y 850 Hz (incremento).

En lo que respecta al CBF de las señales registradas por el acelerómetro 6 (ver Figura 6.143), se observa una evidente división del espectro en dos mitades. La zona de altas frecuencias está dominada por tonos azules (correspondientes a coeficientes negativos y, por tanto, a reducciones de la energía de las señales). De todos modos, en los niveles de descomposición más elevados se observan algunas bandas que presentan un incremento de la energía tras el retorno.

La zona de bajas frecuencias exhibe una amplia zona (entre 600 Hz y 1300 Hz) teñida de amarillo, indicativo de un incremento en la energía de las señales tras el retorno. Este comportamiento es especialmente acusado entre 675 Hz y 800 Hz. En la zona entre 0 Hz y 600 Hz se alternan bandas de incremento y de reducción de la energía, siendo la más significativa la banda de reducción de la energía situada alrededor de los 500 Hz.

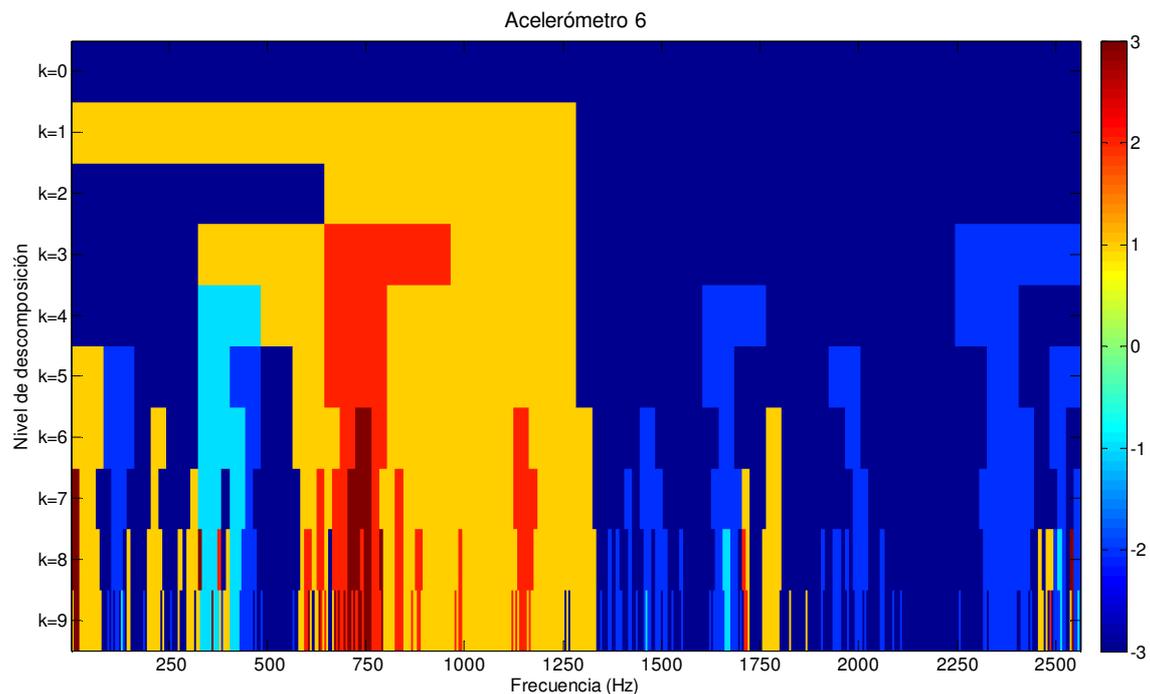


Figura 6.143. CBF de las señales del acelerómetro 6 vertical en la línea Madrid-Sevilla.

Comparando los CBF de las señales vibratorias registradas por los cuatro acelerómetros se observa que las regiones alrededor de los 500 Hz, 1600 Hz y 2100 Hz presentan una en todos los casos una codificación en azules. En los cuatro CBF se han detectado dos zonas en torno a los 400 Hz y a los 1100 Hz que presentan siempre rojas o amarillas. Por tanto, se pueden establecer estas cinco bandas como unos buenos indicadores de la condición del eje.

Análisis mediante EMD

También se ha aplicado la descomposición de la señal en IMF mediante la aplicación de la técnica EMD a las señales vibratorias seleccionadas de los cuatro acelerómetros analizados. El número de IMF extraídos se ha fijado en seis, al considerarse éste un número suficiente para el análisis de los estados de servicio del eje sensorizado.

Posteriormente, se ha calculado y representado la PSD promedio de los seis IMF extraídos de cada señal. Adicionalmente, se ha computado la potencia de cada IMF en los tres estados de servicio definidos.

En general, las zonas de mayor actividad de los espectros de los IMF coinciden razonablemente con las zonas activas del espectro definidas en los análisis preliminares.

En lo que respecta al acelerómetro 3 vertical, se aprecia una cuantiosa disminución de la amplitud en las componentes de todos los IMF, excepto el IMF(2), entre los estados B (ver Figura 6.144) y A (ver Figura 6.145). Esta reducción es muy significativa en las componentes principales de los IMF(1), IMF(4), IMF(5) e IMF(6). En el IMF(2) se aprecia un ligero incremento de la potencia en la zona entre 800 Hz y 900 Hz.

Los espectros promedios de los IMF calculados en el estado operativo L presentan, también, una reducción significativa de sus amplitudes respecto a los valores registrados en el estado B (ver Figura 6.146). De hecho, los espectros de los estados A y L son bastante similares. Sin embargo, se debe destacar la aparición de una componente de gran significación en el IMF(3) localizada alrededor de 430 Hz. Así mismo, se aprecia una mayor actividad del IMF(1), posible indicador de que se están recuperando los niveles de vibración registrados antes de la operación de reperfilado de las ruedas.

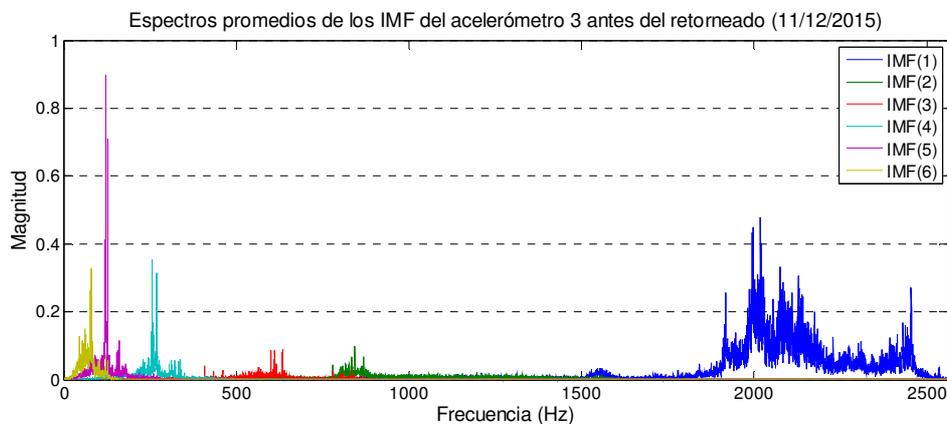


Figura 6.144. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes del retorneado (11/12/2015).

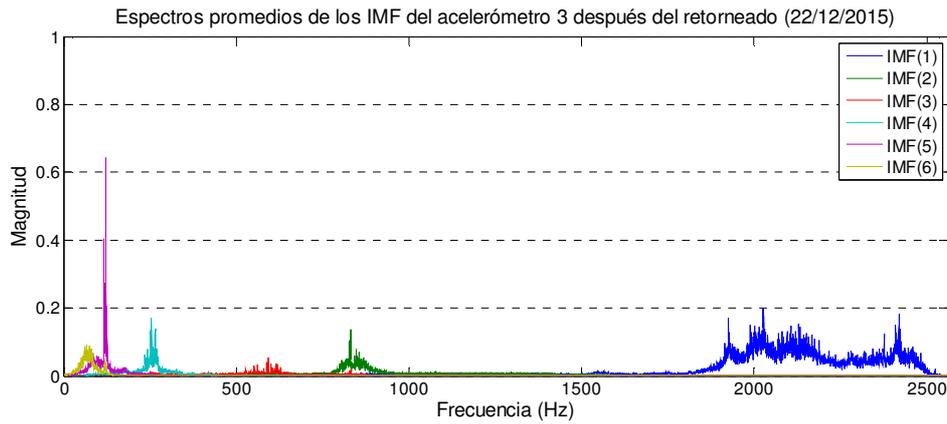


Figura 6.145. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (22/12/2015).

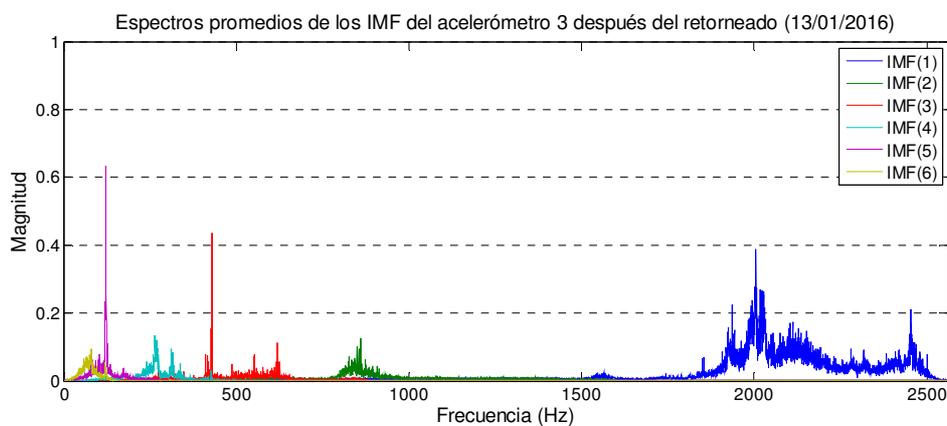


Figura 6.146. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (13/01/2016).

En lo que concierne al acelerómetro 4 longitudinal, la ausencia de datos en el estado A obliga a realizar el análisis comparativo únicamente entre los espectros de los estados B (ver Figura 6.147) y L (ver Figura 6.148). En este caso, se observa una reducción del nivel de potencia de los IMF(1), IMF(3) e IMF(5) tras la operación de mantenimiento. El nivel de vibración de los IMF(4) e IMF(6) es muy similar en ambos estados, mientras que el IMF(2) presenta picos ligeramente superiores tras el retorneado en la zona entre 700 Hz y 1000 Hz.

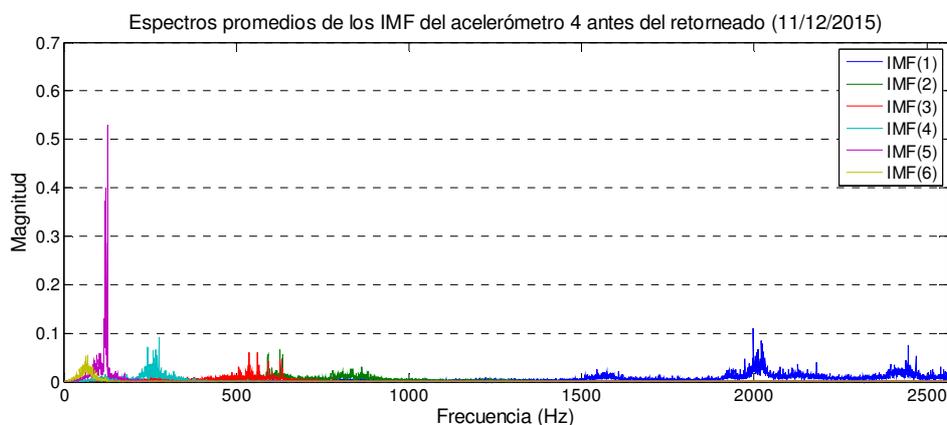


Figura 6.147. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes del retorneado (11/12/2015).

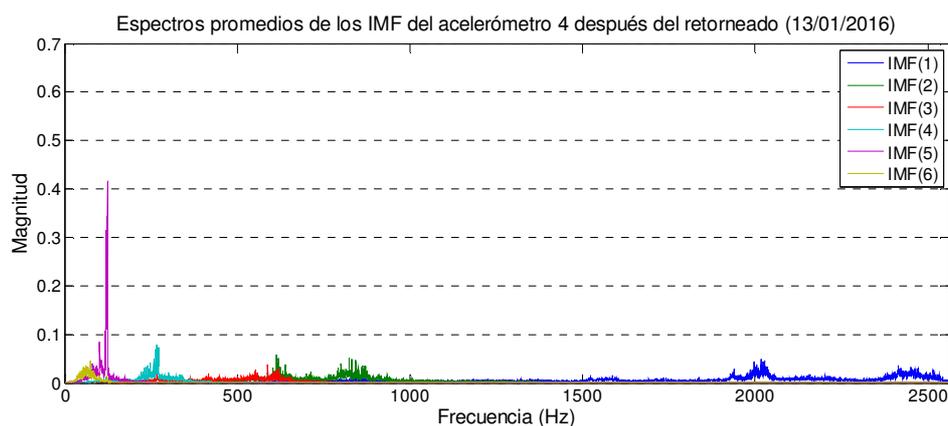


Figura 6.148. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (13/01/2016).

La inexistencia de datos del acelerómetro axial 5 el día 22 de diciembre de 2015 impone la comparación entre los estados de servicio B y L, cuyos espectros de los IMF se han representado en la Figura 6.149 y en la Figura 6.150, respectivamente. En el IMF(5) se aprecia una reducción del nivel de potencia, pero el resto de los IMF presentan un nivel de potencia similar antes y después del proceso de retorneado de las ruedas. Algunas componentes del resto de los IMF experimentan un descenso de su nivel de potencia mientras que otras lo elevan, lo que no permite extraer ninguna conclusión relevante sobre la influencia del mantenimiento realizado en el nivel vibratorio.

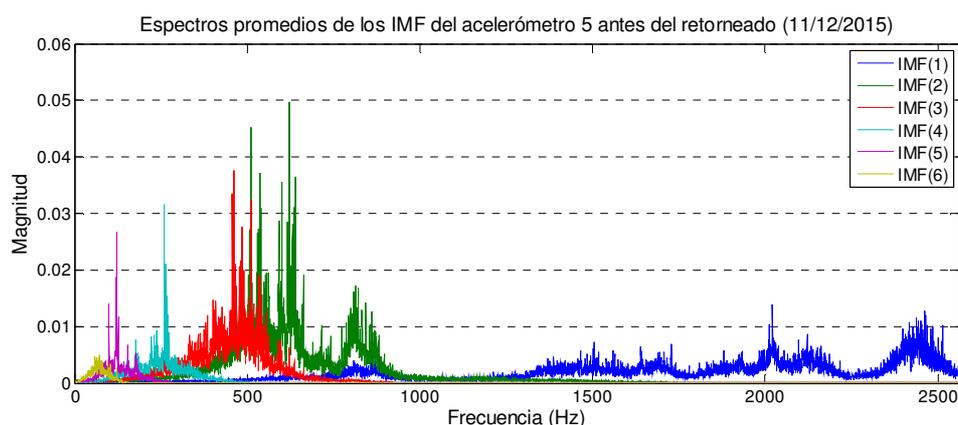


Figura 6.149. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes del retorneado (11/12/2015).

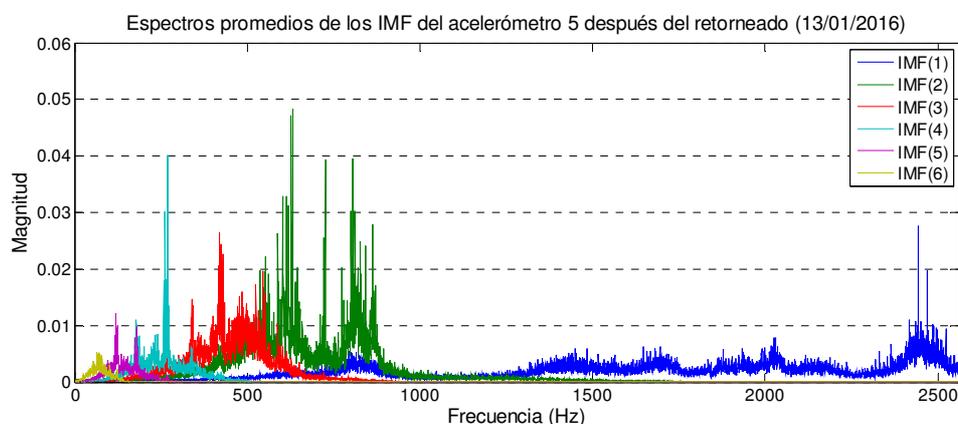


Figura 6.150. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (13/01/2016).

En lo concerniente al acelerómetro 6 vertical, se aprecia una notable reducción de la potencia de todos los IMF entre el estado operativo B (ver Figura 6.151) y el estado A (ver Figura 6.152), especialmente significativa en el IMF(5). Los espectros del estado L (ver Figura 6.153) muestran que la potencia de la componente dominante del IMF(5) se ha reducido aún más hasta alcanzar una reducción del 45%. El resto de los IMF presentan un nivel de vibración similar al observado en el estado A, salvo el IMF(4), el cual ha recuperado casi por completo el nivel de potencia del estado B.

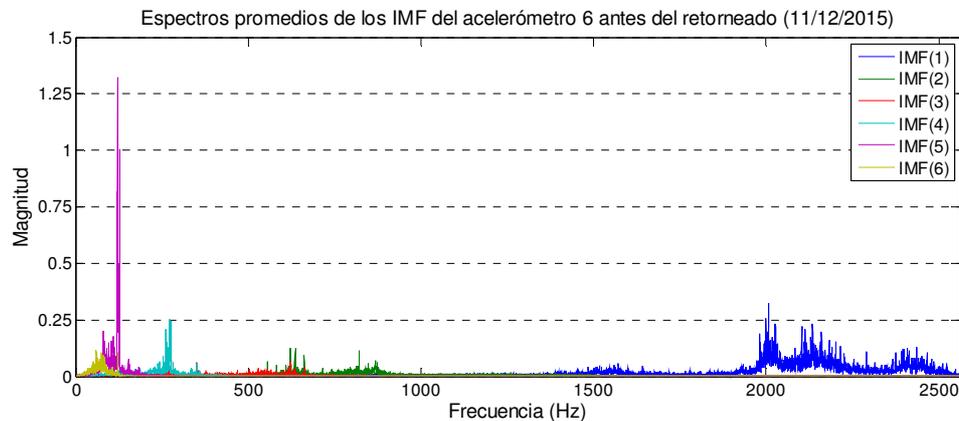


Figura 6.151. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes del retorneado (11/12/2015).

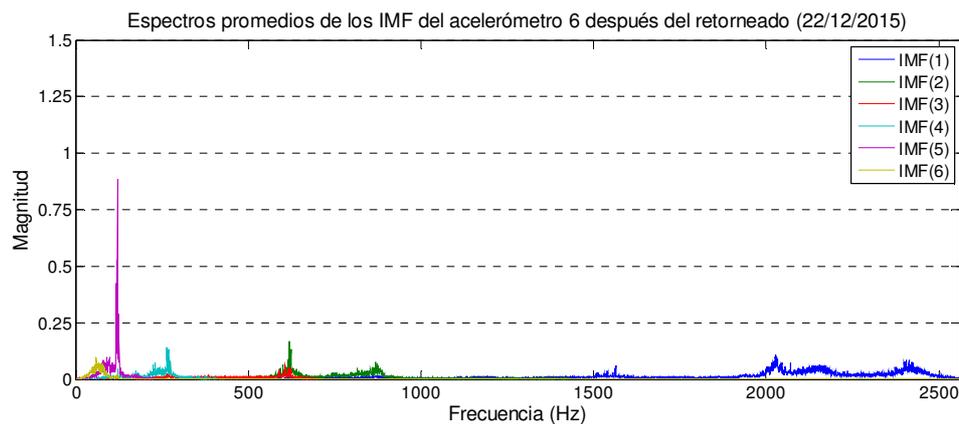


Figura 6.152. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (22/12/2015).

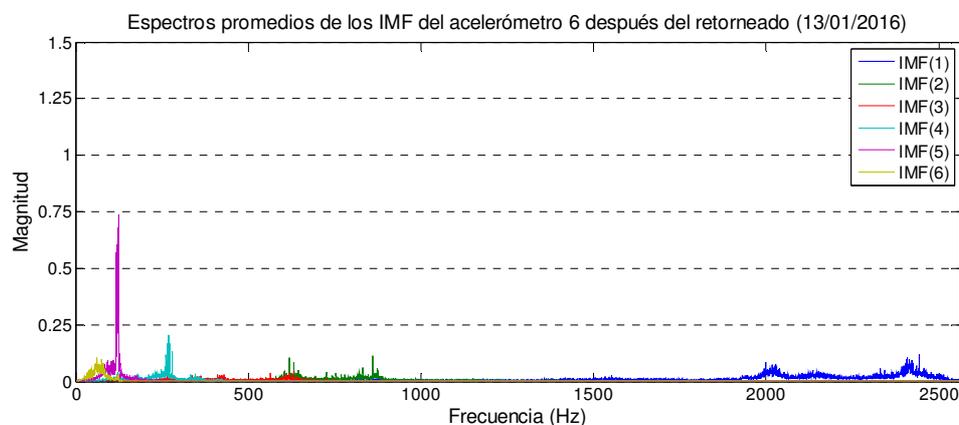


Figura 6.153. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, después del retorneado (13/01/2016).

El cálculo de la potencia de los espectros de los IMF permite cuantificar de una manera más clara y rápida la evolución del estado del eje sensorizado a lo largo del periodo de tiempo estudiado en la línea Madrid-Sevilla. Además, es posible establecer un indicador cuantitativo que permita la caracterización el estado operativo del componente mecánico analizado, en este caso, el eje montado de la rama de alta velocidad.

Los valores de potencia espectral de los IMF de las señales de vibración del acelerómetro 3 vertical se recogen en la Tabla 6.20. En general, estos valores concuerdan en gran medida con lo visto en las gráficas de los espectros. La potencia del estado A se reduce significativamente respecto al estado B en todos los IMF a excepción del IMF(2). En los IMF(1) e IMF(6) la reducción de potencia experimentada supera el 20% en ambos casos. Por el contrario, la potencia del IMF(2) se incrementa un 10% tras el reperfilado de las ruedas.

Llegados al estado L se observa, en general, que el nivel de vibraciones ha comenzado a subir tras casi un mes de viajes después el retorno. La potencia de los IMF(1), IMF(5) e IMF(6) es menor que la registrada antes de la intervención de mantenimiento, incluso en los IMF(5) e IMF(6) ha disminuido respecto al estado A. Por el contrario, la potencia de los IMF(2), IMF(3) e IMF(4) ha aumentado hasta el punto de situarse por encima de la potencia calculada en el estado B. En el caso concreto del IMF(3), la diferencia de casi un 51% se debe sin duda a la componente de gran valor significativo señalada en el comentario de la Figura 6.146.

Tabla 6.20. Valores de la potencia espectral de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.

Acelerómetro vertical 3			
IMF	Potencia estado B (11/12/2015)	Potencia estado A (22/12/2015)	Potencia estado L (13/01/2016)
1	186,47	143,07 (-23,27%)	162,32 (-12,95%)
2	28,37	31,29 (+10,30%)	33,39 (+17,72%)
3	13,23	12,20 (-7,79%)	19,98 (+50,99%)
4	16,62	15,43 (-7,16%)	16,94(+1,93%)
5	20,10	17,63 (-12,28%)	16,64 (-17,22%)
6	14,42	10,69 (-25,84%)	9,87 (-31,54%)

Los valores de la Tabla 6.20 se han representado en gráficos de barras comparativos de las situaciones antes y después del retorno. La Figura 6.154 muestra el gráfico de barras de las potencias de los estados B y A, mientras que en la Figura 6.155 se aprecia la comparación entre las potencias de los IMF del acelerómetro 3 vertical correspondientes a los estados B y L.

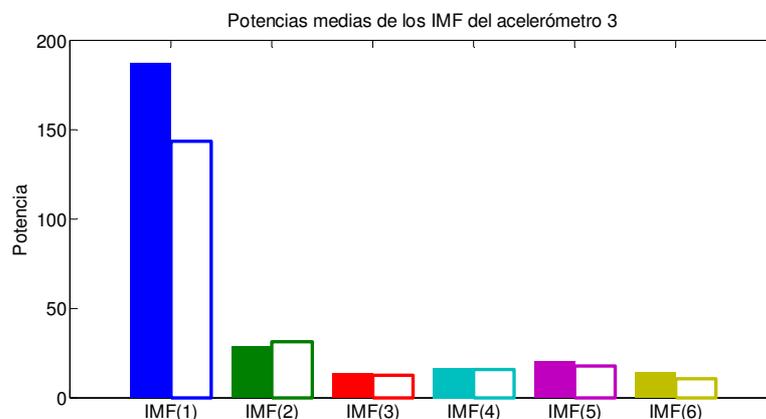


Figura 6.154. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (estado B, 11/12/2015, relleno) y después (estado A, 22/12/2015, en blanco) del retorno.

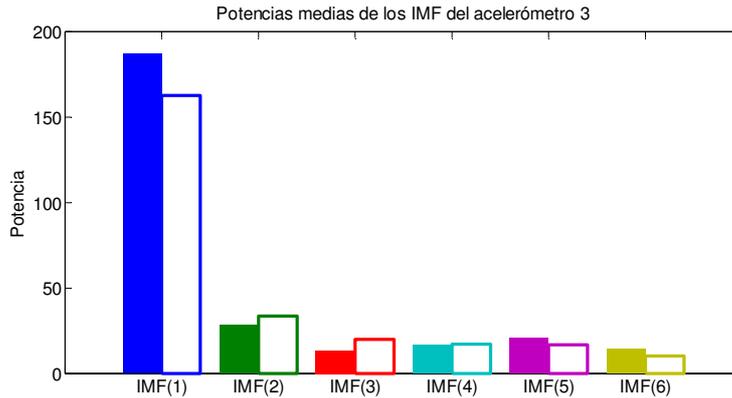


Figura 6.155. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (estado B, 11/12/2015, relleno) y después (estado L, 13/01/2016, en blanco) del retorneado.

Los valores de potencia espectral de los IMF de las señales medidas por el acelerómetro 4 longitudinal se recogen en la Tabla 6.21. Debido a que no se dispone de datos de este acelerómetro el día 22 de diciembre de 2015, la comparación se realiza únicamente entre los estados de servicio B y L. Los valores de potencia calculados muestran una reducción del nivel de vibración que no alcanza el 10% en los IMF(1), IMF(4), IMF(5) e IMF(6). Por el contrario, el IMF(2) incrementa su potencia un 18,82% y el IMF(3), un 4,76%.

Tabla 6.21. Valores de la potencia espectral de los IMF del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Sevilla, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.

Acelerómetro longitudinal 4			
IMF	Potencia estado B (11/12/2015)	Potencia estado A (22/12/2015)	Potencia estado L (13/01/2016)
1	43,70	--	39,67 (-9,23%)
2	18,83	--	22,39 (+18,82%)
3	11,10	--	11,62 (+4,76%)
4	8,98	--	8,76 (-2,36%)
5	12,08	--	11,11 (-8,04%)
6	4,56	--	4,21 (-7,6%)

La representación de los valores de la Tabla 6.21 en el gráfico de barras de la Figura 6.156 permite la rápida identificación de los IMF que han incrementado o disminuido su nivel de potencia tras el retorneado de las ruedas.

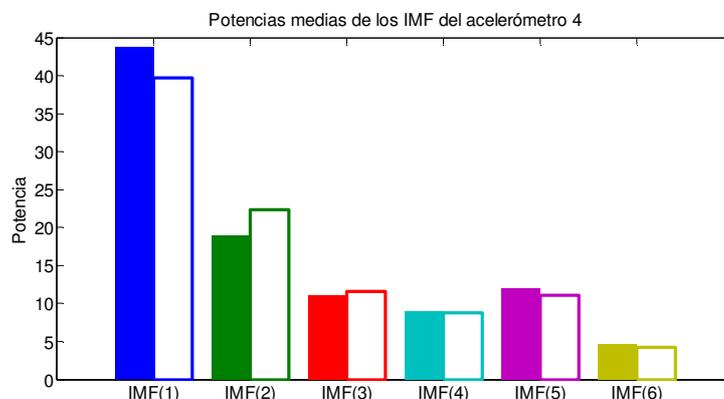


Figura 6.156. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro longitudinal 4, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (estado B, 11/12/2015, relleno) y después (estado L, 13/01/2016, en blanco) del retorneado.

Las potencias de los IMF de las señales registradas por el acelerómetro 5 axial se recogen en la Tabla 6.22. Estos valores de potencia no muestran variaciones significativas entre los estados de servicio B y L. La mayor variación producida es un incremento de potencia del 12,20% en el IMF(4). En el resto de IMF las variaciones no superan el 5%, ya sean éstas positivas o negativas. El gráfico de barras comparativo asociado a estos valores de potencia se muestra en la Figura 6.157.

Tabla 6.22. Valores de la potencia espectral de los IMF del acelerómetro axial 5, registrados en la línea Madrid-Sevilla, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.

Acelerómetro 5 axial			
IMF	Potencia estado B (11/12/2015)	Potencia estado A (22/12/2015)	Potencia estado L (13/01/2016)
1	14,59	--	15,10 (+3,54%)
2	14,05	--	13,80 (-1,77%)
3	7,82	--	7,91 (+1,15%)
4	2,74	--	3,08 (+12,20%)
5	1,37	--	1,32 (-3,45%)
6	0,64	--	0,66 (+3,17%)

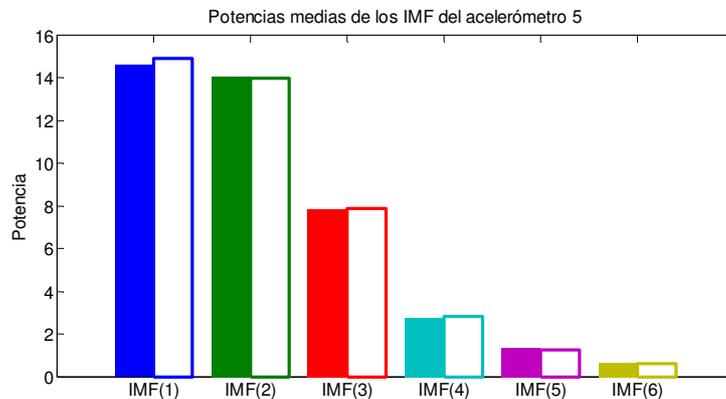


Figura 6.157. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro axial 5, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (estado B, 11/12/2015, relleno) y después (estado L, 13/01/2016, en blanco) del retorneado.

Los valores de potencia espectral de los IMF de las señales de vibración del acelerómetro 6 vertical se recogen en la Tabla 6.23. En general, estos valores concuerdan en gran medida con lo visto en las gráficas de los espectros. La potencia del estado A se reduce significativamente en los IMF(1) e IMF(5), alcanzando reducciones de potencia relativas de un 30% y un 23%, respectivamente. La potencia de los IMF(4) e IMF(6) se reduce por debajo del 5%, mientras que la del IMF(3) permanece estable. Respecto a la potencia del IMF(2), ésta se incrementa casi un 16% tras el retorneado de las ruedas.

Tabla 6.23. Valores de la potencia espectral de los IMF del acelerómetro vertical 6, registrados en la línea Madrid-Sevilla, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.

Acelerómetro vertical 6			
IMF	Potencia estado B (11/12/2015)	Potencia estado A (22/12/2015)	Potencia estado L (13/01/2016)
1	132,78	92,85 (-30,07%)	73,25 (-44,83%)
2	35,03	40,62 (+15,96%)	28,02 (-20,01%)
3	16,41	16,53 (+0,76%)	14,96 (-8,85%)
4	17,88	17,22 (-3,70%)	16,79 (-6,12%)
5	28,49	21,77 (-23,60%)	23,67 (-16,91%)
6	9,68	9,37 (-3,16%)	10,64 (+9,90%)

La variaciones de potencia entre los estados B y L son aún mayores que entre los estados B y A. La potencia de todos los IMF, a excepción del IMF(6), se reduce de manera notable respecto al nivel existente antes de la intervención de mantenimiento. En los IMF(1), IMF(2) e IMF(5) la reducción supera el 15%, rozando el 45% en el IMF(1). Por el contrario, la potencia del IMF(6) se incrementa casi un 10% respecto al estado operativo B.

La representación gráfica comparativa de estos datos se muestra en la Figura 6.158 y en la Figura 6.159, de igual modo que se hizo con los datos medidos por el acelerómetro 3 vertical. En la Figura 6.159 es claramente visible la notable reducción de potencia del IMF(1) entre los dos estados de servicio comparados.

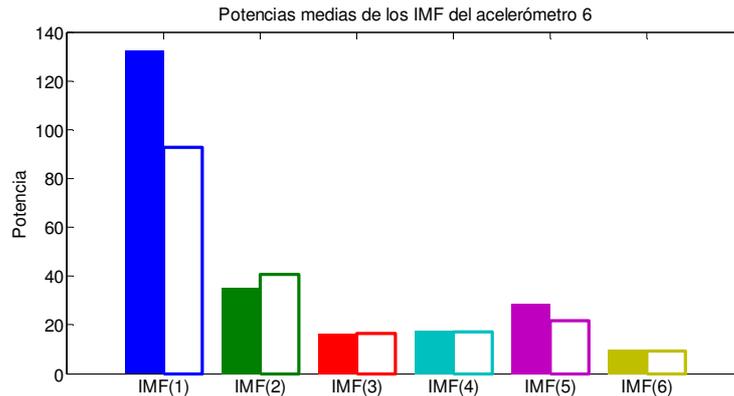


Figura 6.158. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015, relleno) y después (22/12/2015, en blanco) del retorneado.

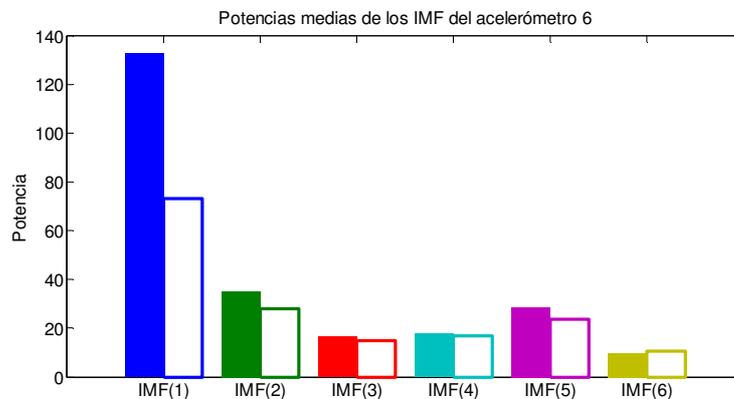


Figura 6.159. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes (11/12/2015, relleno) y después (13/01/2016, en blanco) del retorneado.

Adicionalmente, se han calculado las tendencias de las potencias promedio de los espectros de los seis IMF extraídos de la señales vibratorias recogidas por los cuatro acelerómetros analizados. El resultado son los triángulos mostrados en la Figura 6.160.

Para el cálculo de estas tendencias se han utilizado todos los datos de los viajes que realizó el tren monitorizado en la línea Madrid-Sevilla entre los días 29 de noviembre de 2015 y 16 de enero de 2016. Los tres puntos marcados con una circunferencia azul en cada gráfica corresponden con uno de los estados de servicio definidos.

El punto situado más a la izquierda corresponde al estado B y es el resultante de la potencia media de cada IMF de los viajes realizados los días 4, 5, 6 y 11 de diciembre de 2015.

El punto situado en la zona central corresponde con el estado A. Resulta del cálculo de la potencia media de los IMF de los viajes realizados el primer día del que se dispone de datos tras el mantenimiento. En los acelerómetros verticales, este punto resume los viajes realizados el 22 de diciembre de 2015. En los acelerómetros 4 longitudinal y 5 axial resume los viajes del día 13 de enero de 2016.

El punto situado más a la derecha compila las potencias medias de los IMF en el estado operativo L. En los acelerómetros verticales representa los días 13 y 14 de enero de 2016, mientras que en los otros dos, únicamente el día 14 de enero de 2016.

Los puntos se han unido siguiendo la “codificación RGB”. Los puntos de los estados B y A se unen con una línea de color rojo; los puntos de los estados A y L, con una línea de color verde, y los estados B y L, con una línea de color azul.

El comportamiento ideal de los triángulos sería un descenso de potencia entre los estados B y A, y un incremento gradual de la misma entre los estados B y L.

Analizando los triángulos de la Figura 6.160 se observan comportamientos diferenciados para los datos vibratorios de cada acelerómetro e IMF. Sin embargo, se puede establecer una tendencia descendente (más o menos acusada) en todas las gráficas entre los estados de servicio B y A, a excepción de los IMF(2) de las señales registradas por los acelerómetros verticales.

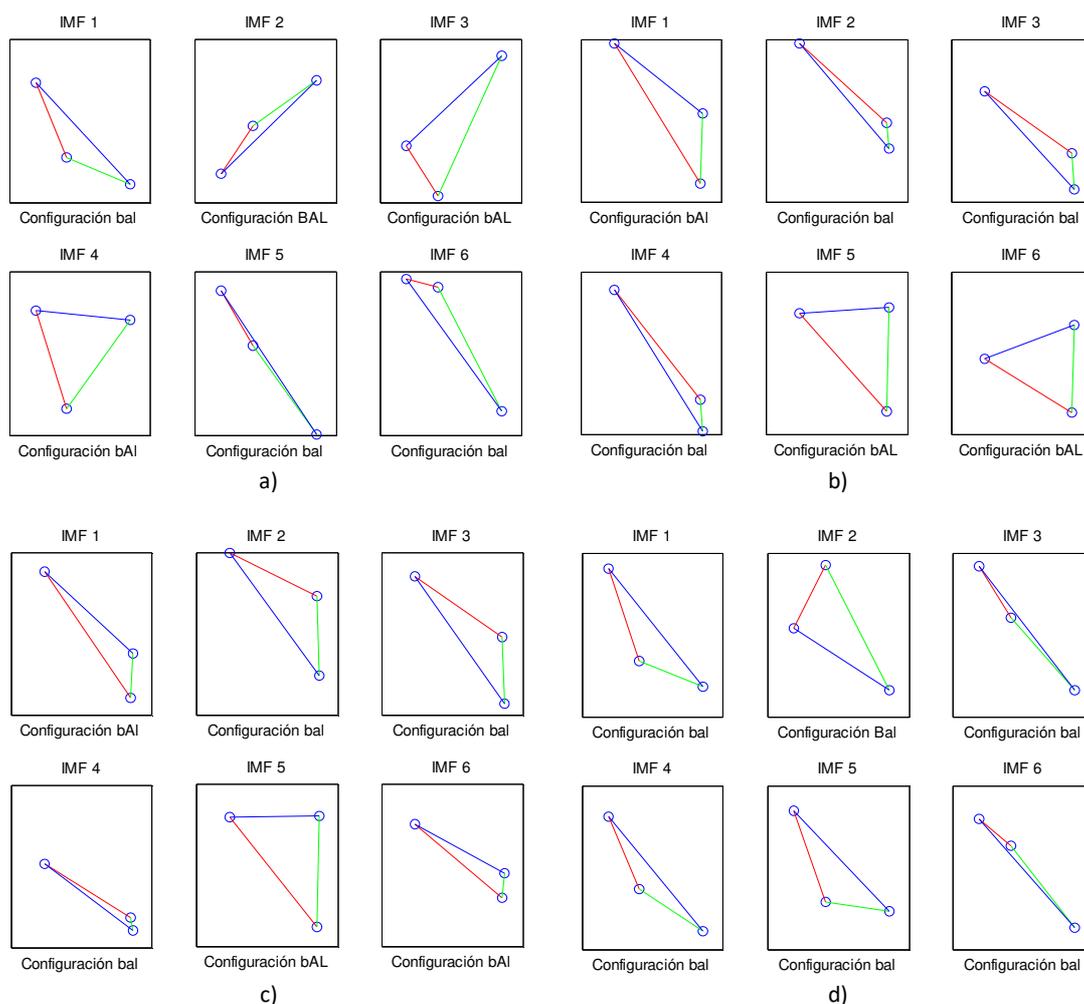


Figura 6.160. Tendencia de las potencias promediadas de los 6 primeros IMF para señales registradas en la línea Madrid-Sevilla antes, inmediatamente después y después del retorneado para los acelerómetros vertical 3 (a), longitudinal 4 (b), axial 5 (c) y vertical 6 (d).

Dado que la tendencia de la potencia promedio los IMF(1) presenta un aspecto similar en las señales registradas por los dos acelerómetros verticales, el estudio de la evolución de la potencia del IMF(1) en las señales verticales parece ser un buen indicador de la condición del eje montado.

La clara forma triangular de la tendencia de la potencia del IMF(4) en las señales vibratorias de los dos acelerómetros verticales hace que el IMF(4) también pueda ser un buen candidato para identificar de la condición del eje montado monitorizado a través de medidas de aceleración vertical. Tanto en las señales recogidas por el acelerómetro 4 longitudinal como por el acelerómetro 5 axial, los gráficos de los IMF(1) e IMF(5) puede ser unos buenos indicadores del estado del eje sensorizado.

Como último análisis del estudio de la influencia del retorneado de las ruedas sobre las vibraciones medidas en los viajes realizados entre Madrid y Sevilla se ha obtenido el espectro de Huang-Hilbert. En la Figura 6.161 se muestra el espectro promedio de todas las señales registradas por el acelerómetro 3 vertical en el tramo de estudio el día 13 de enero de 2016.

Desafortunadamente, la aplicación de esta técnica, ya sea a señales individuales o realizando un promediado, no aporta información relevante para el identificar la presencia de defectos en el eje analizado.

En la Figura 6.162 se ha reducido el fondo de escala de la imagen original con el objetivo de encontrar algún patrón reconocible. Sin embargo, esta tarea ha sido infructuosa.

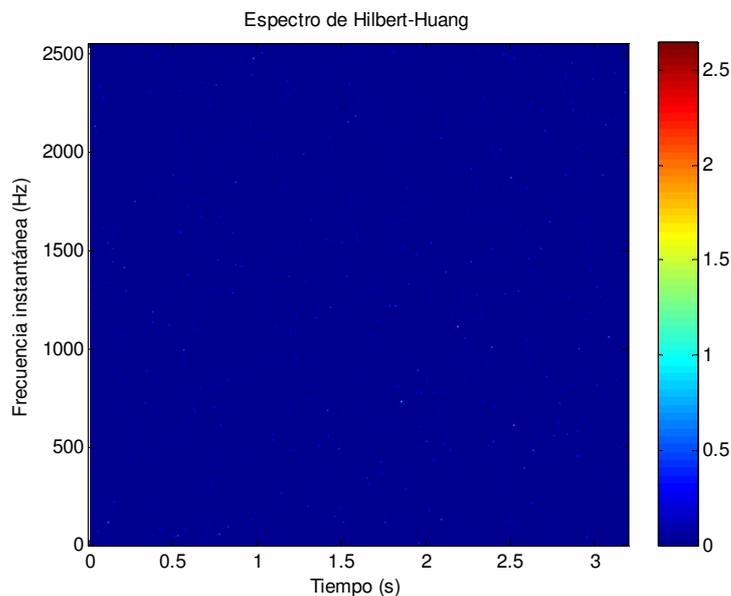


Figura 6.161. Espectro Huang-Hilbert promedio de las señales verticales del acelerómetro 3 vertical del viaje Madrid-Sevilla realizado el día 13/01/2016.

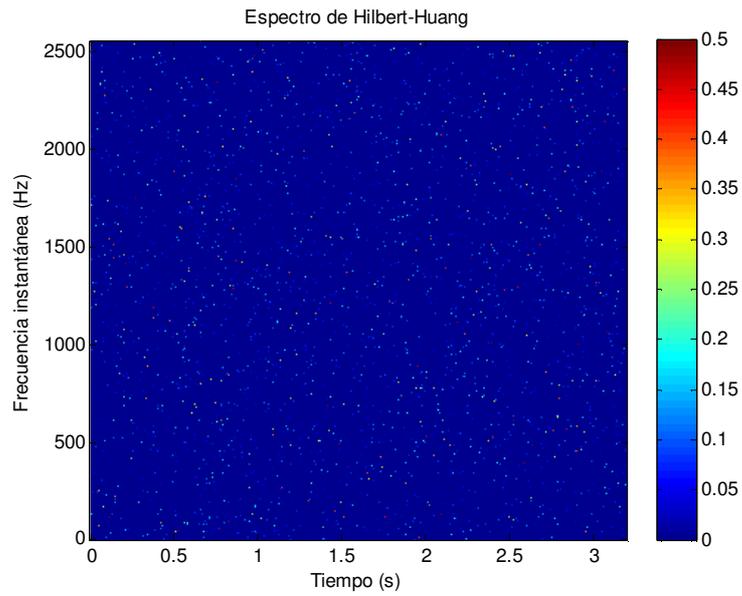


Figura 6.162. Espectro Huang-Hilbert promedio (con fondo de escala reducido) de las señales verticales del acelerómetro 3 vertical del viaje Madrid-Sevilla realizado el día 13/01/2016.

6.2.2. Estudio en la línea Madrid-Alicante a 300 km/h

Se han extraído de la base de datos todos los ficheros de vibraciones con fechas comprendidas entre 29 de noviembre de 2015 y el 16 de enero de 2016. De dichos ficheros se han analizado todos los viajes disponibles que realizó la rama monitorizada en la línea de alta velocidad Madrid-Alicante, resultando un total de 17 viajes. Estos viajes, en ambas direcciones, tuvieron lugar los días 29 y 30 de noviembre de 2015, 2, 3 y 22 de diciembre de 2015 y 7, 15 y 16 de enero de 2016.

Análisis mediante PSD

El análisis detallado de los espectros de densidad de potencia se ha realizado en tres días concretos: el 3 de diciembre de 2015 (último día que la rama hizo viajes en la línea Madrid-Alicante antes del retorneado), el 22 de diciembre de 2015 (primer día disponible después del retorneado) y el 7 de enero de 2016. Se ha seleccionado y analizado un viaje (siempre en el mismo sentido Madrid-Alicante) de cada uno de estos días.

Se han calculado los espectros de densidad de potencia promediados de cada día y acelerómetro analizado. La representación de los espectros se realiza por parejas con el fin de facilitar la comparación entre los estados de servicio establecidos. En general, los espectros presentan las mismas características que se han descrito en el apartado 0.

Respecto al acelerómetro 3 vertical, en la Figura 6.163 se aprecia una significativa reducción de la amplitud de las componentes situadas alrededor de los 66 Hz y de los 140 Hz. Sin embargo, las zonas entre 800 Hz y 1000 Hz, y a partir de 1500 Hz son más activas en el estado operativo A que en el estado B.

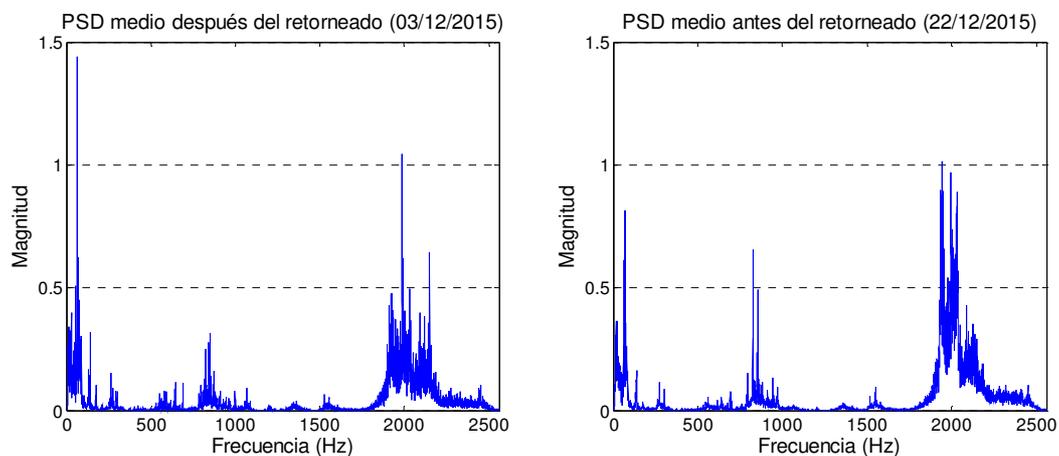


Figura 6.163. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 3 vertical antes (03/12/2015) y después (22/12/2015) del retorneado.

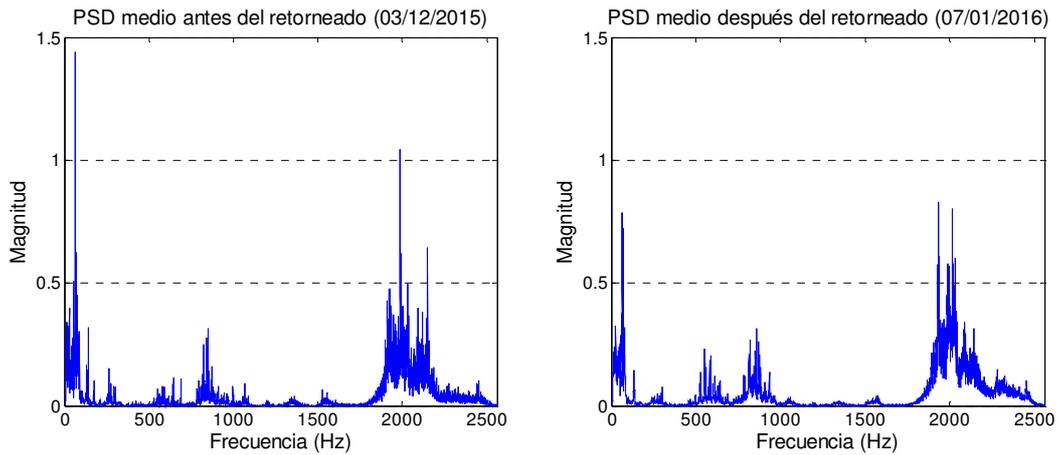


Figura 6.164. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 3 vertical antes (03/12/2015) y después (07/01/2016) del retorneado.

La Figura 6.164 muestra la comparativa entre los estados de servicio B y L. La situación general es similar a la anterior entre los estados B y A: una gran reducción de la amplitud de la componente alrededor de los 65 Hz e incremento de actividad en las zonas entre 800 Hz y 1000 Hz y entre 1500 Hz y 2500.

En lo que concierne al acelerómetro 4 longitudinal, no se dispone de datos de vibración del día 22 de diciembre de 2015, por lo que únicamente se realiza la comparativa entre los estados de servicio B y L. En esta ocasión se aprecia un aumento generalizado del nivel de potencia a lo largo de todo el espectro, con especial afectación en la zona de frecuencias alrededor de 2000 Hz. Además, la componente dominante del espectro presenta un valor de amplitud mayor en el estado L que en el estado operativo B (ver Figura 6.165).

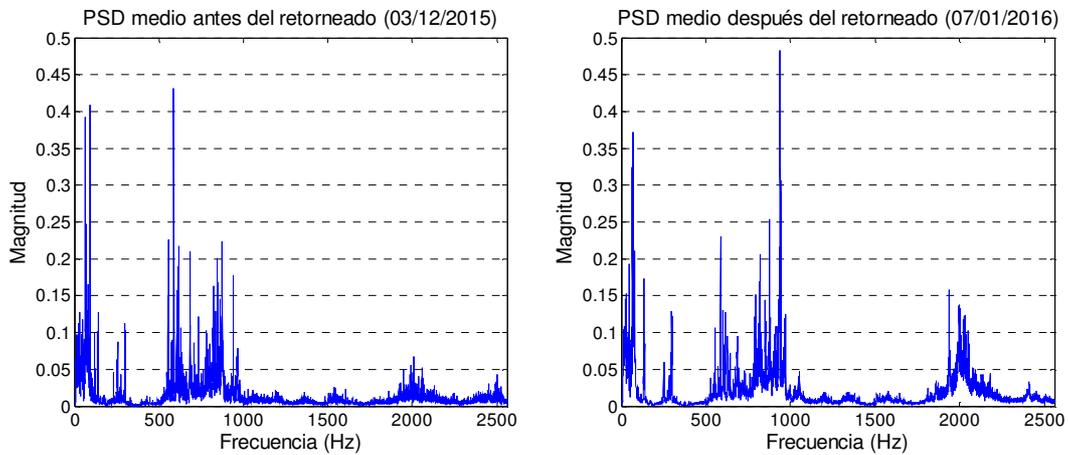


Figura 6.165. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 4 longitudinal antes (03/12/2015) y después (07/01/2016) del retorneado.

Del mismo modo que sucede con el acelerómetro 4 longitudinal, tampoco se dispone de registros de vibración del acelerómetro 5 axial el día 22 de diciembre de 2015. En este caso, se aprecia un notable aumento de la significación de las componentes de la zona entre 800 Hz y 950 Hz tras la operación de reperfilado de las ruedas. Por el contrario, las componentes alrededor de los 550 Hz han reducido su nivel de vibración tras el retorneado (ver Figura 6.166).

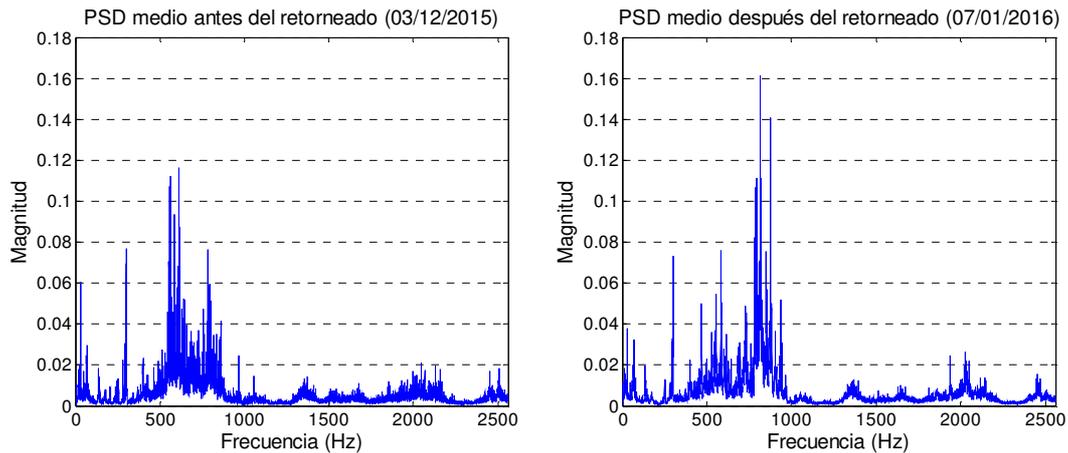


Figura 6.166. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro 5 axial antes (03/12/2015) y después (07/01/2016) del retorno.

Los datos registrados por el acelerómetro 6 vertical muestran una reducción significativa de la potencia en las componentes alrededor de 65 Hz, de 140 Hz y de 300 Hz entre los estados B y A. Este descenso es especialmente acusado en la componente situada alrededor de 65 Hz, cuya reducción de potencia alcanza el 43% (ver Figura 6.167). Sin embargo, tras el mantenimiento aparece una componente muy significativa alrededor de 760 Hz acompañada de bandas de valor significativo. También se aprecia una mayor actividad en la zona situada por encima de 2000 Hz.

El espectro promedio del estado L es similar al del estado A, pero las componentes extremadamente activas de la zona alrededor de 760 Hz han desaparecido (ver Figura 6.168). Respecto al estado B, se observa una notable disminución las componentes alrededor de 65 Hz, 140 Hz y 300 Hz, y un nivel de potencia similar en el resto del espectro.

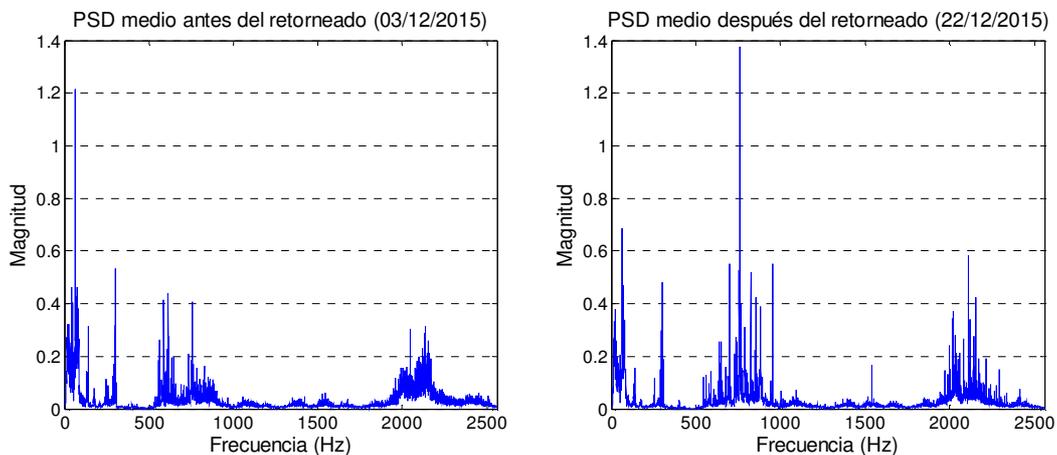


Figura 6.167. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro vertical 6 antes (03/12/2015) y después (22/12/2015) del retorno.

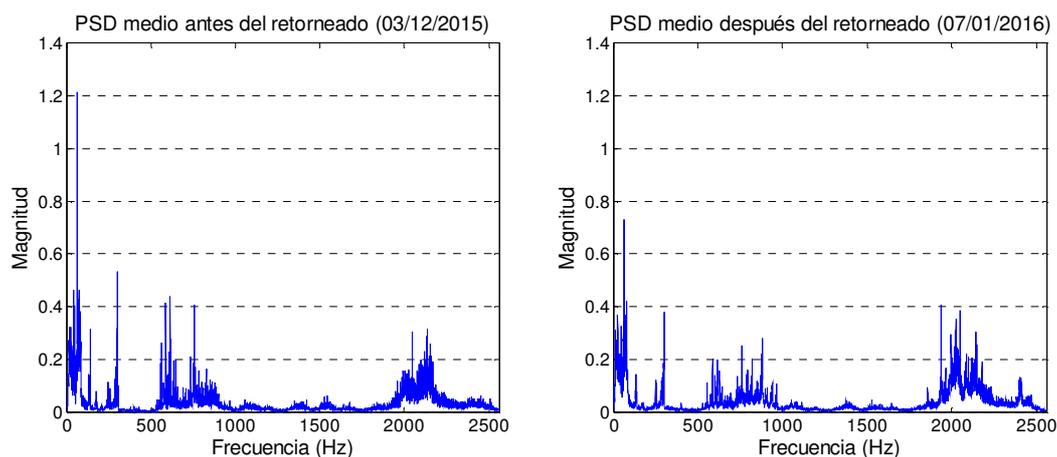


Figura 6.168. Comparativa de la potencia espectral media de las señales del acelerómetro vertical 6 antes (03/12/2015) y después (07/01/2016) del retorneado.

En la Tabla 6.24 se muestran los valores de potencia total de los espectros promedios de los cuatro acelerómetros disponibles. En el acelerómetro 3 vertical se aprecia un ostensible aumento de la potencia de las señales tras el retorneado (casi un 36%) que se reduce tiempo después. En cambio, la evolución de la potencia de las señales registradas por el acelerómetro 6 vertical presenta un comportamiento más esperable: reducción de la potencia justo tras el retorneado y un aumento posterior.

En lo que respecta a los acelerómetros longitudinal y axial, los primeros datos disponibles son del día 7 de enero de 2016. La potencia de las señales vibratorias de ambos acelerómetros presenta un aumento de la potencia, realmente notable en el acelerómetro 4 (superior al 38%).

Tabla 6.24. Potencia total de los espectros promedios de los acelerómetros 3, 4, 5 y 6 en tres viajes realizados en la línea Madrid-Alicante los días 03/12/2015, 22/12/2015 y 07/01/2016.

Acelerómetro	Potencia estado B (03/12/2015)	Potencia estado A (22/12/2015)	Potencia estado L (07/01/2016)
3	314,91	428,19 (+35,97%)	408,62 (+29,76%)
4	117,55	--	162,74 (+38,44%)
5	47,87	--	53,83 (+12,46%)
6	278,79	253,12 (-9,21%)	316,56 (+13,55%)

Multi-Level Analysis

Los espectros de potencia de todas señales de los trayectos entre Madrid y Alicante realizados en el periodo de estudio (entre los días 29 de noviembre de 2015 y 16 de enero de 2016) se han descompuesto en bandas o paquetes de energía en función de la frecuencia. El nivel de descomposición abarca desde 2^1 hasta 2^9 niveles, correspondientes a bandas desde 1280 Hz de ancho hasta 5 Hz de ancho.

Las potencias medias de cada viaje se han representado en varios gráficos de barras, cada uno de ellos correspondiente a un nivel de descomposición. Sobre cada barra se superpone la desviación estándar de las potencias medias calculadas. También se proponen varias curvas de ajuste entre datos calculados.

En este apartado nos centraremos en analizar los datos correspondientes al nivel de descomposición 2⁴ por presentar un buen compromiso entre la finura del ancho de banda y el número de resultados a analizar.

Las figuras siguientes muestran los gráficos obtenidos para la banda de 480 Hz a 640 Hz de las señales vibratorias de los cuatro acelerómetros analizados. La Figura 6.169 muestra la banda resultante de los datos del acelerómetro 3 vertical; la Figura 6.170, la banda del acelerómetro 4 longitudinal; la Figura 6.171, la banda del acelerómetro 5 axial, y la Figura 6.172, la banda del acelerómetro 6 vertical.

Como se puede observar en las figuras, los valores de potencia de la banda varían significativamente, no sólo entre días diferentes, sino entre viajes realizados el mismo día e, incluso, dentro del mismo viaje, como atestiguan los elevados valores de las desviaciones típicas.

De cualquier modo, tanto en la Figura 6.169 como en la Figura 6.172 (correspondientes a los acelerómetros verticales 3 y 6, respectivamente) se aprecia una notable disminución de la potencia en la banda analizada tras la operación de retorneado de las ruedas que se realizó el día 16 de diciembre de 2015. En la Figura 6.169 también se observa un considerable aumento de la potencia en los datos de vibración tomados el día 7 de enero de 2016 cuya causa es desconocida.

En las bandas de potencia de 480 Hz a 640 Hz de las señales del acelerómetro 4 longitudinal se observa que el nivel de potencia es muy similar antes y después de la operación de mantenimiento (ver Figura 6.170).

En lo que respecta a las señales registradas por el acelerómetro 5 axial se aprecia una tendencia descendente en el nivel de potencia tras el reperfilado de las ruedas (ver Figura 6.171).

En cuanto a las curvas de ajuste propuestas en los gráficos, la recta dibujada en rojo da una idea general de la variación de potencia en todo el periodo estudiado. La curva polinómica de orden 2, pintada en verde, ajusta razonablemente bien los datos de los acelerómetros 4 y 5 al carecer de datos de vibración el día 22 de diciembre de 2015. Sin embargo, las curvas que mejor se ajustan a los resultados obtenidos de manera general son las polinómicas de orden 3, trazada en azul y, especialmente, la curva polinómica de orden 4, trazada en negro.

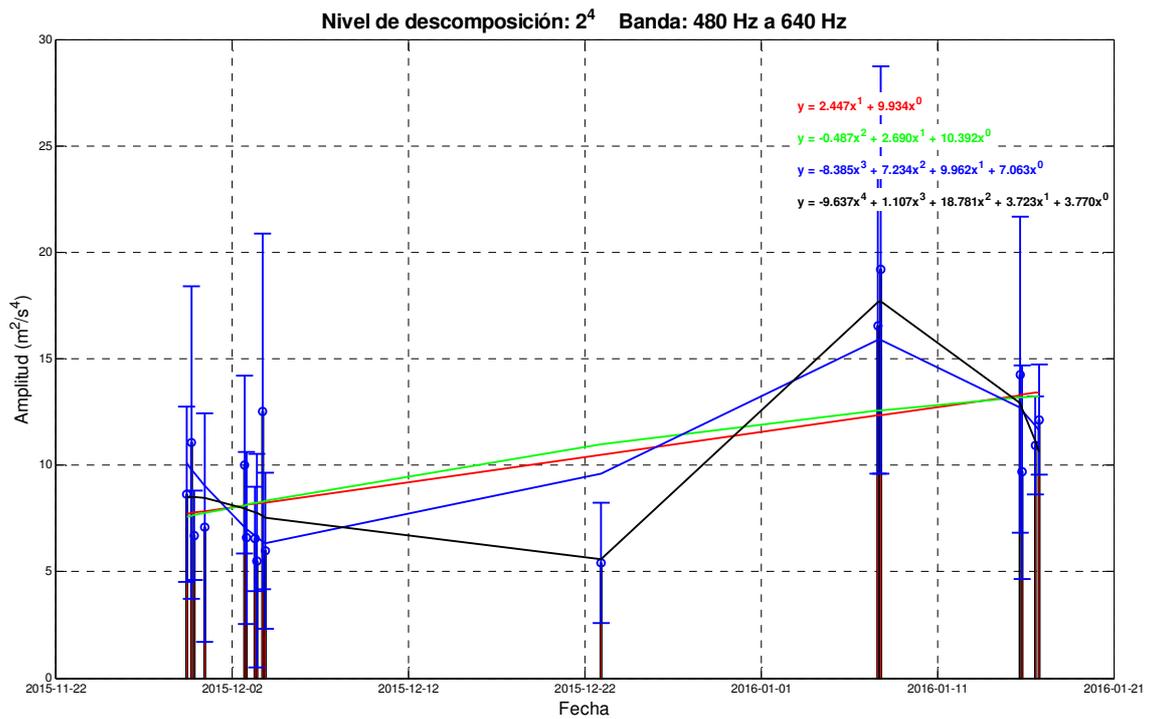


Figura 6.169. Banda de 480 a 640 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Alicante.

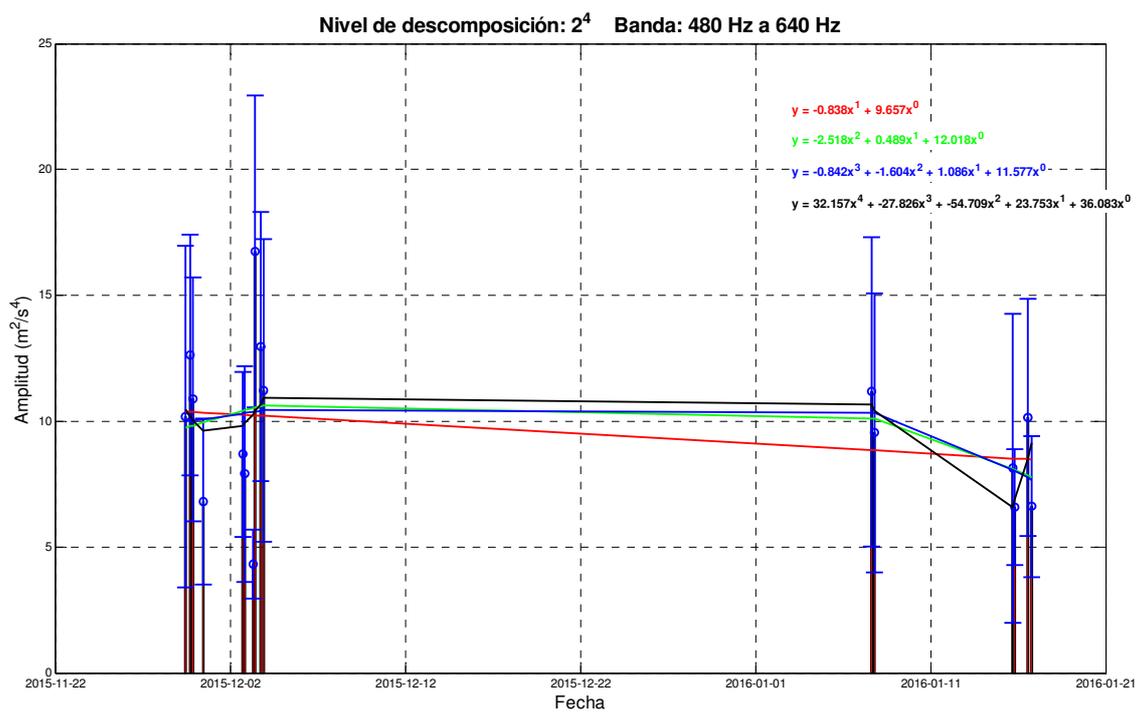


Figura 6.170. Banda de 480 a 640 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro 4 longitudinal en la línea Madrid-Alicante.

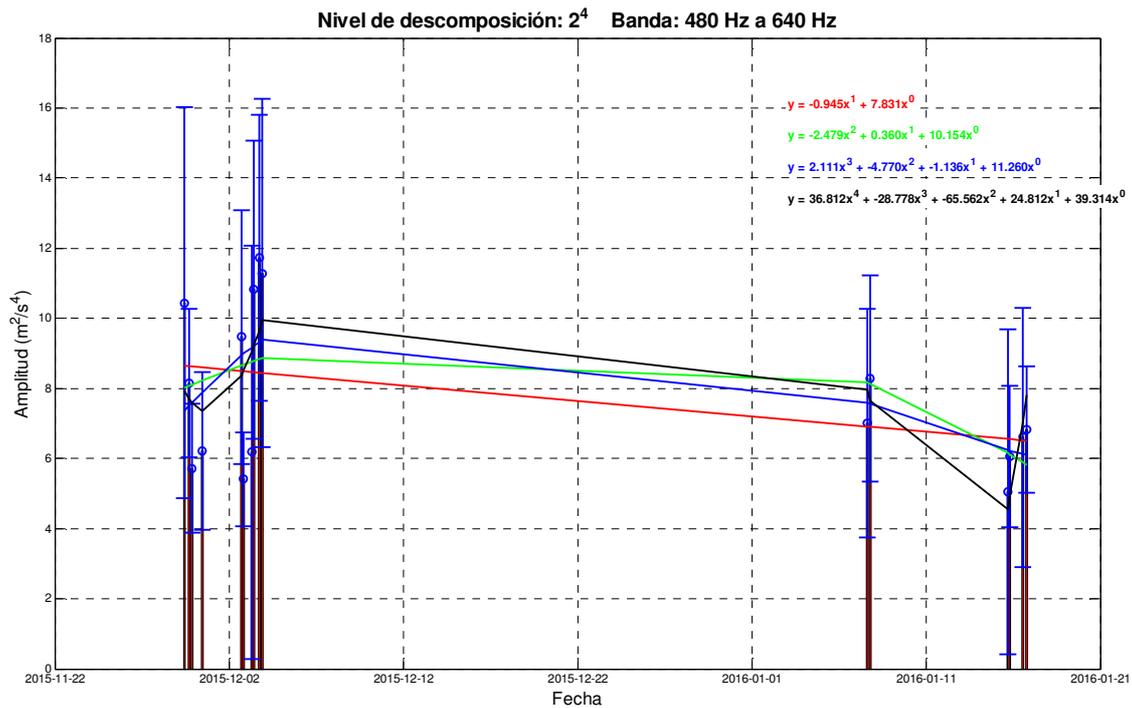


Figura 6.171. Banda de 480 a 640 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro 5 axial en la línea Madrid-Alicante.

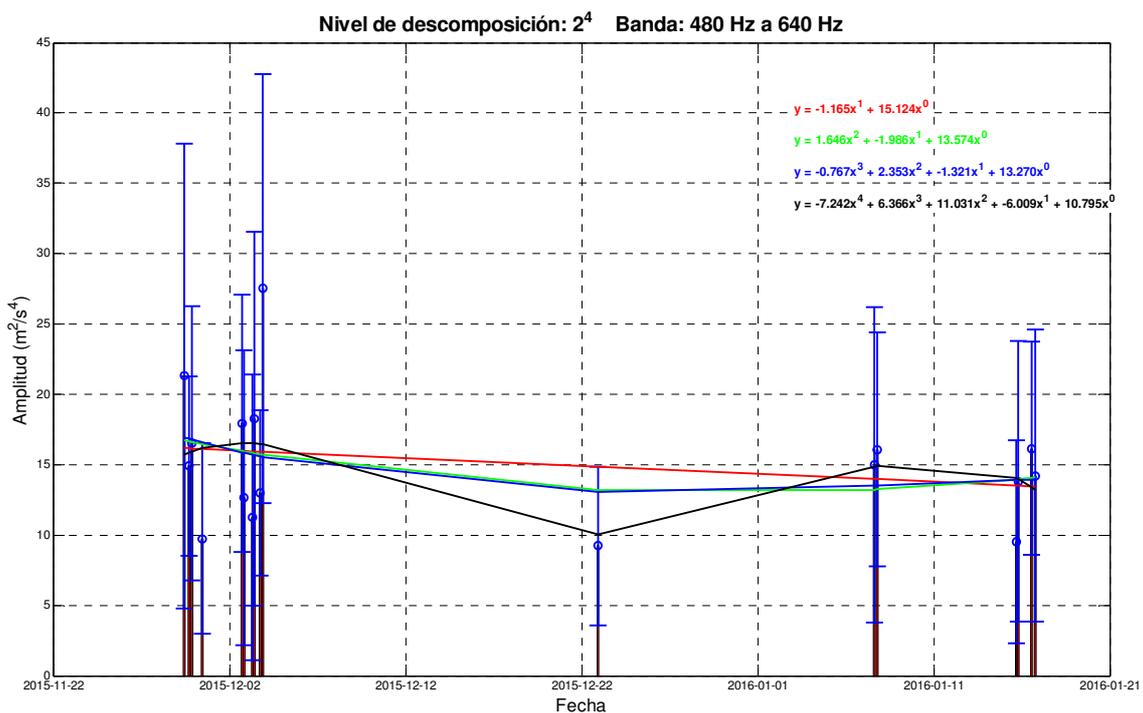


Figura 6.172. Banda de 480 a 640 Hz resultante de la descomposición de la PSD para los datos recogidos por el acelerómetro 6 vertical en la línea Madrid-Alicante.

También se realiza un estudio de las pendientes, correspondientes a las curvas polinómicas de grado 1, para todas las bandas de todos los niveles de descomposición. Se establecen unos valores límites según la ecuaciones (4.19), (4.20), (4.21) y (4.22), prestando especial atención a aquellas bandas cuya pendiente supera los umbrales fijados. En la misma figura se representa el coeficiente de correlación R^2 para cada banda.

Los límites del umbral L_1 se trazan con dos líneas discontinuas de color rojo, una con valores positivos y la otra con valores negativos. Los límites del umbral L_2 se trazan con dos líneas discontinuas de color verde, también con signos positivo y negativo. Los límites de los umbrales L_P y L_N se trazan con sendas líneas discontinuas de color magenta, cada una de ellas con su signo correspondiente: el umbral de las pendientes positivas L_P , positivo, y el umbral de las pendientes negativas L_N , negativo.

De acuerdo con la Figura 6.173, las pendientes de las bandas de las señales registradas por el acelerómetro 3 vertical que sobrepasan los umbrales más restrictivos son las bandas de 480-640 Hz, 800-960 Hz, 1920-2080 Hz, 2080-2240 Hz y 2240-2400 Hz. Por tanto, a estas siete bandas es a las que habría que prestar especial atención para identificar el estado de funcionamiento del componente analizado.

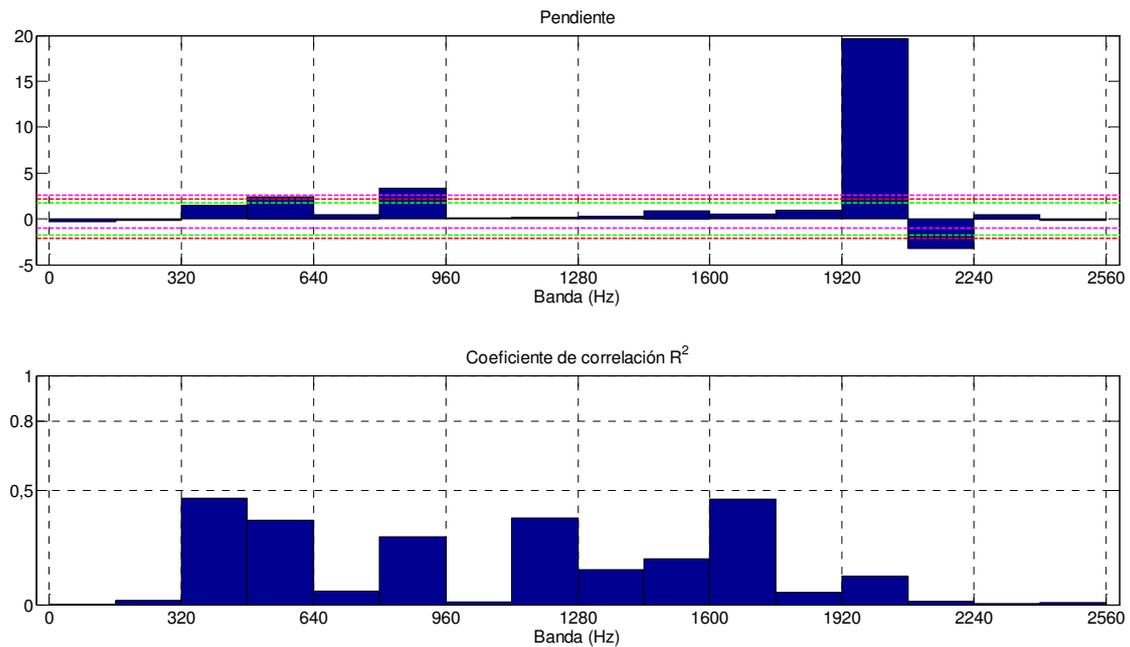


Figura 6.173. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2⁴ para las medidas registradas por el acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Alicante.

Según se observa en la Figura 6.174, las pendientes de las bandas de las señales tomadas por el acelerómetro 4 longitudinal que sobrepasan los umbrales más restrictivos son las de 480-640 Hz, 800-960 Hz, 1440-1600 Hz y 2400-2560 Hz. Por tanto, a estas cuatro bandas es a las que habría que prestar especial atención para identificar el estado de funcionamiento del componente analizado.

En la Figura 6.175 se muestran las pendientes y coeficientes de correlación de las señales de vibración recogidas por el acelerómetro 5 axial. En esta ocasión, las bandas que superan los umbrales y, por consiguiente, objeto de una observación más detallada, son las cinco bandas de 480-640 Hz, 640-800 Hz, 800-960 Hz, 1920-2080 Hz y 2080-2240 Hz.

La Figura 6.176 ilustra las pendientes y coeficientes de correlación de las señales registradas por el acelerómetro 6 vertical. Para este caso, las pendientes que se sitúan fuera de los límites más restrictivos definidos corresponden a las bandas de 480-640 Hz, 640-800 Hz, 800-960 Hz, 1920-2080 Hz y 2080-2240 Hz.

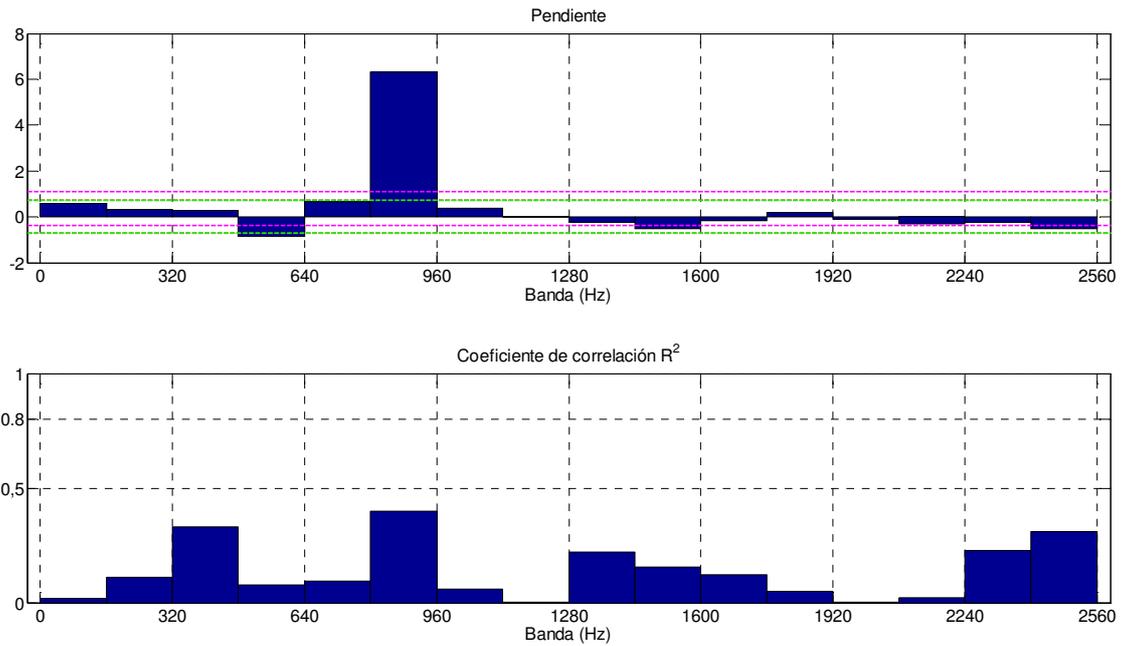


Figura 6.174. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2⁴ para las medidas registradas por el acelerómetro 4 longitudinal en la línea Madrid-Alicante.

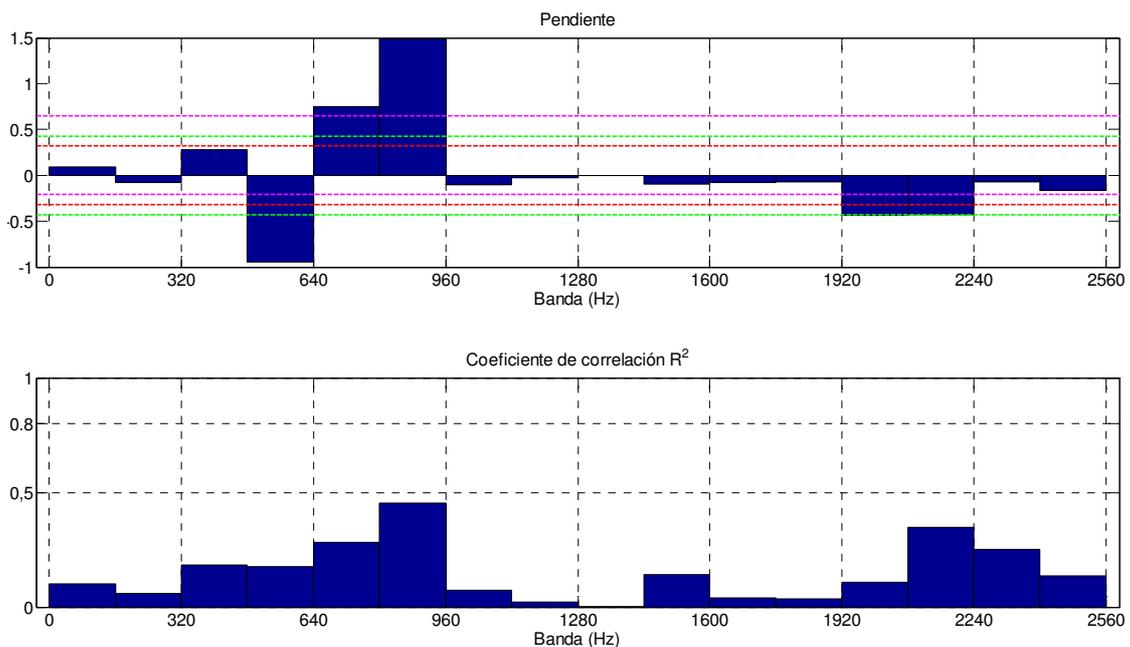


Figura 6.175. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2⁴ para las medidas registradas por el acelerómetro 5 axial en la línea Madrid-Alicante.

Desafortunadamente, el hecho de que todas las pendientes tengan un coeficiente de correlación bajo, indica que el ajuste de las mismas a los datos es mejorable y, por tanto, la información extraída de este método puede ser confusa.

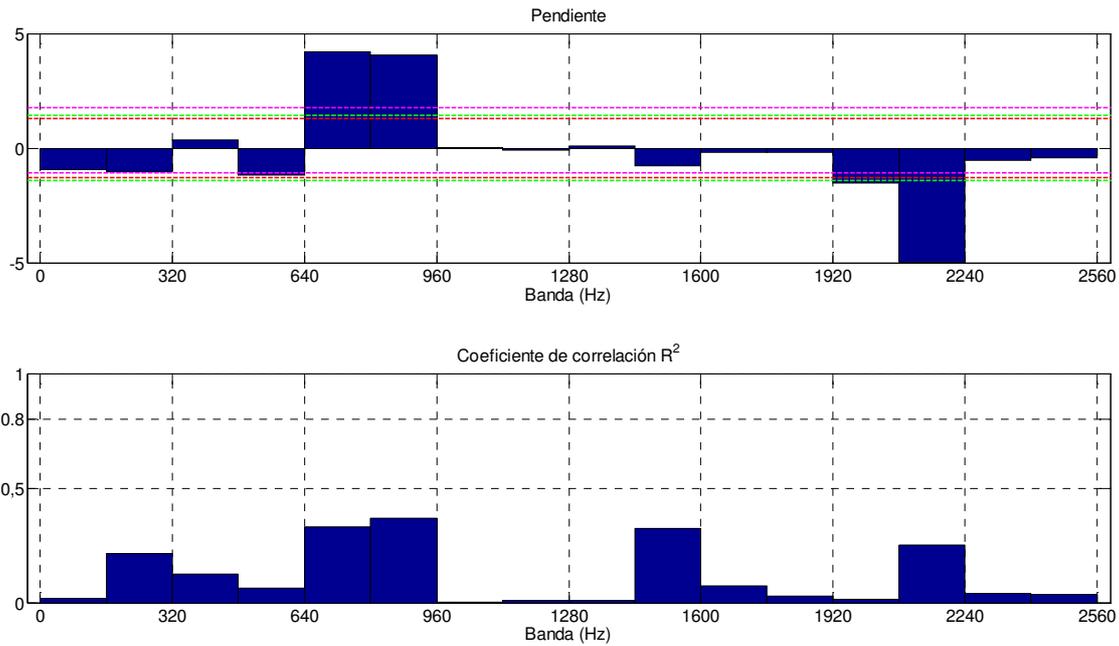


Figura 6.176. Pendientes y coeficientes de correlación de las bandas resultantes de la descomposición de nivel 2^4 para las medidas registradas por el acelerómetro 6 vertical en la línea Madrid-Alicante.

Adicionalmente, y como método para condensar toda la información anterior, se han representado en una misma figura las tendencias de las potencias promedio de cada banda de las señales vibratorias recogidas por los cuatro acelerómetros analizados. El resultado son los triángulos mostrados en la Figura 6.177 para el acelerómetro 3, la Figura 6.178 para el acelerómetro 4, la Figura 6.179 para el acelerómetro 5 y la Figura 6.180 para el acelerómetro 6.

Los tres puntos marcados con una circunferencia azul en cada gráfica corresponden con uno de los estados de servicio definidos: B (antes del retorneado), A (inmediatamente después del reperfilado) y L (tiempo después del mantenimiento).

El punto situado más a la izquierda corresponde al estado B y es el resultante de la potencia media de cada banda o paquete de los viajes realizados los días 29 y 30 de noviembre de 2015 y 2 y 3 de diciembre de 2015.

El punto situado en la zona central corresponde con el estado A. Resulta del cálculo de la potencia media de las bandas de los viajes realizados el primer día del que se dispone de datos tras el mantenimiento. En los acelerómetros verticales, este punto resume los viajes realizados el 22 de diciembre de 2015. En los acelerómetros longitudinal 4 y axial 5 resume los viajes del día 7 de enero de 2016.

El punto situado más a la derecha compila las potencias medias de las bandas en el estado operativo L. En los acelerómetros verticales representa los días 7, 15 y 16 de enero de 2016, mientras que en los otros dos, únicamente los días 15 y 16 de enero de 2016.

Los puntos se han unido siguiendo la "codificación RGB". Los puntos de los estados B y A se unen con una línea de color rojo; los puntos de los estados A y L, con una línea de color verde, y los estados B y L, con una línea de color azul.

El comportamiento ideal de los triángulos sería un descenso de potencia entre los estados B y A, y un incremento gradual de la misma entre los estados A y L.

En la Figura 6.177 se aprecia que las bandas de potencia de los datos del acelerómetro 3 vertical que siguen este patrón son las bandas de 0-160 Hz, 160-320 Hz, 480-640 Hz, 640-800 Hz, 1760-1920 Hz y 2080-2240 Hz. Dado que los primeros modos de vibración de los elementos analizados se por debajo de los 1400 Hz, las bandas más interesantes para utilizar como indicadores del estado del eje monitorizados son las cinco bandas comprendidas entre 0 Hz y 800 Hz, incluyendo la banda 320-480 Hz, que no presenta la forma deseada pero puede aportar información importante.

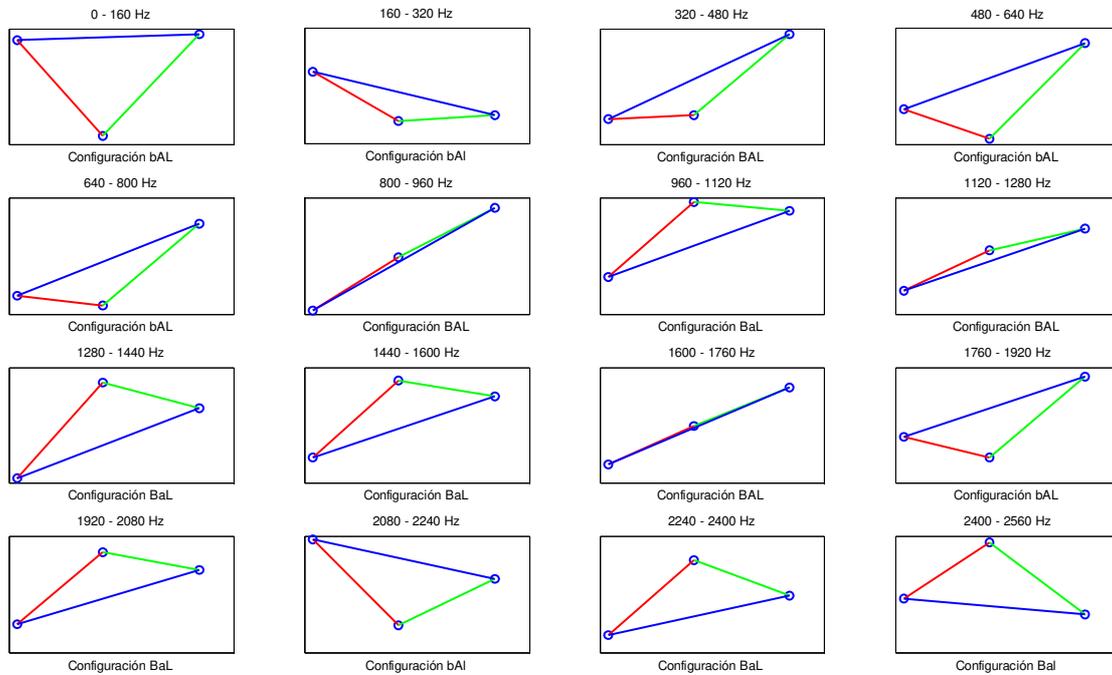


Figura 6.177. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 3 vertical, en la línea Madrid-Alicante.

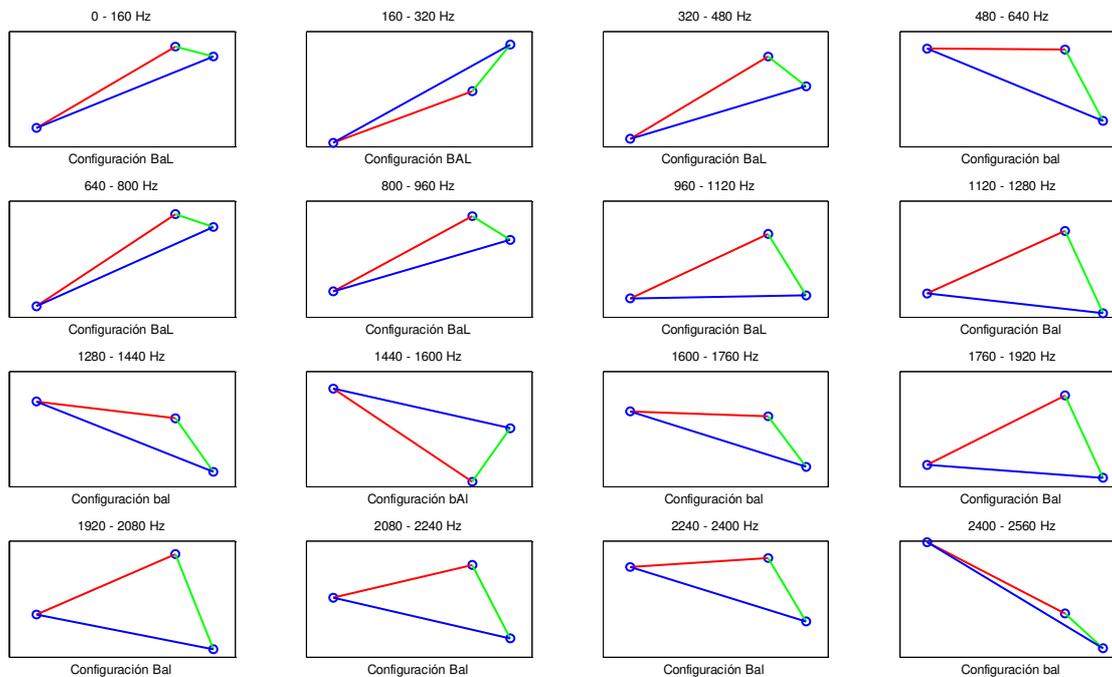


Figura 6.178. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 4 longitudinal, en la línea Madrid-Alicante.

En lo que respecta al acelerómetro 4 longitudinal, cuyas tendencias se representan en la Figura 6.178, la única banda que presenta la forma deseada (descendente-ascendente) es la banda comprendida entre 1440 Hz y 1600 Hz. A pesar de ello, en multitud de bandas la potencia final es inferior a la potencia inicial.

En la Figura 6.179 se muestran los triángulos de tendencia de las bandas resultantes de la descomposición a nivel 2^4 del espectro de las señales tomadas por el acelerómetro 5 axial. En esta ocasión, no hay ninguna banda que siga la tendencia descendente y ascendente, aunque las bandas de 160-320 Hz, 480-640 Hz y todas aquellas por encima de 960 Hz presentan un nivel de vibración inferior en el estado L al que presentaban en el estado B.

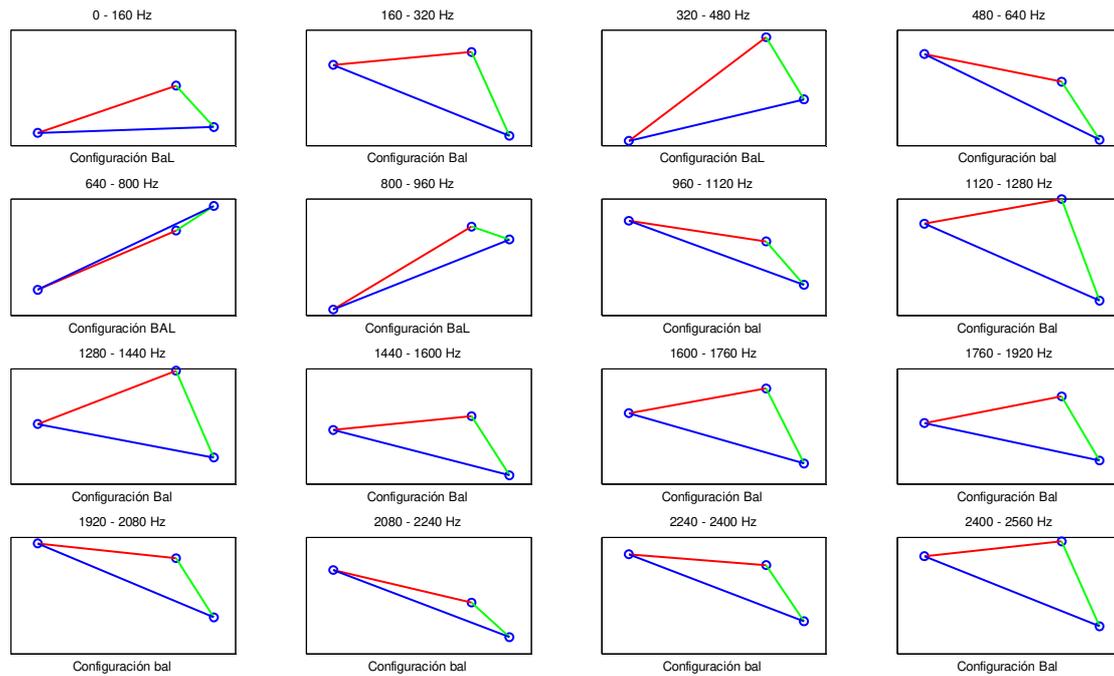


Figura 6.179. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 5 axial, en la línea Madrid-Alicante.

La Figura 6.180 ilustra el comportamiento de las bandas de los datos del acelerómetro 6 vertical. En dicha figura se aprecia que las bandas que siguen el comportamiento deseado (descenso y ascenso de la potencia) son las bandas de 0-160 Hz, 480-640 Hz y todas aquellas por encima de 1280 Hz.

Puede concluirse que el estudio de la potencia de las señales vibratorias de los acelerómetros verticales en las bandas entre 0 y 800 Hz parece un buen indicador del estado de funcionamiento del eje. No obstante, también es necesario prestar atención al comportamiento de las bandas de alta frecuencia.

Respecto a las señales de los acelerómetros longitudinal 4 y axial 5, la información relevante sobre el estado del eje parece estar contenida en las bandas de alta frecuencia.

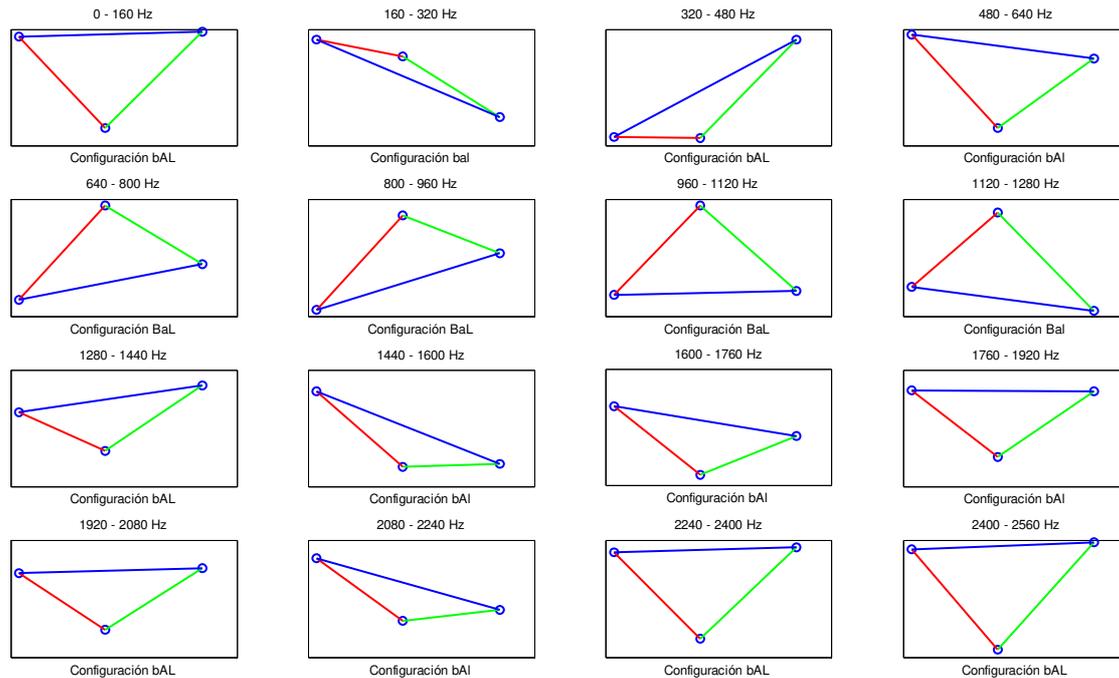


Figura 6.180. RGCE de las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de las señales del acelerómetro 6 vertical, en la línea Madrid-Alicante.

Como medida para compilar toda la información extraída de la descomposición en bandas y las configuraciones de los triángulos de tendencia se han desarrollado los mapas de color que se muestran a continuación. A cada configuración posible se le ha asignado un valor numérico según se muestra en la Tabla 6.19. Cada valor numérico es transformado después en un color específico de acuerdo a la escala situada a la derecha del CBF, correspondiendo los azules a las configuraciones b negativa y los amarillos y rojos a las configuraciones B positiva.

Conforme a la codificación de colores establecida, las bandas o paquetes de energía pintados de azul corresponden con aquellas bandas en las que se ha reducido la potencia de las señales tras la operación de reperfilado de las ruedas. Por tanto, la potencia de esas bandas del espectro de frecuencia puede ser utilizada como indicador del estado de funcionamiento del eje.

En la Figura 6.181 se muestra el CBF de las señales registradas por el acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Alicante. Se aprecia que las tonalidades predominantes son rojas, indicativo de que la energía de las señales se incrementa tras la operación de retorneado.

Un análisis más detallado de la imagen muestra que a partir de 800 Hz, aproximadamente, y para todos los niveles de descomposición, predominan las bandas en las que aumenta su nivel de energía. Entre estas bandas se intercalan otras en las que disminuye la energía, siendo especialmente relevantes las localizadas alrededor de 1300 Hz, 1900 Hz y 2100 Hz.

La zona comprendida entre 0 Hz y 800 Hz está dominada por una tendencia descendente, aunque también aparecen numerosas franjas con anchos de banda reducidos. La banda de mayor ancho en la que se reduce el nivel de energía se sitúa entre los 500 Hz y los 635 Hz.

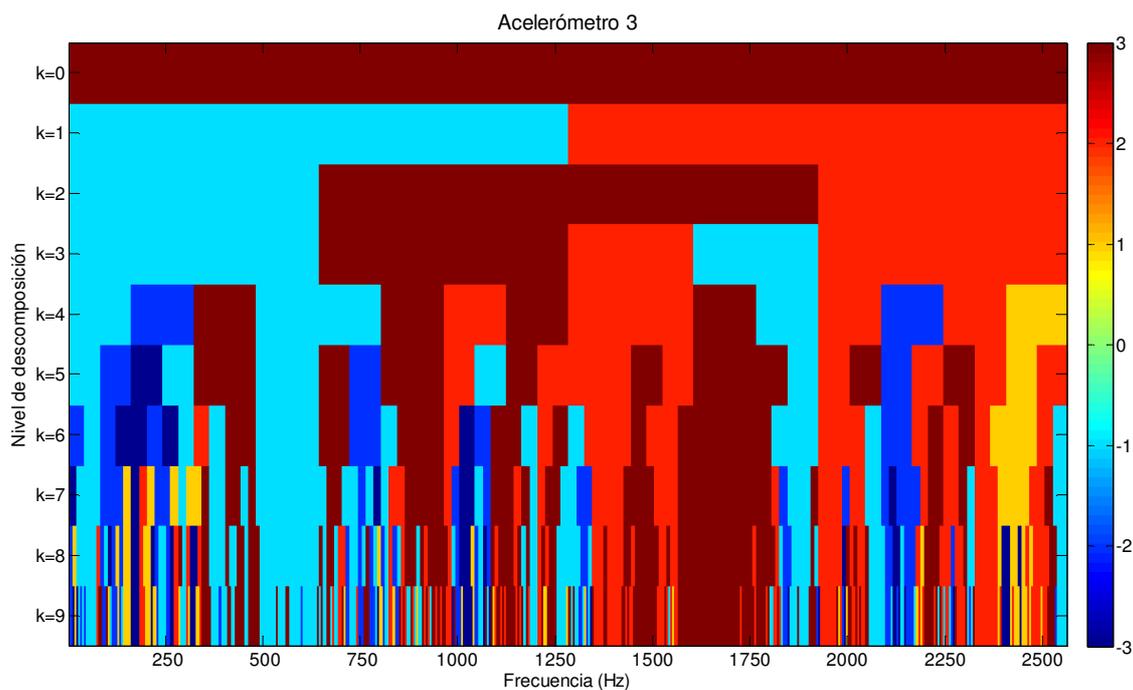


Figura 6.181. CBF de las señales del acelerómetro 3 en la línea Madrid-Alicante.

El CBF de las señales registradas por el acelerómetro 4 (ver Figura 6.182) se encuentra dominado por tonalidades amarillas y rojas, indicativo de que se ha producido un aumento en la energía de las señales tras el retorneado. La disposición de colores obtenida está influida sin duda alguna por la elevada energía que presentan las señales vibratorias tomadas el día 7 de enero de 2016.

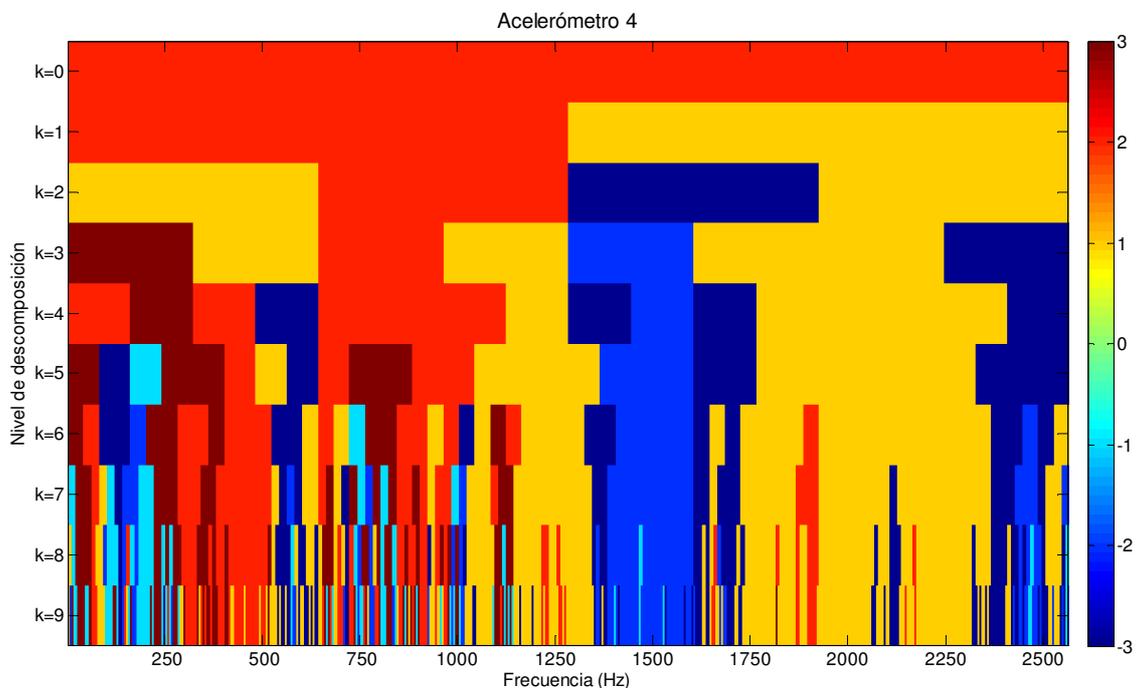


Figura 6.182. CBF de las señales del acelerómetro 4 en la línea Madrid-Alicante.

También se aprecia una amplia región en la que se reduce la energía de las señales tras el retorneado, situada entre 1400 Hz y 1600 Hz, aproximadamente. Existen otras zonas de

características similares alrededor de 100 Hz, 175 Hz, 550 Hz y 2400 Hz, pero su ancho de banda es considerablemente menor y entre ellas se intercalan bandas de incremento de energía.

El CBF de las señales del acelerómetro 5 (ver Figura 6.183) presenta un aspecto similar al anterior, con amplia presencia de tonalidades amarillas y rojas. Sin embargo, en esta ocasión existe una amplia región de azul (indicativo de una reducción de la energía de las señales después del reperfilado) entre 2000 y 2400 Hz. Alrededor de los 550 Hz, 1100 Hz, 1550 Hz y 1700 Hz se aprecian regiones en las que se reduce la energía, aunque su ancho de banda es considerablemente inferior al ancho de banda de la zona de alta frecuencia.

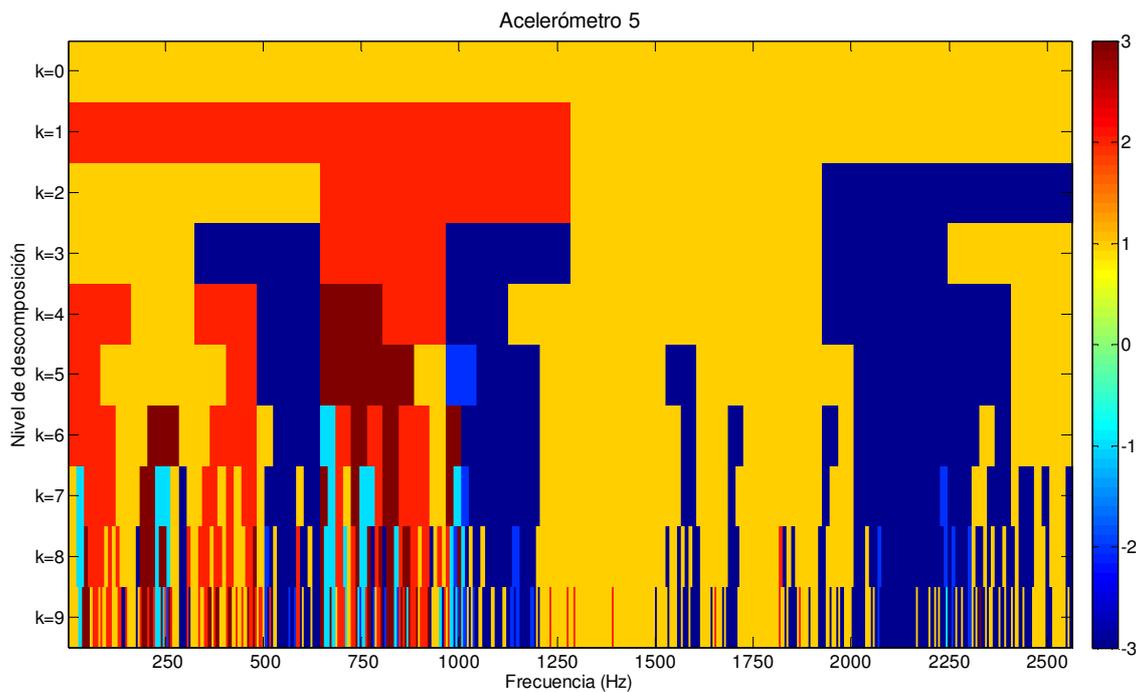


Figura 6.183. CBF de las señales del acelerómetro 5 en la línea Madrid-Alicante.

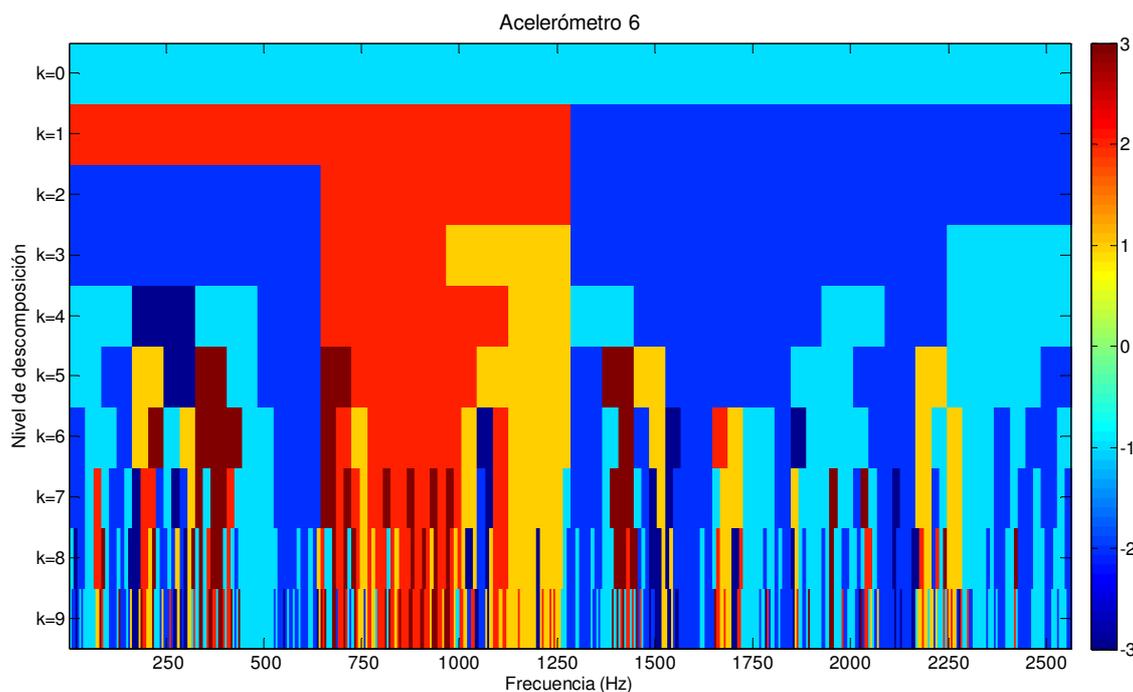


Figura 6.184. CBF de las señales del acelerómetro 6 en la línea Madrid-Alicante.

En lo que respecta al CBF de las señales registradas por el acelerómetro 6 (ver Figura 6.184), se observa una evidente división del espectro en dos mitades. La mitad de alta frecuencia está dominada por tonos azules (correspondientes a coeficientes negativos y, por tanto, a reducciones de la energía de las señales). De todos modos, en los niveles de descomposición más elevados se observan algunas bandas que presentan un incremento de la energía tras el retorneado.

La mitad inferior exhibe una amplia zona (entre 640 Hz y 1300 Hz) teñida de rojos y amarillos, indicativo de un incremento en la energía de las señales tras el retorneado. Este comportamiento es especialmente acusado entre 700 Hz y 1000 Hz. En la zona entre 0 Hz y 600 Hz se alternan bandas de incremento y de reducción de la energía, siendo la más significativa la banda de reducción de la energía situada alrededor de los 500 Hz.

Comparando los CBF de las señales vibratorias registradas por los cuatro acelerómetros se observa que las regiones alrededor de los 550 Hz y 2100 Hz presentan una en todos los casos una codificación en azules. En los cuatro CBF se han detectado tres zonas en torno a los 450 Hz, a los 800 Hz y a los 1100 Hz que presentan siempre rojas o amarillas. Por tanto, se pueden establecer estas cinco bandas como unos buenos indicadores de la condición del eje.

Análisis mediante EMD

También se ha aplicado la descomposición de la señal en IMF mediante la aplicación de la técnica EMD a las señales vibratorias seleccionadas de los cuatro acelerómetros analizados. El número de IMF extraídos se ha fijado en seis, al considerarse éste un número suficiente para el análisis de los estados de servicio del eje sensorizado.

Posteriormente, se ha calculado y representado la PSD promedio de los seis IMF extraídos de cada señal. Adicionalmente, se ha computado la potencia de cada IMF en los tres estados de servicio definidos.

En general, las zonas de mayor actividad de los espectros de los IMF coinciden razonablemente con las zonas activas del espectro definidas en los análisis preliminares.

En lo que respecta al acelerómetro 3 vertical se aprecia una cuantiosa disminución de la amplitud en las componentes los IMF(5) e IMF(6), pero también un notable aumento de la significación de las componentes de los IMF(1) e IMF(2) entre los estados B (ver Figura 6.185) y A (ver Figura 6.186). La reducción mencionada es muy significativa en la componente principal del IMF(6), situada alrededor de los 65 Hz.

Los espectros promedios de los IMF(5) e IMF(6) calculados en el estado operativo L presentan, también, una reducción significativa de sus amplitudes respecto a los valores registrados en el estado B (ver Figura 6.187). Sin embargo, las componentes de los IMF(1), IMF(2) e IMF(3) muestran mayor actividad en el estado operativo L.

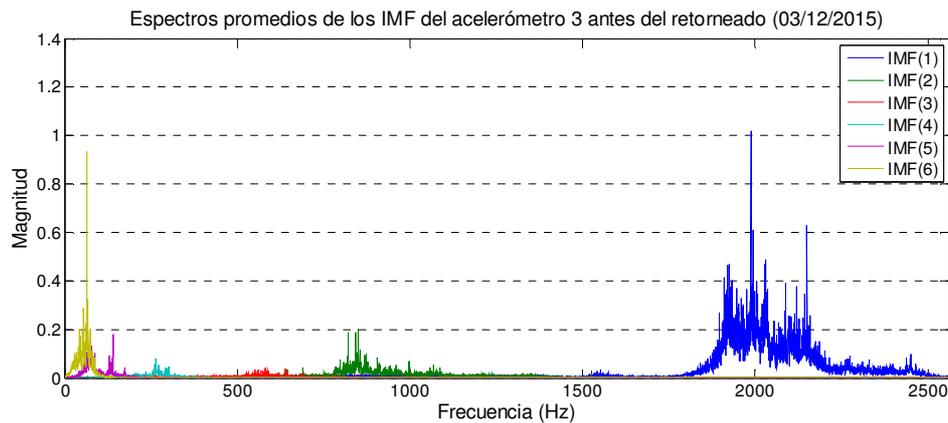


Figura 6.185. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes del retorneado (03/12/2015).

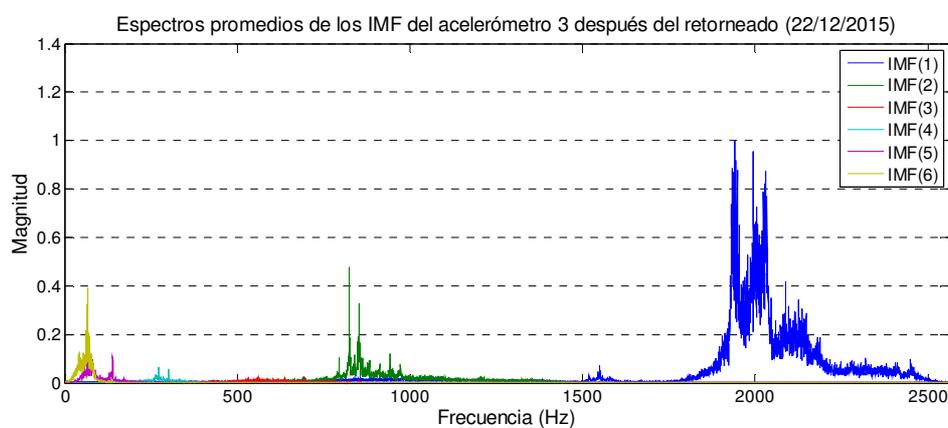


Figura 6.186. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneado (22/12/2015).

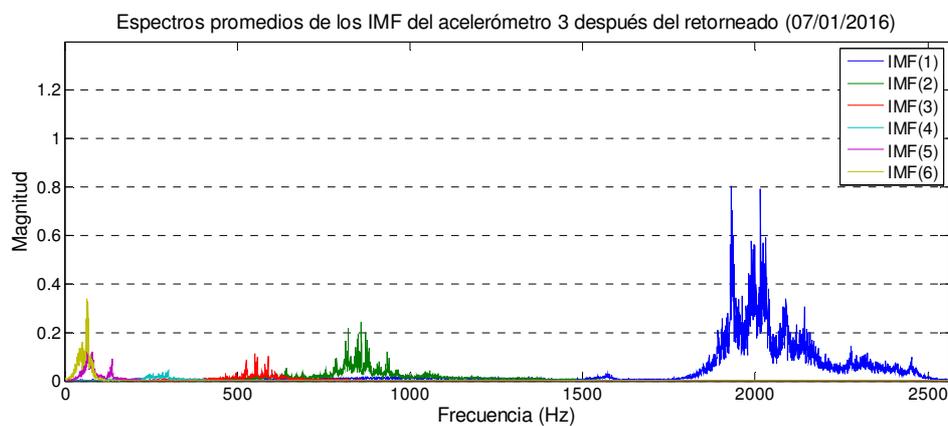


Figura 6.187. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneado (07/01/2016).

En lo que concierne al acelerómetro longitudinal 4, la ausencia de datos en el estado A obliga a realizar el análisis comparativo únicamente entre los espectros de los estados B (ver Figura 6.188) y L (ver Figura 6.189). En este caso, únicamente se observa una reducción significativa del nivel de potencia en la componente dominante del IMF(6). En el resto de IMF se mantiene el nivel de potencia o, como en los IMF(1) e IMF(2), aumenta.

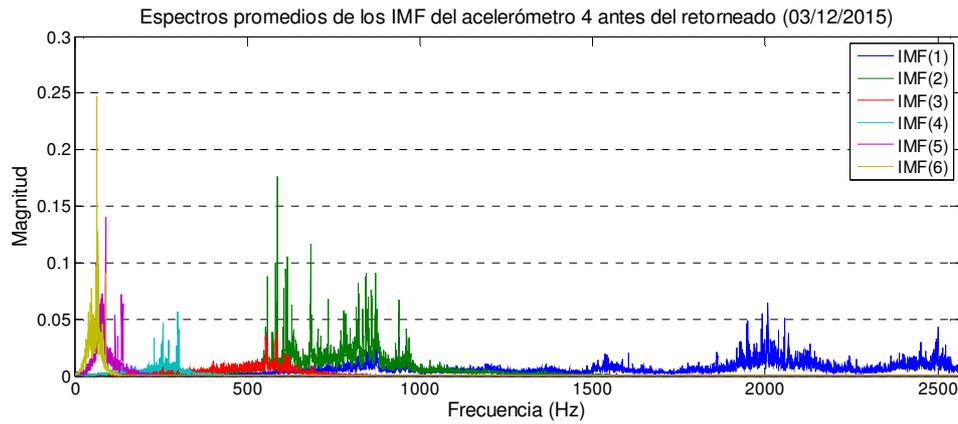


Figura 6.188. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes del retorneado (03/12/2015).

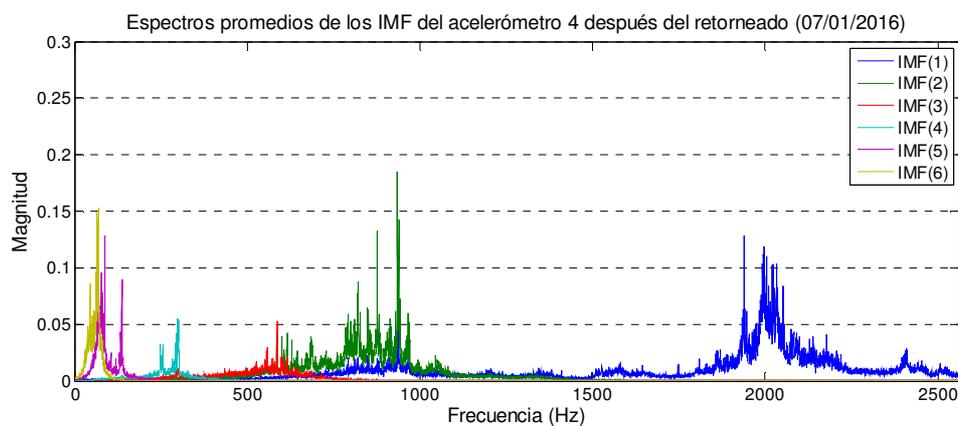


Figura 6.189. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneado (07/01/2016).

La inexistencia de datos del acelerómetro 5 axial el día 22 de diciembre de 2015 impone la comparación entre los estados de servicio B y L, cuyos espectros de los IMF se han representado en la Figura 6.190 y en la Figura 6.191, respectivamente. En el IMF(2) se aprecia una reducción del nivel de potencia entre 500 Hz y 750 Hz, pero un aumento de la significación en las componentes de la zona entre 750 Hz y 1000 Hz. El resto de los IMF presentan un nivel de potencia similar antes y después del proceso de retorneado de las ruedas.

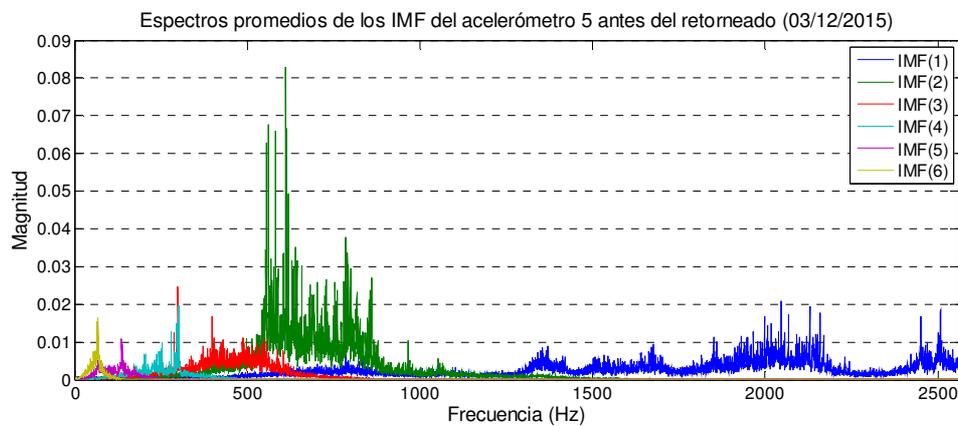


Figura 6.190. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes del retorneado (03/12/2015).

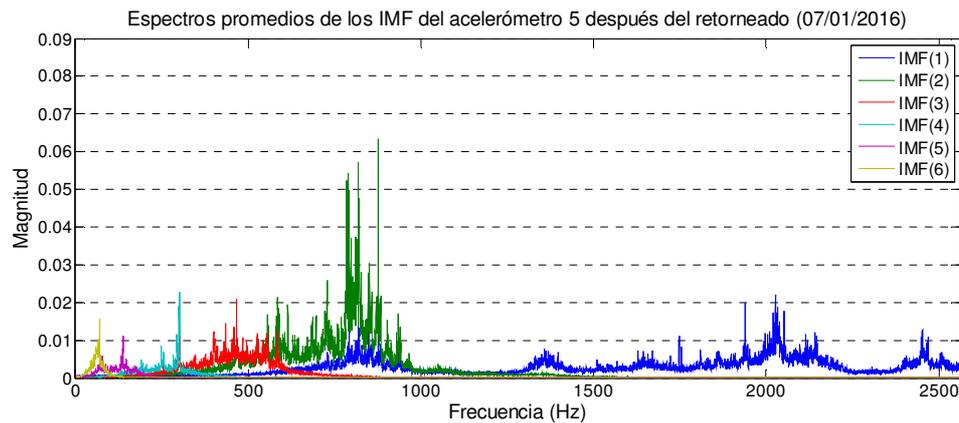


Figura 6.191. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneado (07/01/2016).

En lo concerniente al acelerómetro 6 vertical, se aprecia una notable reducción de la potencia los IMF(3), IMF(5) e IMF(6) entre el estado operativo B (ver Figura 6.192) y el estado A (ver Figura 6.193). En contraposición, se observa la aparición de numerosas componentes significativas en los IMF(1) e IMF(2) tras la operación de reperfilado de las ruedas.

Sin embargo, los espectros del estado L (ver Figura 6.194) muestran una reducción de potencia significativa en las componentes principales de casi todos los IMF. Únicamente el IMF(1) presenta un nivel de potencia similar antes y después del retorneado.

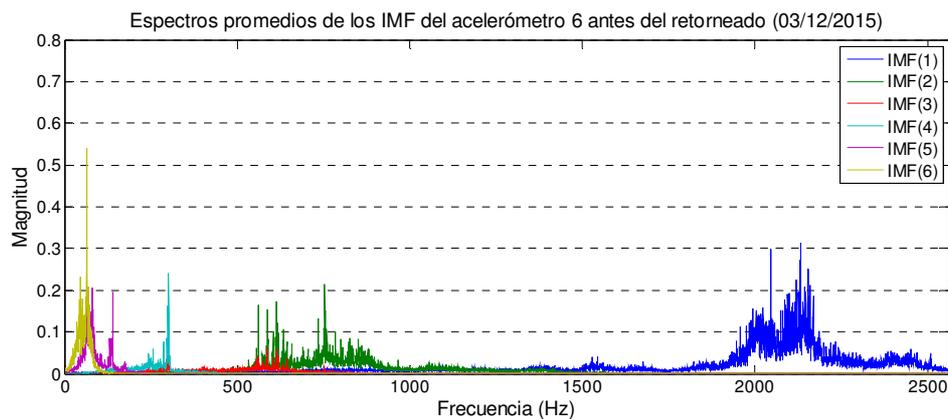


Figura 6.192. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes del retorneado (03/12/2015).

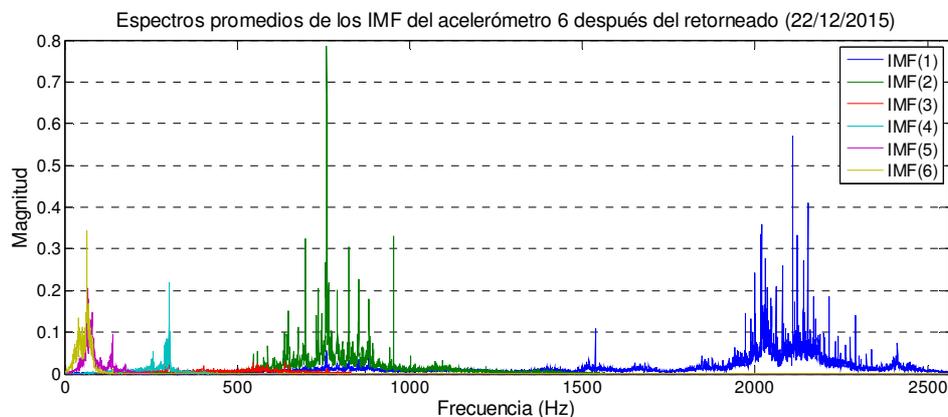


Figura 6.193. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneado (22/12/2015).

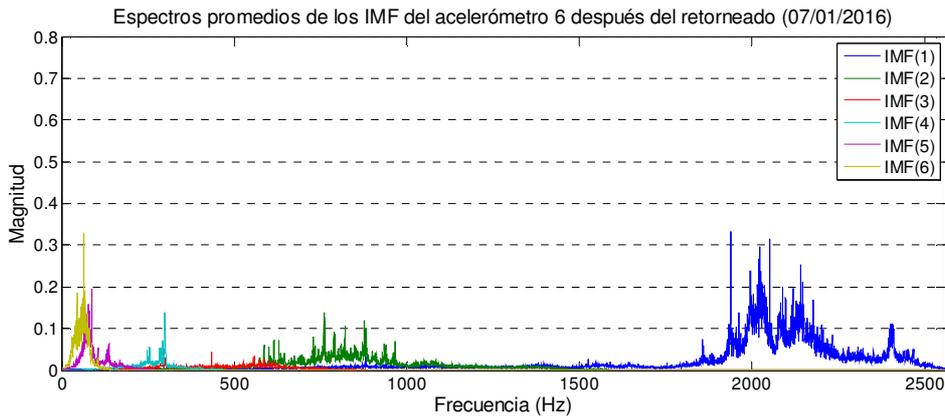


Figura 6.194. Espectros promedio de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, después del retorneo (07/01/2016).

El cálculo de la potencia de los espectros de los IMF permite cuantificar de una manera más clara y rápida la evolución del estado del eje sensorizado a lo largo del periodo de tiempo estudiado en la línea Madrid-Alicante. Además, es posible establecer un indicador cuantitativo que permita la caracterización el estado operativo del componente mecánico analizado, en este caso, el eje montado de la rama de alta velocidad.

Los valores de potencia espectral de los IMF de las señales de vibración del acelerómetro 3 vertical se recogen en la Tabla 6.25. En general, estos valores concuerdan en gran medida con lo visto en las gráficas de los espectros, aunque es posible apreciar detalles que difieren. La potencia del estado A se reduce respecto al estado B en los IMF(4), IMF(5) e IMF(6), en este último, la reducción se sitúa alrededor del 20%. En los IMF(1), IMF(2) e IMF(3) se produce un incremento del nivel de potencia, el cual supera el 50% en el IMF(1) respecto al estado B.

En el estado operativo L se observa un aumento generalizado de la potencia en todos los IMF excepto en el IMF(6), cuya potencia todavía se encuentra por debajo de la potencia registrada en el estado B. El incremento de potencia experimentado es especialmente significativo en los tres primeros IMF, con incrementos por encima del 30% respecto al estado B.

Tabla 6.25. Valores del potencia espectral de los IMF del acelerómetro vertical 3, registrados en la línea Madrid-Alicante, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.

Acelerómetro 3			
IMF	Potencia estado B (03/12/2015)	Potencia estado A (22/12/2015)	Potencia estado L (07/01/2016)
1	226,61	347,98 (+53,56%)	293,66 (+30,92%)
2	42,57	59,01 (+38,62%)	69,81 (+63,97%)
3	10,41	11,84 (+13,67%)	19,04 (+82,82%)
4	8,84	8,20 (-7,23%)	9,14 (+3,32%)
5	14,62	13,61 (-6,91%)	15,44 (+5,62%)
6	23,44	18,80 (-19,79%)	19,97 (-14,82%)

Los valores de la Tabla 6.25 se han representado en gráficos de barras comparativos de las situaciones antes y después del retorneo. La Figura 6.195 muestra el gráfico de barras de las potencias de los estados B y A, mientras que en la Figura 6.196 se aprecia la comparación entre las potencias de los IMF del acelerómetros 3 vertical correspondientes a los estados B y L.

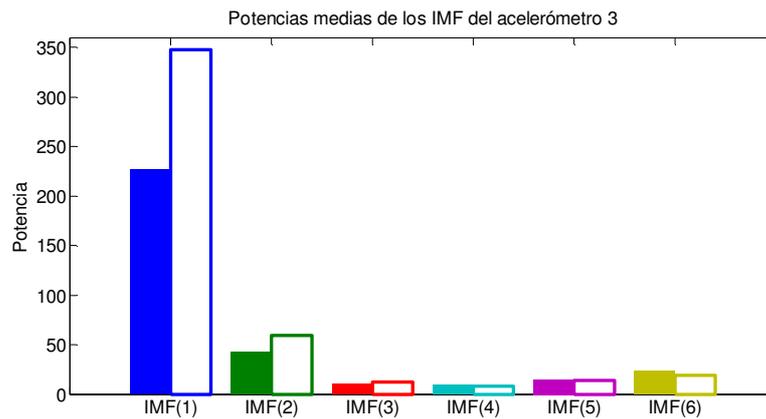


Figura 6.195. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (22/12/2015, en blanco) del retorno.

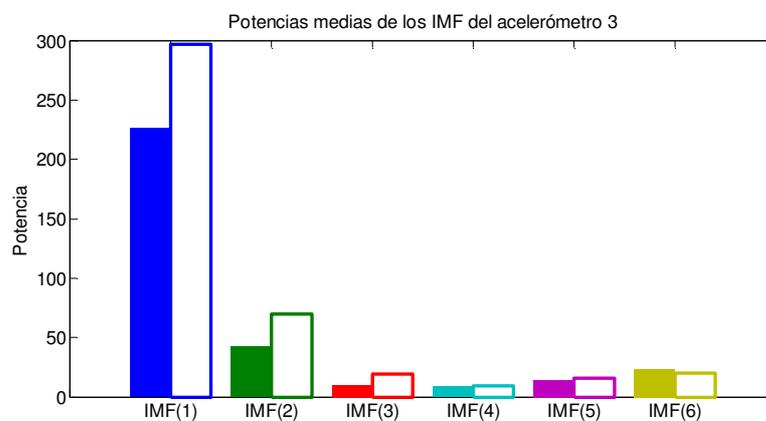


Figura 6.196. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (07/01/2016, en blanco) del retorno.

Los valores de potencia espectral de los IMF de las señales medidas por el acelerómetro 4 longitudinal se recogen en la Tabla 6.26. Debido a que no se dispone de datos de este acelerómetro el día 22 de diciembre de 2015, la comparación se realiza únicamente entre los estados de servicio B y L. Los valores de potencia calculados muestran un incremento del nivel de vibración en todos los IMF. Los incrementos de potencia relativos abarcan desde el 8,53% experimentado por el IMF(5) hasta el 67,36% del IMF(1).

Tabla 6.26. Valores de la potencia espectral de los IMF del acelerómetro longitudinal 4, registrados en la línea Madrid-Alicante, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.

Acelerómetro 4			
IMF	Potencia estado B (03/12/2015)	Potencia estado A (22/12/2015)	Potencia estado L (07/01/2016)
1	46,77	--	78,27 (+67,36%)
2	35,24	--	45,20 (+28,27%)
3	10,18	--	12,14 (+19,25%)
4	5,55	--	6,72 (+20,92%)
5	9,09	--	9,86 (+8,53%)
6	7,49	--	9,88 (+31,97%)

La representación de los valores de la Tabla 6.26 en el gráfico de barras de la Figura 6.197 permite la comparación visual de las potencias de todos los IMF y la realización de un análisis

rápido que identifique los IMF que han experimentado una mayor variación en sus niveles de potencia.

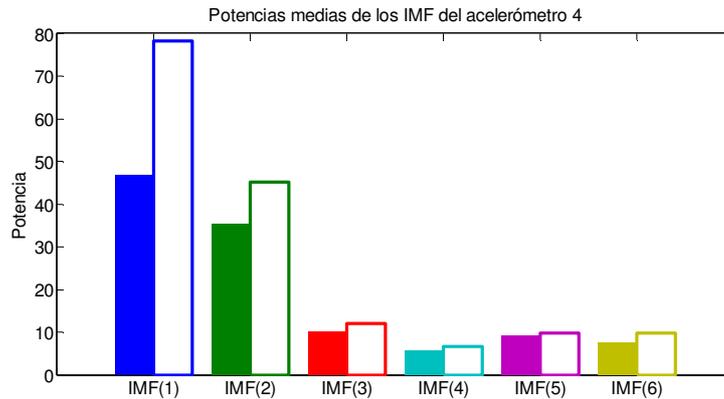


Figura 6.197. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 4 longitudinal, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (07/01/2016, en blanco) del retorneado.

Las potencias de los IMF de las señales registradas por el acelerómetro 5 axial se recogen en la Tabla 6.27. Estos valores de potencia muestran incrementos del nivel de potencia por encima del 5%, entre los estados de servicio B y L, en casi todos los IMF extraídos. La menor variación se produce en el IMF(2) (+4,97%), mientras que la mayor variación ocurre en el IMF(1) (+18,49%). El gráfico de barras comparativo asociado a estos valores de potencia se muestra en la Figura 6.198.

Tabla 6.27. Valores de la potencia espectral de los IMF del acelerómetro axial 5, registrados en la línea Madrid-Alicante, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.

Acelerómetro 5			
IMF	Potencia estado B (03/12/2015)	Potencia estado A (22/12/2015)	Potencia estado L (07/01/2016)
1	19,55	--	23,17 (+18,49%)
2	18,72	--	19,65 (+4,97%)
3	6,11	--	6,622 (+8,34%)
4	2,18	--	2,34 (+7,17%)
5	1,25	--	1,35 (+8,66%)
6	0,94	--	1,03 (+9,56%)

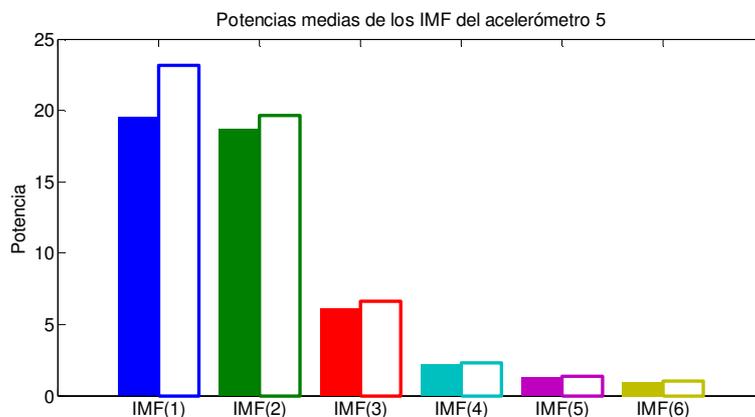


Figura 6.198. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 5 axial, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (07/01/2016, en blanco) del retorneado.

Los valores de potencia espectral de los IMF de las señales de vibración del acelerómetro 6 vertical se recogen en la Tabla 6.28. La potencia del estado A se reduce significativamente en casi todos los IMF, alcanzando reducciones de potencia relativas entre un 15% y un 20% respecto al estado B. No obstante, la potencia del IMF(2) se incrementa casi un 15% tras el retorneado de las ruedas.

En el estado L se observa que la potencia de todos los IMF, a excepción del IMF(5), es mayor que la potencia registrada en el estado operativo B. El mayor incremento se produce en la potencia del IMF(1), que ha aumentado su potencia más de un 25% respecto al valor inicial. El IMF(2) presenta un comportamiento extraño pues, aunque su potencia es mayor en el estado L que en el estado B, se ha reducido respecto al estado A. En cuanto a la potencia del IMF(5), ésta sigue siendo un 9% en el estado L respecto al estado B, pero ha aumentado respecto al estado A.

Tabla 6.28. Valores de la potencia espectral de los IMF del acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, en los tres estados de servicio definidos. Entre paréntesis se muestra la diferencia porcentual respecto al estado B.

Acelerómetro 6			
IMF	Potencia estado B (03/12/2015)	Potencia estado A (22/12/2015)	Potencia estado L (07/01/2016)
1	141,47	119,66 (-15,42%)	177,91 (+25,75%)
2	60,22	68,87 (+14,37%)	65,35 (+8,52%)
3	17,62	14,76 (-16,20%)	18,96 (+7,62%)
4	14,03	11,17 (-20,34%)	14,32 (+2,06%)
5	20,97	16,88 (-19,50%)	19,00 (-9,39%)
6	21,57	17,77 (-17,65%)	22,07 (+2,28%)

La representación gráfica comparativa de estos datos se muestra en la Figura 6.199 y en la Figura 6.200, de igual modo que se hizo con los datos medidos por el acelerómetro 3 vertical.

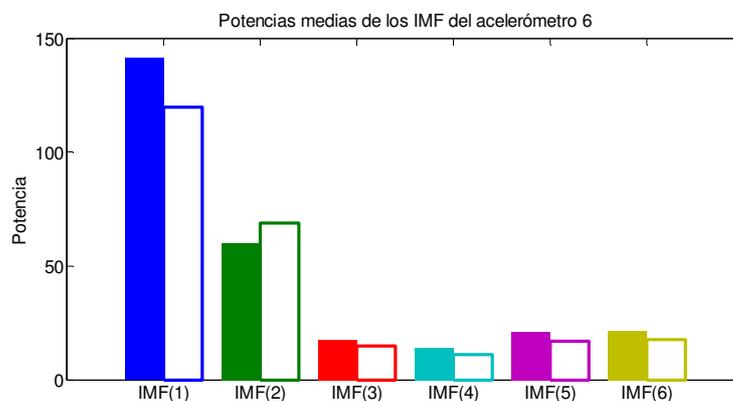


Figura 6.199. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (22/12/2015, en blanco) del retorneado.

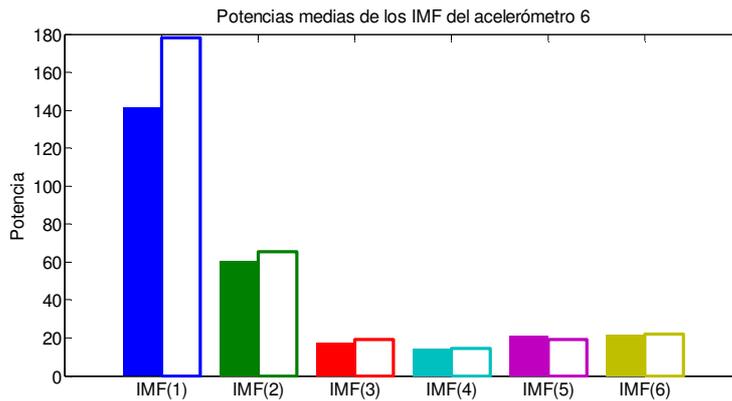


Figura 6.200. Valores de la potencia espectral de los IMF de acelerómetro 6 vertical, registrados en la línea Madrid-Alicante, antes (03/12/2015, relleno) y después (07/01/2016, en blanco) del retorno.

Adicionalmente, se han calculado las tendencias de las potencias promedio de los espectros de los seis IMF extraídos de las señales vibratorias recogidas por los cuatro acelerómetros analizados. El resultado son los triángulos mostrados en la Figura 6.201.

Para el cálculo de estas tendencias se han utilizado todos los datos de los viajes que realizó el tren monitorizado en la línea Madrid-Alicante entre los días 29 de noviembre de 2015 y 16 de enero de 2016. Los tres puntos marcados con una circunferencia azul en cada gráfica corresponden con uno de los estados de servicio definidos.

El punto situado más a la izquierda corresponde al estado B y es el resultante de la potencia media de cada IMF de los viajes realizados los días 29 y 30 de noviembre y 2 y 3 de diciembre de 2015.

El punto situado en la zona central corresponde con el estado A. Resulta del cálculo de la potencia media de los IMF de los viajes realizados el primer día del que se dispone de datos tras el mantenimiento. En los acelerómetros verticales, este punto resume los viajes realizados el 22 de diciembre de 2015. En los acelerómetros longitudinal 4 y axial 5 resume los viajes del día 7 de enero de 2016.

El punto situado más a la derecha compila las potencias medias de los IMF en el estado operativo L. En los acelerómetros verticales representa los días 7, 15 y 16 de enero de 2016, mientras que en los otros dos, únicamente los días 15 y 16 de enero de 2016.

Los puntos se han unido siguiendo la “codificación RGB”. Los puntos de los estados B y A se unen con una línea de color rojo; los puntos de los estados A y L, con una línea de color verde, y los estados B y L, con una línea de color azul.

El comportamiento ideal de los triángulos sería un descenso de potencia entre los estados B y A, y un incremento gradual de la misma entre los estados A y L.

Analizando los triángulos de la Figura 6.201 se observan comportamientos diferenciados para los datos vibratorios de cada acelerómetro e IMF. En lo que respecta a las tendencias de las potencias de los IMF de las señales del acelerómetro 3 vertical, la tendencia es claramente ascendente en todos los IMF a excepción del IMF(6).

Por el contrario, las potencias de los IMF de las señales vibratorias del acelerómetro 6 vertical muestran una clara tendencia descendente, a excepción del IMF(2). Dado que los únicos

IMF que presentan una tendencia similar en las señales de ambos acelerómetros son los IMF(2) e IMF(6), éstos parecen ser unos buenos indicadores del estado del eje monitorizado.

Respecto a la potencia de los IMF de las señales del acelerómetro 4 longitudinal, los IMF que presentan una tendencia general descendente son los IMF(1), IMF(3) e IMF(5). En las señales del acelerómetro 5 axial, los IMF que muestran una tendencia descendente son los IMF(1), IMF(3), IMF(4) e IMF(5). Por tanto, la potencia de los IMF(1), IMF(3) e IMF(5) puede ser un buen indicador del estado del eje calculada a partir de las señales de vibración recogidas por estos dos acelerómetros

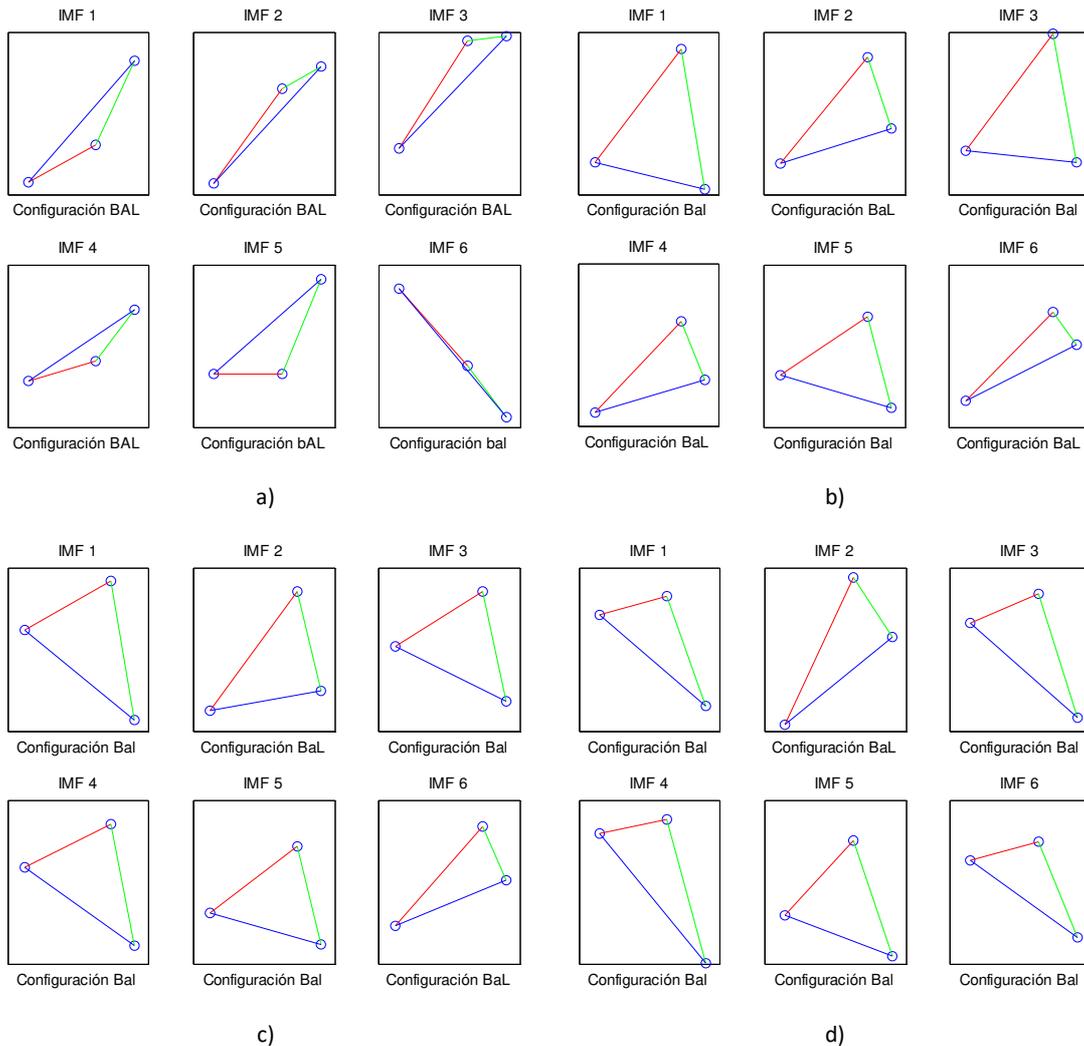


Figura 6.201. RGCE de los 6 primeros IMF para señales registradas en la línea Madrid-Alicante antes, inmediatamente después y después del retorneado para los acelerómetros vertical 3 (a), longitudinal 4 (b), axial 5 (c) y vertical 6 (d).

Como último análisis del estudio de la influencia del retorneado de las ruedas sobre las vibraciones medidas en los viajes realizados entre Madrid y Alicante se ha obtenido el espectro de Huang-Hilbert. En la Figura 6.202 se muestra el espectro promedio de todas las señales registradas por el acelerómetro 3 vertical en el tramo de estudio el día 7 de enero de 2016.

Desafortunadamente, la aplicación de esta técnica, ya sea a señales individuales o realizando un promediado, no aporta información relevante para el identificar la presencia de defectos en el eje analizado.

En la Figura 6.203 se ha reducido el fondo de escala de la imagen original con el objetivo de encontrar algún patrón reconocible. Sin embargo, esta tarea ha sido infructuosa.

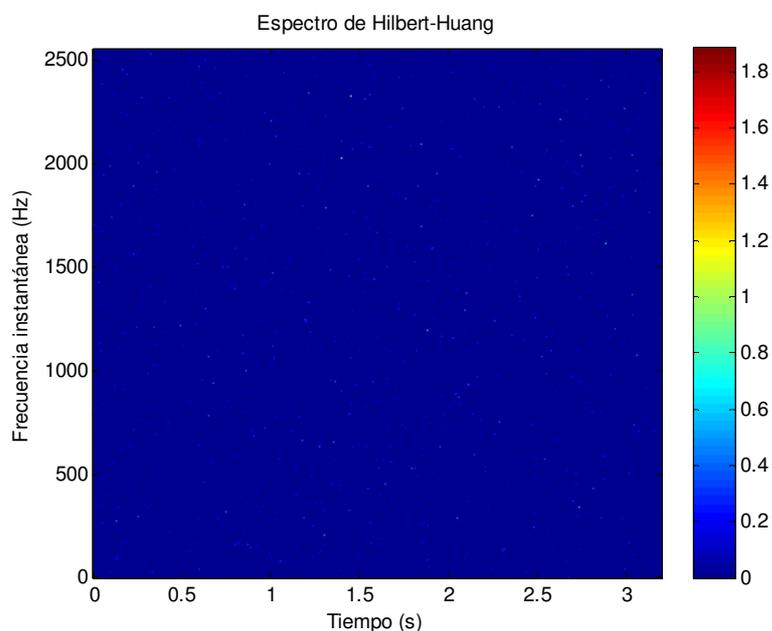


Figura 6.202. Espectro de Hilbert-Huang promedio de las señales verticales del acelerómetro 3 vertical del viaje Madrid-Alicante realizado el día 07/01/2016.

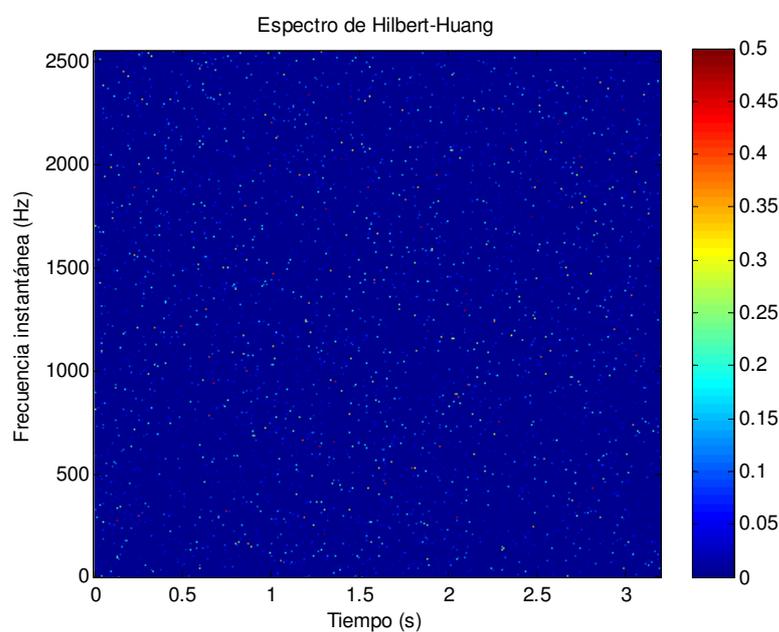


Figura 6.203. Espectro de Hilbert-Huang promedio (con fondo de escala reducido) de las señales verticales del acelerómetro 3 vertical del viaje Madrid-Alicante realizado el día 07/01/2016.

6.3 Discusión de los resultados

En este último apartado del capítulo se enumeran y comentan los resultados obtenidos durante el desarrollo de la Tesis Doctoral. El apartado se ha dividido en dos sub-apartados. El primero de ellos recoge de manera sistemática las conclusiones técnicas extraídas de los estudios de caracterización del sistema mecánico. El segundo sub-apartado discute los resultados obtenidos del estudio de la influencia del retorneado de las ruedas.

6.3.1. De los estudios de caracterización

De los estudios de caracterización del sistema mecánico, mediante elementos finitos y el análisis de los datos vibratorios registrados por los acelerómetros vertical, axial y longitudinal instalados en las cajas de grasa del coche R8 de la rama de AVE monitorizada, se pueden extraer las siguientes conclusiones:

1. Las vibraciones están muy influidas por la frecuencia de giro de la rueda. En los espectros aparecen multitud de armónicos de la frecuencia de giro siendo, con carácter general, los más importantes los armónicos 1º, 2º, 3º, 10º y 11º y las zonas alrededor de los armónicos 22º, 30º (~850 Hz a 300 km/h) y 33º (~850 Hz a 270 km/h).
2. Se ha constatado que las componentes localizadas alrededor de 280 Hz y 850 Hz aparecen en ambos trayectos, modificando su frecuencia de modo que coincida con el armónico más cercano.
3. Alrededor de los 92 Hz a 200 km/h, de los 123 Hz a 270 km/h y de los 134 Hz a 300 km/h se localiza una componente significativa que no corresponde con un armónico de la frecuencia de giro del eje. El origen de esta componente parece ser la frecuencia de fallo de los elementos rodantes (BSF) del rodamiento, pues la frecuencia de la componente observada se aproxima bastante ($4,8x f_{\text{giro}}$) a la BSF del rodamiento ($4,734x f_{\text{giro}}$).
4. Además de la componente anterior, se han identificado otras cuatro componentes que se repiten asiduamente en las dos líneas estudiadas localizadas a $8,7x f_{\text{giro}}$, $10,3x f_{\text{giro}}$, $23,4x f_{\text{giro}}$ y $30,3x f_{\text{giro}}$. La componente situada a $10,3x f_{\text{giro}}$ podría ser indicativa de un fallo de aro exterior en el rodamiento, pues se aproxima mucho a la frecuencia BPFO del rodamiento ($10,316x f_{\text{giro}}$).
5. El espectro de potencia de la envolvente se ha analizado hasta 160 Hz, donde suele observarse el pico a la frecuencia de giro e incluso los armónicos 2º, 3º o 4º. Algunas veces se aprecia una componente a 155 Hz en los viajes por la línea Madrid-Sevilla. Esta componente se corresponde con la diferencia entre la componente asociada al 11º armónico y el pico situado aproximadamente a los 123 Hz.
6. Existe una zona entre 450 Hz y 650 Hz donde se localiza una zona activa de componentes armónicos. La componente principal de esta zona se sitúa generalmente alrededor del armónico 22º de la frecuencia de giro. En los viajes por la línea Madrid-Sevilla también se ha detectado en esa zona una componente no correspondiente a ningún armónico de la frecuencia de giro, alrededor de los 590-600 Hz, y de la que debería determinarse su origen: o inherente al sistema o indicio de fallo.
7. Existe una banda entre 750 Hz y 950 Hz donde se localiza una zona activa de componentes armónicos. Esta banda es más intensa en el acelerómetro longitudinal que en el axial y en el vertical. La componente principal de esta banda suele situarse alrededor del armónico 30º.

8. En los acelerómetros axial y longitudinal aparece una banda de componentes significativos entre 1200 Hz y 1500 Hz. Esta zona es especialmente activa en el acelerómetro longitudinal y en los trayectos Madrid-Sevilla, Madrid-Alicante y Alicante-Madrid.
9. El estado de la vía influye en las señales registradas, excitando componentes a frecuencias distintas en función de la línea y del sentido de viaje. Sin embargo, es complicado cuantificar la significancia de este fenómeno.
10. El promediado de los espectros y la selección de las componentes frecuenciales más significativas (SCFMS) de las señales vibratorias aportan una visión general y rápida del tramo analizado: son una buena herramienta de análisis. No obstante, también es necesario realizar el análisis en detalle de los espectros de cada señal para detectar la presencia de posibles defectos en su fase incipiente.
11. Los valores RMS promedios son más elevados cuanto mayor es la velocidad de circulación. En general, la varianza se ve más influenciada por la vía que por la velocidad, siendo más elevada en las medidas vibratorias tomadas en la línea Madrid-Alicante. Respecto a la kurtosis, casi todas las señales presentan una distribución leptocúrtica, independientemente de la velocidad de circulación y del trayecto.
12. Se han identificado componentes frecuenciales con su causa probable, bien sea por coincidencia con los modos naturales de vibración calculados mediante elementos de determinados elementos mecánicos, o por coincidencia con frecuencias de fallo conocidas. En la Tabla 6.29 se muestran todas las componentes frecuenciales identificadas.

Tabla 6.29. Identificación de componentes frecuenciales con su causa probable.

Componente frecuencial	Causa probable
56 Hz	Modo 2 de vibración del bastidor del bogie
155 Hz	Modos 1 y 2 de vibración del eje. Modo 11 de vibración del bastidor del bogie.
218 Hz	Modo 1 de vibración de la caja de grasa, parte superior.
232 Hz	Modo 8 de vibración del eje completo.
250 Hz	Modo 9 de vibración del eje completo.
365 Hz	Modos 1 y 2 de vibración de la rueda
645 Hz	Modo 1 de vibración de la caja de grasa, tapa de fundición. Modo 4 de vibración de la caja de grasa, parte superior.
660 Hz	Modos 1 y 2 de vibración de la camisa de ajuste
850 Hz	Modo 1 de vibración del aro exterior del rodamiento. Modo 3 de vibración de la caja de grasa, tapa de fundición.
1828 Hz	Modos 3 y 4 de vibración del aro interior del rodamiento.
92 Hz, 123 Hz, 140 Hz ($\sim 4,75 \times f_{\text{giro}}$)	BSF del rodamiento
200 Hz, 267 Hz, 297 Hz ($\sim 10,3 \times f_{\text{giro}}$)	BPFO del rodamiento

6.3.2. Del estudio del efecto de estados operativos cambiantes

Para la realización del estudio del efecto de estados operativos cambiantes de las ruedas en el comportamiento vibratorio del sistema de rodadura del AVE se han procesado 16.150 ficheros de vibración, de los cuales se han analizado 2.058 correspondientes a 34 viajes. El análisis de las señales de vibración registradas por los acelerómetros instalados en las cajas de grasa del coche remolque R8 de la rama de AVE monitorizada arroja las siguientes conclusiones:

1. Se han aplicado varias técnicas de análisis de señales, tanto clásicas como originales de esta Tesis, con el fin de estudiar la influencia del retorneado de las ruedas sobre comportamiento mecánico del sistema de rodadura de un tren AVE de la serie 100 de Renfe. De este modo, se ha podido comprobar qué técnicas ofrecen buenos resultados y cuáles no.
2. De entre las técnicas clásicas, la aplicación de las técnicas PSD, la transformada de Hilbert, MLA y EMD ha permitido alcanzar un conocimiento exhaustivo del sistema y obtener conclusiones relevantes sobre la influencia del retorneado de las ruedas en el comportamiento mecánico del sistema de rodadura.
3. Por el contrario, la aplicación de la transformada Hilbert-Huang, técnica relativamente reciente y aplicada con éxito en otros trabajos, no aporta información relevante sobre las señales vibratorias analizadas en esta Tesis Doctoral.
4. Se han desarrollado técnicas de análisis originales, como la RGCE y el CBF, que han demostrado ser de gran utilidad para el establecimiento de indicadores del estado operativo del sistema mecánico.
5. El estado de la vía influye en gran medida en las señales de vibración registradas; sin embargo, es complicado determinar cuantitativamente la significancia de este fenómeno. Fruto de ello, se han obtenido resultados dispares en los trayectos por las dos líneas de alta velocidad estudiadas.
6. En la línea Madrid-Sevilla, se aprecia un notable descenso en el nivel de potencia de las señales de vibración registradas en las cajas de grasa justo después de la operación de reperfilado ligero de las ruedas. El descenso de la potencia de los espectros promediados se sitúa en torno al 15% en las señales verticales. Con el transcurrir de los días, el nivel de potencia de las señales de vibración recuperan los niveles previos al retorneado.
7. En la línea Madrid-Alicante, se aprecia un comportamiento extraño en el nivel de potencia de las señales de vibración justo después de la operación de mantenimiento: la potencia de los espectros promediados disminuye un 10% en las señales registradas por el acelerómetro 6 vertical, y se incrementa un 35% en las señales tomadas por el acelerómetro 3 vertical. Con el transcurrir de los días, el nivel de potencia de las señales de vibración continúan aumentando.
8. Las medidas de vibración tomadas el día 7 de enero de 2016 en la línea Madrid-Alicante presentan unas potencias inusualmente elevadas. El origen de este fenómeno es desconocido, pudiendo estar motivado por causas externas al tren como la presencia de defectos en las vías.
9. Como colofón a los puntos 6, 7 y 8, puede establecerse que la potencia de los espectros promedios es indicador del estado operativo del tren. Además, tiene la ventaja de ser un cálculo bastante rápido.
10. Los espectros de las señales analizadas se han descompuesto en bandas o paquetes de energía aplicando la técnica MLA. Se ha alcanzado un nivel de descomposición $k=9$, lo

que, para las señales analizadas, implica un ancho de banda de 5 Hz en el nivel de descomposición más elevado.

11. A los espectros de potencia descompuestos se les han aplicado las técnicas RGCE y CBF, ambas originales y desarrolladas durante esta Tesis. Esto ha permitido sintetizar la información contenida en los paquetes de energía y establecer las bandas alrededor de 450 Hz, 525 Hz, 1.600 Hz y 2.100 Hz como indicadores del estado operativo del sistema mecánico, en todas las direcciones de medida (longitudinal, axial y vertical).
12. La descomposición de la señal en IMF aplicando la técnica EMD identifica con bastante precisión las zonas del espectro definidas en los estudios de caracterización. Sin embargo, no se han podido asociar los IMF a elementos mecánicos específicos como sugerían algunos autores.
13. La potencia de los espectros promediados de los IMF se presenta como un buen identificador para establecer el estado operativo del sistema de rodadura estudiado. Más aún si se combina con la aplicación de la técnica RGCE, la cual ofrece una representación sencilla del estado operativo.
14. Se ha comprobado que la potencia de algunos IMF disminuye tras la intervención de mantenimiento. En las medidas de vibración tomadas en la línea Madrid-Sevilla, parecen ser buenos indicadores del estado operativo del sistema mecánico los IMF(1) e IMF(4) para las señales de los acelerómetros verticales, y los IMF(1) e IMF(5) para las señales de los acelerómetros longitudinal y axial. En la línea Madrid-Alicante destacan los IMF(5) e IMF(6) para las vibraciones verticales, y los IMF(1), IMF(3) e IMF(5) para las vibraciones longitudinal y axial.
15. Sin embargo, como se puede comprobar en el punto anterior, no se ha logrado establecer unos indicadores basados en la potencia de los IMF que sean comunes a las señales de vibración registradas en las direcciones longitudinal, axial y vertical.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES

El desarrollo de este capítulo supone el cierre de esta Tesis. El capítulo se ha dividido en tres apartados que recogen las principales conclusiones extraídas de la investigación realizada, futuras líneas de investigación y la producción científica a que ha dado lugar la Tesis.

En el primer apartado se exponen las conclusiones de carácter general, extraídas de los capítulos anteriores y centradas en el objetivo principal de la Tesis. También se presentan las aportaciones fundamentales del trabajo a la comunidad científica. Posteriormente, se incluyen dos subapartados:

- En el primer subapartado se resume la metodología propuesta, detallando los procedimientos a seguir para la diagnosis de un sistema mecánico ferroviario de responsabilidad.
- El segundo subapartado recoge las conclusiones de carácter técnico más relevantes. Éstas se extraen de los diferentes análisis realizados sobre el comportamiento vibratorio del sistema de rodadura de un tren de Alta Velocidad, tras aplicar la metodología propuesta en esta Tesis.

El segundo apartado del capítulo está dedicado a la exposición de futuras líneas de investigación surgidas del trabajo desarrollado en esta Tesis.

El último apartado enumera y clasifica la producción científica originada en la Tesis.

7.1 Conclusiones

En la presente Tesis Doctoral se propone y desarrolla una metodología para el estudio sistemático de un sistema mecánico ferroviario complejo a través del análisis de medidas de vibración obtenidas durante el funcionamiento del mismo. La metodología expuesta contempla todo el proceso de estudio, desde la definición del sistema mecánico objeto de examen hasta el establecimiento de unos indicadores adecuados para la identificación de los estados de funcionamiento del sistema mecánico analizado.

En resumen, puede concluirse que se ha cumplido el objetivo principal de esta Tesis Doctoral, planteado al inicio de la misma: *“Desarrollo de una metodología para el establecimiento de una técnica de diagnóstico mediante vibraciones de elementos mecánicos de responsabilidad en el ámbito ferroviario que permita la identificación de los estados de funcionamiento del sistema de rodadura de un Tren de Alta Velocidad”*.

La metodología propuesta aporta un procedimiento sistemático para la diagnosis de un sistema mecánico ferroviario de responsabilidad. Esta metodología engloba todos los aspectos necesarios para la diagnosis: definición del sistema mecánico analizado; las condiciones en las cuales se realizan las medidas y la definición del sistema de medida; la definición del proceso de adquisición, almacenamiento y gestión de los datos de vibración; consolidación de los datos; tratamiento de los datos mediante técnicas en los dominios del tiempo, de la frecuencia y del tiempo-frecuencia; y selección de indicadores del estado operativo del componente estudiado.

Esta metodología se ha aplicado al estudio del sistema de rodadura de un tren de alta velocidad AVE, de la serie 100 de Renfe, en servicio comercial. Se han analizado las vibraciones generadas en las cajas de grasa de uno de los ejes portantes del tren en diferentes condiciones de velocidad (a 300 km/h, 270 km/h y 200 km/h), en dos líneas comerciales distintas (Madrid-Sevilla y Madrid-Alicante) y en varios estados operativos: estándar y antes y después de una operación de retorneado.

El diseño de la metodología ha conducido a la aplicación de técnicas de análisis clásicas (extraídas de la literatura técnica) y al desarrollo ex profeso de otras técnicas originales que complementen a las primeras. La implementación de estas técnicas en algoritmos utilizados en el estudio de las vibraciones ha permitido identificar las técnicas más aprovechables (PSD, HT, EMD, MLA, RGCE, CBF) y las menos concluyentes (HHT, método de las pendientes) para el propósito de esta Tesis.

Para la realización de los estudios reflejados en la Tesis se han tratado más de un millón de señales vibratorias (extraídas de los más de tres millones de registros contenidos en la base de datos de medidas) y, para utilizar en los resultados, se seleccionaron y procesaron un total de 22.024 ficheros de vibraciones. Finalmente, tras el procesado de los datos de los resultados, en el texto se muestran los resultados de 3.116 ficheros de vibración (número de señales vibratorias de las cuales se muestra su análisis en detalle).

Se ha desarrollado la aplicación informática TAV² (Figura 7.1), en código MATLAB®, que agrupa las rutinas de análisis de vibraciones programadas y facilita su ejecución a través de una funcional y completa interfaz gráfica. El desarrollo de la herramienta informática ha supuesto un conjunto de programación cuyas rutinas abarcan más de 7.000 líneas de código.

- La aplicación TAV², como primera operación a realizar por el usuario, simplifica el proceso de agrupamiento, selección y pre-procesado de los datos vibratorios.
- Como segunda operación, guía al usuario en el análisis de los datos vibratorios pre-procesados, ofreciendo un gran abanico de posibilidades de técnicas de análisis y visualización de los resultados.

- Como tercera operación, este software permite generar automáticamente un dossier con todas las gráficas de un proceso de análisis diario, para su posible incorporación a un registro histórico.

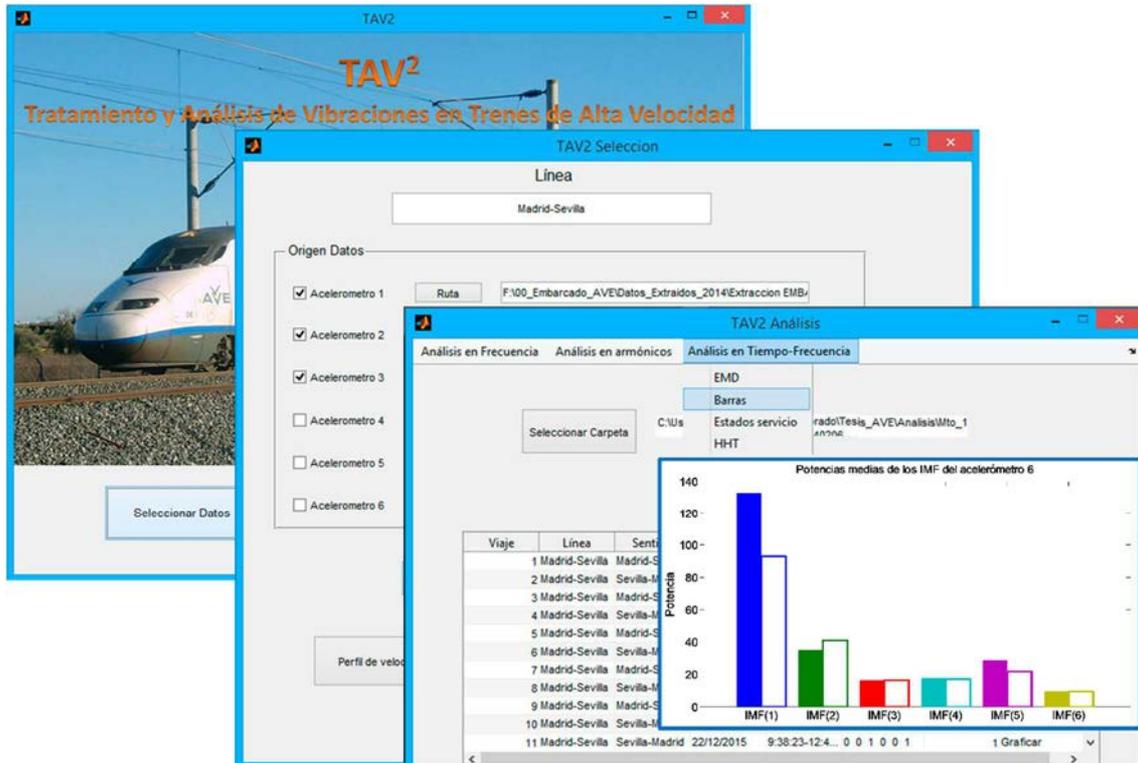


Figura 7.1. Interfaz gráfica de la aplicación TAV².

Debido al gran volumen de información procesada, se realizó un estudio de adaptación del software generado para su implementación usando tecnologías de cómputo en paralelo de gran capacidad de procesamiento (GPUs). El uso de estas tecnologías de paralelización de algoritmos y el posterior uso de las capacidades de computación de las tarjetas gráficas de tipo GPU no aportaron ventajas respecto a la programación secuencial clásica, al menos sobre la herramienta de software empleada en esta Tesis.

Tras una reseña de las principales aportaciones, conviene resaltar que, además de la consecución del objetivo principal marcado al inicio de esta Tesis, se han alcanzado con éxito los demás objetivos específicos:

- Se ha generado un vasto estudio, resultado de la exploración del estado de la tecnología mecánica en el ámbito del ferrocarril, seleccionando los hitos bibliográficos más relevantes que incluyen trabajos centrados en el análisis de vehículos ferroviarios y, particularmente, en su estado vibratorio.
- Se propone una metodología original para el diagnóstico del estado operativo de los componentes mecánicos de un sistema de rodadura de un vehículo ferroviario de Alta Velocidad, mediante análisis de vibraciones. Dicha metodología engloba todos los procesos necesarios para la diagnosis del estado operativo.
- Se ha definido el sistema mecánico ferroviario objeto de estudio, proponiendo un modelo de comportamiento vibratorio. De este modo, se conocen en profundidad sus condiciones de funcionamiento, la operatividad de los elementos mecánicos que lo componen y las frecuencias naturales y/o de fallo características de estos dispositivos.

- Se han establecido y aplicado las condiciones de medida, atendiendo a criterios de homogeneidad y número suficiente de medidas. Para ello, se han considerado factores de funcionamiento como el trazado y la velocidad de circulación.
 - Se han generado los perfiles de velocidad teóricos de las líneas de Alta Velocidad en las que habitualmente opera la rama del tren AVE monitorizado, consultando la información oficial emitida por el Administrador de Infraestructuras Ferroviarias (ADIF) y de publicaciones especializadas en el ámbito del ferrocarril.
- La definición del sistema de medida ha permitido determinar totalmente su topología: las características de los sensores y los adaptadores de señal y su colocación. También se han especificado el sistema de adquisición de señales y el sistema de transferencia on-line de los datos.
- Se ha diseñado un protocolo de almacenamiento, acceso y gestión de los datos vibratorios, con el fin de administrar el aprovisionamiento de las señales de vibración registradas en el tren de Alta Velocidad de forma ordenada y metódica. Esta tarea ha facilitado el posterior acceso a los registros vibratorios.
- Se han desarrollado algoritmos de procesamiento de señal basados en técnicas clásicas en el dominio del tiempo, de la frecuencia y tiempo-frecuenciales para determinar el comportamiento vibratorio del sistema mecánico.
- Con el fin de obtener una visión lo más amplia posible del comportamiento vibratorio del sistema mecánico también se han propuesto nuevas y originales técnicas de análisis (desarrolladas ex profeso en esta Tesis). Esto ha conllevado el desarrollo de nuevos algoritmos para el procesamiento de señal en el dominio del tiempo, de la frecuencia y tiempo-frecuenciales.
- Se ha realizado una aplicación informática donde se implementen los algoritmos de selección y análisis de las señales vibratorias en rutinas desarrolladas en código MATLAB®. El software dispone de una interfaz gráfica funcional que facilita el acceso a las rutinas de análisis y, además, es capaz de generar automáticamente un dossier con todas las gráficas del análisis, para su archivo diario.
- Se han estudiado las señales vibratorias en diferentes condiciones de velocidad y trayecto, aplicando la metodología y los algoritmos de análisis anteriormente explicados. El análisis de las señales vibratorias en escenarios corrientes, sin defectos conocidos, ha permitido definir sus características principales, identificar las componentes frecuenciales más significativas y establecer la relación entre esas componentes y los sistemas mecánicos que muy probablemente las originan.
- Se ha aplicado la metodología propuesta a un estudio de señales vibratorias en un escenario donde los componentes mecánicos funcionan con estados operativos cambiantes. Concretamente, se ha analizado una situación de ante y post-mantenimiento consistente en un retorneado ligero de las ruedas.
- El análisis anterior (aplicando la metodología y los algoritmos previamente expuestos) ha permitido observar las variaciones de las señales de vibración, antes y después del proceso de retorneado ligero de las ruedas, permitiendo establecer un patrón que identifica el estado de funcionamiento asociado a ese proceso de cambio en el sistema mecánico. Este patrón identificativo se basa en los valores obtenidos por una selección de indicadores de la condición del sistema mecánico, resultado de la asociación de las frecuencias naturales y de operación del sistema mecánico y de las componentes más significativas de las señales vibratorias.

7.1.1. Resumen de la metodología propuesta.

En esta Tesis se propone una metodología que aborda la diagnosis del estado de un sistema mecánico ferroviario de responsabilidad mediante el análisis de su señal vibratoria. Esta metodología se puede dividir en dos fases:

- La primera fase (Figura 7.2) comprende la definición de todos los parámetros involucrados en el protocolo de medida de las señales, el registro en la Base de Datos, el acceso a la Base de Datos y la selección de los datos de vibración a procesar.

Como primer paso, se especifican las variables del sistema mecánico del tren, las condiciones del trayecto y del sistema de medida, el cual transmite en tiempo real los datos de vibración a una base de datos encriptada, donde son registrados.

En un segundo paso, se accede a la base de datos y se procede a la extracción de los datos particularizados, atendiendo a selección establecida con la ayuda de documentos externos de la operadora del tren, consolidando las señales correctas y obteniéndose los datos finales de vibración que serán procesados.

En paralelo, partiendo de las especificaciones del tren, se realiza el estudio modal de los principales componentes mecánicos del tren que, considerando también sus condiciones operativas, permiten caracterizar el sistema mecánico tren.

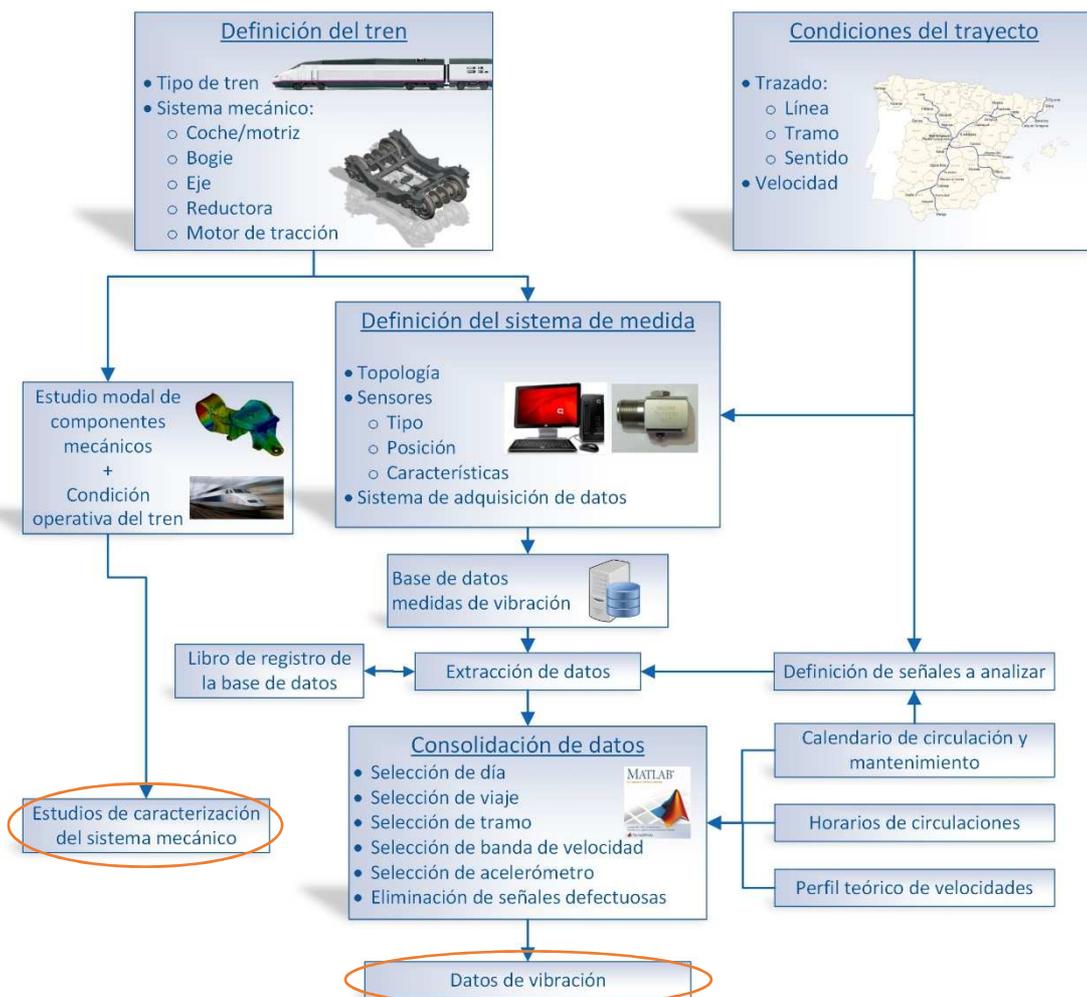


Figura 7.2. Primera fase de la metodología propuesta.

- La segunda fase (Figura 7.3) de la metodología propuesta se centra en el tratamiento de los datos de vibración con el objetivo de establecer los indicadores que permitan la identificación del estado operativo del tren.

En el proceso de tratamiento de las señales de vibración se aplican diversas técnicas de análisis: en el dominio del tiempo, evolución del RMS, la varianza o la kurtosis; en el dominio de la frecuencia, espectros de la PSD, espectro de la envolvente (HT), selección de componentes frecuenciales más significativas (SCFMS), análisis multinivel (MLA), representación gráfica de configuración de estados (RGCE) y cromograma de bandas de frecuencia (CBF); y en el dominio tiempo-frecuencia, descomposición empírica en modos (EMD), espectros de la transformada de Hilbert-Huang (HHT) y representación gráfica de configuración de estados (RGCE).

La mayoría de las técnicas utilizadas han sido extraídas de la literatura técnica. Las técnicas de análisis SCFMS, RGCE y CBF, son originales, se han desarrollado a propósito de esta Tesis.

Las técnicas de tratamiento de los datos de vibración que han resultado más adecuadas como indicadores para identificar la condición del sistema mecánico tren, han sido las técnicas PSD, MLA, EMD, RGCE y CBF.

En el proceso de selección de los indicadores de condición se incorporaron los resultados de los estudios de caracterización del sistema mecánico.

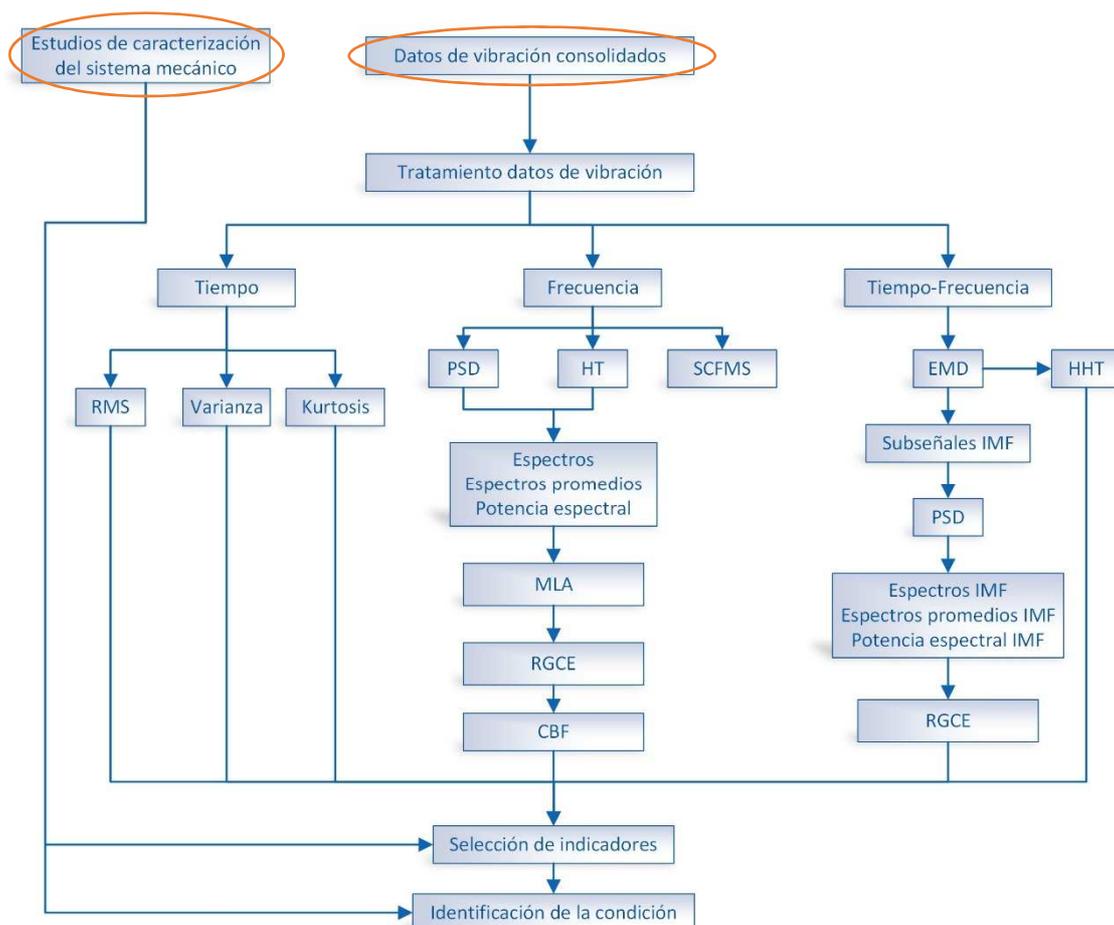


Figura 7.3. Segunda fase de la metodología propuesta.

7.1.2. Conclusiones técnicas.

En este apartado se recapitulan las principales conclusiones técnicas, extraídas de los diferentes análisis realizados sobre el comportamiento vibratorio del sistema de rodadura de un tren de Alta Velocidad, tras haber aplicado la metodología propuesta en esta Tesis.

- Las vibraciones están muy influidas por la frecuencia de giro de la rueda: en los espectros aparecen multitud de armónicos de la frecuencia de giro y estas componentes son las de mayor amplitud. Con carácter general, las componentes frecuenciales más repetidas son los armónicos 1º, 2º, 3º, 10º y 11º y las bandas entre los armónicos 18º y 25º, con predominio de los armónicos 20º (~560 Hz a 300 km/h) y 22º (~560 Hz a 270 km/h), y entre los armónicos 29º y 34º, con predominio de los armónicos 30º (~850 Hz a 300 km/h) y 33º (~850 Hz a 270 km/h).
- En los espectros se han identificado componentes frecuenciales que se repiten asiduamente, localizadas a $4,75 \times f_{\text{giro}}$, $8,7 \times f_{\text{giro}}$, $10,3 \times f_{\text{giro}}$, $23,4 \times f_{\text{giro}}$ y $30,3 \times f_{\text{giro}}$. Las componentes de frecuencias más bajas se corresponden con frecuencias de fallo del rodamiento: la situada a $4,75 \times f_{\text{giro}}$ coincide con la BSF y a $10,3 \times f_{\text{giro}}$ con la BPFO.
- Se ha estimado la correspondencia entre las componentes no armónicas que se repiten habitualmente, situadas alrededor de 155 Hz y de 850 Hz, con su causa probable: a 155 Hz se encuentran los modos naturales de vibración 1º y 2º del eje (también el modo natural de vibración 11º del bastidor del bogie) y a 850 Hz está el modo 1º de vibración del aro exterior del rodamiento (también el modo 3º de vibración de la tapa de fundición de la caja de grasa).
- La evolución de las potencias espectrales de las bandas alrededor de 450 Hz, 525 Hz, 1600 Hz y 2100 Hz de los espectros son buenos indicadores del estado operativo del sistema mecánico, en todas las condiciones estudiadas.
- Durante la caracterización de las señales vibratorias, se determinaron diferentes zonas activas en los espectros, comunes a todas las señales de vibración. La descomposición de las señales vibratorias en IMF, aplicando la técnica EMD, identifican con bastante precisión las zonas del espectro definidas en los estudios de caracterización (ver Figura 7.4).

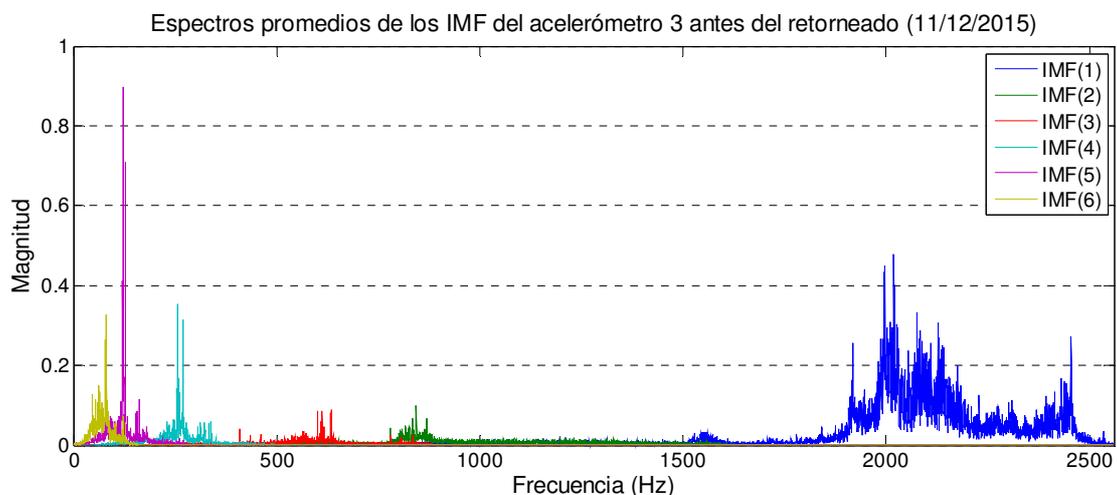


Figura 7.4. Espectros promedios de los IMF del acelerómetro 3 vertical, registrados en la línea Madrid-Sevilla, antes del retorneado (11/12/2015).

- Tras el análisis de las señales vibratorias anteriores y posteriores a un retorneado leve de las ruedas del tren, se ha revelado que la potencia de los espectros promediados de los IMF (método original de esta Tesis) ha resultado un buen identificador para establecer el estado operativo del sistema de rodadura del tren, cuando se considera la vibración registrada por los acelerómetros de dirección vertical. Sin embargo, cuando se analizan las señales de vibración registradas en las direcciones longitudinal y axial, los resultados no son concluyentes.
- Durante los estudios de caracterización de las señales vibratorias, el promediado de los espectros, la SCFMS, el RMS, la evolución de la varianza y la kurtosis de las señales vibratorias aportan una visión general y rápida del tramo analizado. Sin embargo, la potencia total de los espectros fue el indicador del estado operativo del sistema mecánico más significativo.
- Del conjunto de análisis abordado, se ha establecido que las técnicas de procesamiento de la señal: PSD, HT, MLA, EMD, RGCE y CBF son buenas herramientas para establecer como indicadores del estado operativo del sistema mecánico. Por el contrario, la HHT no aporta información relevante sobre las señales vibratorias analizadas en esta Tesis.
- El estado de la vía influye de forma significativa en las señales vibratorias registradas, excitándose distintas componentes frecuenciales en función de la línea y del sentido de viaje. Sin embargo, es complicado cuantificar la significancia de este fenómeno sin un estudio exclusivo de esta condición.
- En el análisis de las vibraciones del tren antes y después de la intervención de retorneado ligero de las ruedas, el comportamiento de la evolución de la potencia espectral es diferente en los dos trayectos analizados, produciéndose un descenso más pronunciado de la potencia espectral en la línea Madrid-Sevilla.
- La técnica RGCE (Figura 7.5) se ha concebido expresamente para esta Tesis, para valorar las vibraciones en tres estados operativos: antes de una intervención, después de la intervención y transcurrido un tiempo después de la intervención. Se observó como una herramienta muy útil para observar rápidamente la evolución de los espectros en sus diferentes bandas de frecuencia. Para establecer criterios de selección por banda de frecuencia y nivel de descomposición del espectro se concibió la técnica CBF.
- La técnica CBF (Figura 7.6) también se ha desarrollado especialmente para esta Tesis, para englobar los resultados de la técnica RGCE y ofrecer una visualización gráfica rápida y eficaz. Los resultados obtenidos al aplicar esta técnica han permitido seleccionar las bandas que presentan una misma pauta en los triángulos de tendencia de la RGCE, a pesar de las discrepancias observadas en los resultados de los dos trayectos analizados (como ocurre en la evolución de la potencia espectral).
- Del análisis CBF, las bandas frecuenciales que presentan una misma pauta en los triángulos de tendencia son las bandas alrededor de las frecuencias 450 Hz, 525 Hz, 1.600 Hz y 2.100 Hz. Estas bandas coinciden en todas las señales de vibración, independientemente de la dirección de la vibración (axial, longitudinal o vertical).

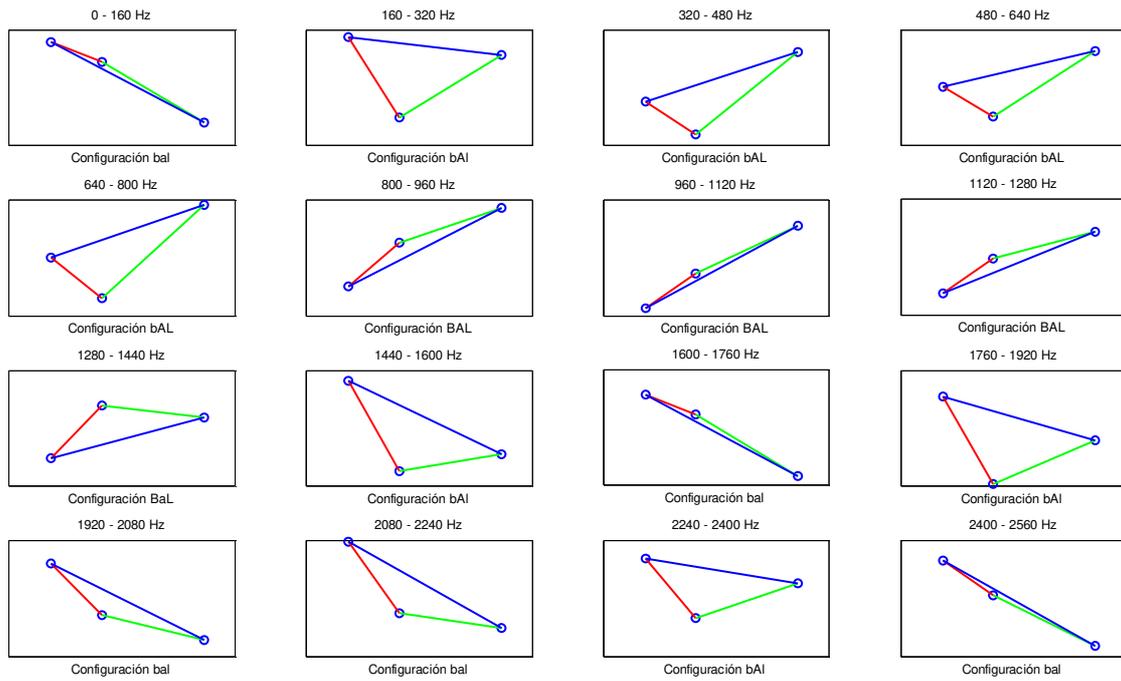


Figura 7.5. RGCE de las señales vibratorias del acelerómetro 3 vertical, en la línea Madrid-Sevilla. Bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$.

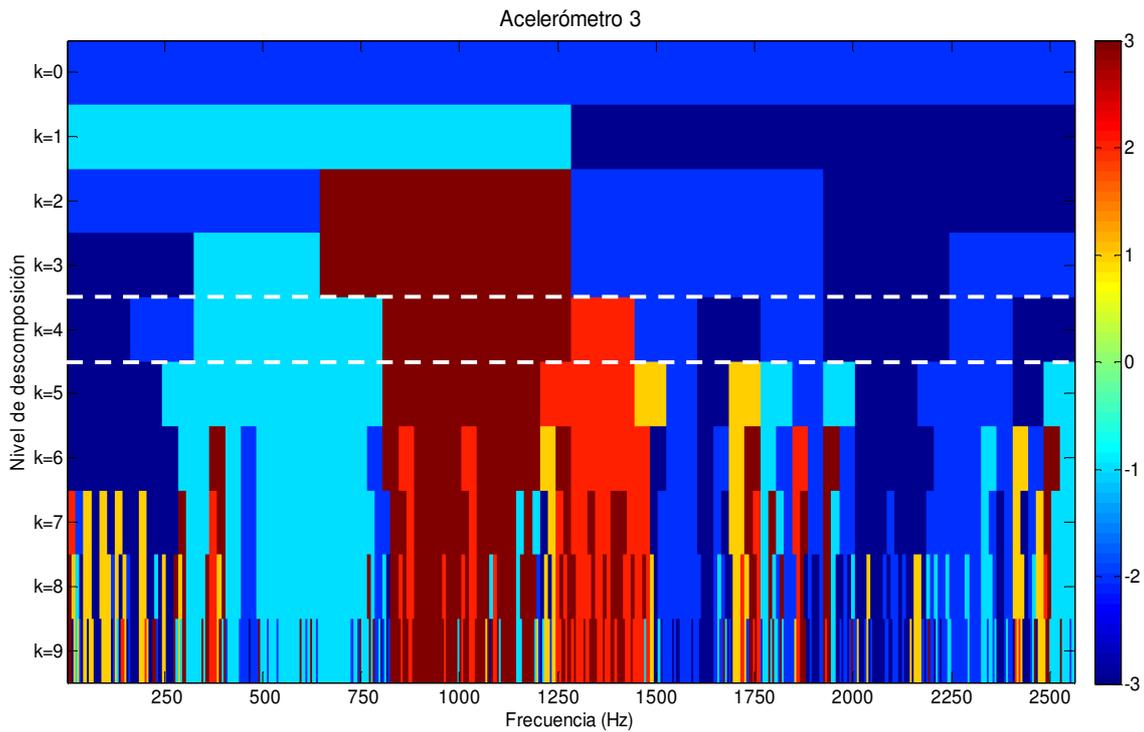


Figura 7.6. CBF de las señales vibratorias del acelerómetro 3 vertical en la línea Madrid-Sevilla. Las líneas blancas discontinuas corresponden a las bandas correspondientes al nivel de descomposición $k=4$ de la figura anterior.

7.2 Futuras líneas de investigación

Los fenómenos que originan las vibraciones en los vehículos ferroviarios y los procesos de generación y detección de fallos en elementos mecánicos continúan siendo objeto de numerosos estudios. La incesante investigación de universidades, centros de investigación y empresas ferroviarias pretende avanzar en aspectos como aumentar la velocidad, incrementar la seguridad y reducir los costes de operación y mantenimiento.

La metodología que se propone en esta Tesis abre la puerta al desarrollo de futuras líneas de investigación mediante su aplicación y/o adaptación a otras condiciones y entornos. Adicionalmente, durante la aplicación de la metodología al análisis de las vibraciones en el tren de alta velocidad surgieron nuevas vías de investigación no resueltas en esta Tesis. Así, se sugieren las siguientes recomendaciones como futuras líneas de investigación:

- Aplicar la metodología propuesta al caso de fallo en alguno de los elementos del sistema mecánico investigado. Para llevar a cabo este estudio habría que esperar a que aparezca el defecto y éste sea detectado. En esa situación, se puede realizar el análisis de las vibraciones anteriores y posteriores al fallo. Esta situación no se ha dado durante el transcurso de esta Tesis.
- En la misma dirección, se propone analizar la influencia de la vía en las vibraciones registradas en el tren. Habría dos líneas a explorar:
 - Realizar el estudio de un tramo controlado de vía, por ejemplo, 1 km (lo recorrería el tren, a 300 km/h, en 12 s.), analizando los registros de vibraciones en el tren y las reacciones en la vía.
 - Aprovechando la situación anterior, analizar el comportamiento vibratorio del tren y las reacciones en la vía pero con la presencia de defectos en vía.
- Comparar los datos vibratorios obtenidos del tren circulando en vía con las señales vibratorias adquiridas en el banco de ensayo de bogies BogLab (ubicado en los Talleres de RENFE de Villaverde-Madrid y gestionado por el grupo de investigación MAQLAB, de la Universidad Carlos III de Madrid). Con este experimento sería posible establecer las posibles analogías y discrepancias entre los ensayos experimentales realizados con un bogie en condiciones de laboratorio y los ensayos efectuados con un bogie instalado en el tren y en condiciones reales de operación del tren.
- Aplicar la metodología al análisis del comportamiento vibratorio de otros vehículos: otros tipos de material rodante ferroviario (locomotoras, automotores, tranvías, etc.), vehículos automóviles (coches, autobuses, camiones, etc.), buques, etc.
- Registrar las vibraciones con un nuevo sistema de medida, que mejore las características del ahora instalado en el tren, actualizando la tecnología del mismo, de forma que resulte más robusto, incluya un sistema de posicionamiento por satélite (GNSS) y permita mostrar alarmas en cabina.
 - La información aportada por un sistema GNSS permitiría determinar con mucha exactitud la posición y velocidad a la que se toman las medidas de vibración. Además, en combinación con el sensor de velocidad instalado en el eje, posibilitaría la identificación de fenómenos de deslizamiento e, incluso, la estimación de las variaciones en el diámetro de la rueda, permitiendo evaluar el desgaste o la presencia de planos, corrugaciones u otros defectos superficiales de la rueda.

- El sistema de alertas en cabina precisa que el sistema de medida realice automáticamente el tratamiento de los datos de vibración (requeriría que el módulo de análisis de vibraciones estuviera embarcado). En el caso de sobrepasar unos umbrales establecidos, el sistema de medida se comunicaría con el sistema de gestión del tren para mostrar al maquinista el aviso o alarma adecuado.
- Evolucionar la forma en la cual son registrados los datos, implementando una Base de Datos perfectamente organizada. Esto implicaría diseñar una Base de Datos estructurada que permita acceder a los registros de datos desde varios campos (fecha y hora, trayecto, velocidad, posición, acelerómetro, etc.) y no únicamente por la fecha de registro de los datos como se procede actualmente. Además, la Base de Datos podría conectarse directamente con la aplicación TAV².
- Complementar el proceso de análisis de vibraciones con nuevas técnicas de análisis, especialmente en el dominio del tiempo-frecuencia y avanzar en la diagnosis del estado del tren a través de sistemas expertos. Estas nuevas técnicas serían fácilmente incorporables a la aplicación TAV².
 - Estimamos que la incorporación de otras técnicas de análisis en el dominio del tiempo-frecuencia aportarían mejores resultados que los obtenidos con la aplicación de la transformada de Hilbert-Huang. En este aspecto, sugerimos el empleo de wavelet packets, distribución de Wigner-Ville, etc.
 - El tratamiento de los resultados obtenidos con un sistema experto (redes neuronales, lógica difusa o *fuzzy*, algoritmos genéticos, bosques aleatorios o *Random Forest*, etc.) mejoraría la evaluación del estado del tren. Con el entrenamiento conveniente del sistema experto y el procesamiento adecuado de las señales on-line se conseguiría el diagnóstico automático de la condición del sistema mecánico.
- Con el fin de facilitar el acceso a un sistema de análisis y respuesta en tiempo real, implementar los algoritmos desarrollados para el tratamiento de señales vibratorias sobre un soporte que permita su ejecución en paralelo, aprovechando las capacidades de cómputo de las tarjetas gráficas modernas (GPGPU). El autor comprobó que la combinación de la tecnología GPGPU con MATLAB[®], versión R2013b, no resultaba muy eficiente [294,295]. Se sugiere probar en nuevas versiones del citado software si ha mejorado su eficacia. Pero el autor recomienda, para aprovechar todas las capacidades de la tecnología GPGPU, la implementación de los algoritmos en lenguaje C/C++, que ya se ha comprobado que ofrece espectaculares resultados de eficacia [294,295].
- Desarrollar modelos virtuales del conjunto del bogie e, incluso, del coche completo o el total del tren. Para ello se utilizarían softwares específicos como ADAMS/VI-Rail, SIMPACK, VAMPIRE[®] o Universal Mechanism. De este modo, se podrían realizar la simulación de modelos multicuerpo de bogie-coche-tren, a imagen del sistema real, y con condiciones dinámicas similares a las que ocurrían cuando se tomaron las señales de vibración del sistema físico real. Esto nos permitiría ajustar los modelos multicuerpo al sistema real y desarrollar simulaciones contrastadas.

7.3 Difusión de la Tesis Doctoral

El desarrollo de esta Tesis Doctoral ha dado lugar a una producción científica que se puede resumir en las siguientes publicaciones y comunicaciones científicas:

Artículos en revistas científicas:

- Bustos Caballero, A., Rubio Alonso, H., Corral Abad, E., y García Prada, J.C., “Aplicación de la computación paralela con unidad procesadora de gráficos para el análisis de un sistema mecánico ferroviario”, *DYNA* 92(6) 2017, doi:10.6036/8471.
- Bustos Caballero, A., Rubio Alonso, H., Corral Abad, E., y García Prada, J.C., “Parallel computing used to solve a railway mechanical system”, *DYNA New Technologies* 4(1): 18, 2017, doi:10.6036/NT8288.
- Bustos, A., Rubio, H., Castejón Cristina, García Prada, J.C., “Study of the vibratory behaviour of in-service high-speed train running gear using EMD technique”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. Enviado el día 2 de junio de 2017 y pendiente de contestación.

Capítulos de libro:

- Bustos, A., Rubio, H., Soriano, E., y García Prada, J.C., “Railway linkage mechanism analysis through parallel computing”, *13º Congreso Ibero-americano de Engenharia Mecânica / Ingeniería Mecánica. Livro de actas*.
- Kalengayi, Z., Rubio, H., Bustos, A., Castejón, C., Meneses, J., y García Prada, J.C., “Nueva metodología para el análisis de la evolución de las frecuencias naturales con la presencia de grietas en ruedas ferroviarias”, *Anales del 13º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*.
- Bustos, A., Rubio, H., Castejón, C., y García Prada, J.C., “Estudio del contacto en la interacción rueda-carril y rueda-rodillo en bancos de ensayos ferroviarios”, en: Velasco, E., ed. *Anales del XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*. Pp: 786-793. (2016). ISBN: 978-84-16024-37-7.
- Kalengayi, Z., Rubio, H., Bustos, A., Castejón, C., Meneses, J., y García Prada, J.C., “Nueva metodología para el análisis de la evolución de las frecuencias naturales con el tamaño de la grieta en ruedas ferroviarias”. en: *Anales del XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*. Pp: 826-833. (2016). ISBN: 978-84-16024-37-7.
- García-Prada, J.C., Castejón, C., Rubio, H., y Bustos, A., “Methodology to characterize the Von Mises stress in the contact between wheel and rail (Test-Rig)”. *Proceedings of the 18th International Wheelset Congress IWC*. Chengdu, China (2016). Disponible online: <http://www.iwc2016.com/dct/page/70047> (último acceso 20-09-2017).
- Bustos, A., Rubio, H., García Prada, J.C., y Meneses, J., “The Evolution of the Computing Time in the simulation of Mimbot-Biped Robot using Parallel Algorithms”, en: Chang, S.H, ed, *Proceedings of the 14th IFToMM World Congress*, Taipei, Taiwan: 347-354. (2015). ISBN: 978-986-04-6098-8.
- Bustos, A., Carbone, G., Rubio, H., Ceccarelli, M., y García Prada, J.C., “Sensitivity analysis on MIMBOT biped robot through parallel computing”, *Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015*, Barcelona, España. Pp: 1504-1515. (2015). ISBN: 978-84-944244-0-3.

- Rubio, H., Bustos, A., Kalengayi, Z., Meneses, J., Castejón, C., García Prada, J.C., “Nueva metodología para el análisis de la evolución de las frecuencias naturales con el tamaño de la grieta en ejes ferroviarios”. *Anales del XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*. Pp: 615-622. (2014). ISBN: 978-84-697-1465-2.
- Rubio, H., Bustos, A., Kalengayi, Z., Castejón, C., Meneses, J., y García Prada, J.C., “Tool for the analysis of new skills biped Pasibot”, *New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications: Proceedings of the Second Conference MeTrApp, 2013, Bilbao, España*. Pp: 173-181. (2014). Publicado por Springer. ISBN: 978-94-007-7485-8.

Presentaciones en congresos:

Se expone aquí la relación de trabajos, derivados de esta Tesis, presentados oralmente por el autor en Congresos de carácter científico:

- “Railway linkage mechanism analysis through parallel computing”.
13º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica.
Lisboa (Portugal), 25 de octubre de 2017.
- “Estudio del contacto en la interacción rueda-carril y rueda-rodillo en bancos de ensayos ferroviarios”.
XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica.
Elche (Spain), 10 de noviembre de 2016.
- “Sensitivity analysis on MIMBOT biped robot through parallel computing”.
ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics, 2015.
Barcelona (Spain), 29 de junio de 2015.
- “Tool for the analysis of new skills biped Pasibot”.
Second Conference MeTrApp, 2013.
Bilbao (Spain), 3 de octubre de 2013.

CONCLUSIONS

This chapter means the closure of this Thesis. The chapter has been divided into three sections that collect together the major conclusions of the investigation, further developments and the scientific production originated in this Thesis.

The first section presents the general conclusions, which have been obtained from the previous chapters and are focused on the main objective of the Thesis. The fundamental contributions of this Thesis to the scientific community are also presented. Later, two sub-sections are added:

- The first sub-section summarizes the proposed methodology, going into detail about the procedures to diagnose a mechanical railway system of fundamental importance.
- The second sub-section collects the main technical conclusions. These conclusions are obtained from the different analyses about the vibratory behaviour of the running gear of a High Speed Train, after applying the proposed methodology.

The second section expounds further developments that emerge from the executed work in this Thesis.

Last section enumerates and classifies the scientific production of this Thesis.

7.1 Conclusions

This Doctoral Thesis proposes and develops a methodology to the systematic study of a complex mechanical rail system through the analysis of vibratory signals that were obtained during the operation of the system. The described methodology considers the entire study process, from the definition of the mechanical system under study up to the setting of suitable indicators to identify the operating states of the analysed mechanical system.

In short, it can be concluded that the main objective of this Doctoral Thesis, exposed at the beginning of the work, has been fulfilled: *"Development of a methodology for the establishment of a diagnostic technique through vibratory analysis of critical mechanical elements in the railway field that allows the identification of the operating states of the rolling gear of a High Speed Train"*.

The proposed methodology provides a systematic procedure to diagnose a mechanical rail system of fundamental importance. This methodology encompasses all the necessary aspects for the diagnosis: definition of the analysed mechanical system; the conditions under which the measurements are carried out and the definition of the measurement system; the definition of the process of acquisition, storage and management of vibratory data; data consolidation; data processing by means of techniques in the domain of time, frequency and time-frequency; and selection of indicators of the operating state of the studied component.

This methodology has been applied to the study of the running gear of a High Speed Train AVE, Renfe class 100, in commercial service. The vibrations generated in the axle boxes of a trailer axle have been analysed in different conditions of speed (at 300 km/h, 270 km/h and 200 km/h), in two commercial lines (Madrid-Seville and Madrid-Alicante) and in several operating states: standard and before and after a reprofiling operation.

The methodology design has led to the application of classical analysis techniques (extracted from technical literature) and to the express development of original techniques to complement the first ones. These techniques have been implemented in algorithms to study the vibratory signals, which allowed us to identify the most usable techniques (PSD, HT, EMD, MLA, RGCE, CBF) and the less conclusive ones (HHT, gradient method) to the objective of this Thesis.

The execution of the studies shown in this thesis has involved the processing of more than one million of vibratory signals (extracted from the more than 3 million of records contained in the measurements database), whereof 22.024 vibratory files were selected and processed to use in results. Lastly, after the processing of results, 3.116 vibratory files are shown in the text (number of signals whose detailed analysis is shown).

The computer application TAV² (Figure 7.1) has been developed in MATLAB[®] code. This application organizes the programmed vibration analysis routines and facilitates their execution through a functional and complete graphical interface. The development of this computer tool has involved a set of routines that encompass more than 7.000 code lines.

- As first task to do by the user, the application TAV² simplifies the process of grouping, selecting and pre-processing the vibratory data.
- As second operation, it guides the user in the analysis of pre-processed vibratory data, offering a wide range of techniques for analysis and visualization of results.
- As third task, this software is able to automatically generate a dossier containing all the graphs of daily analysis process, so a historical record could be generated.

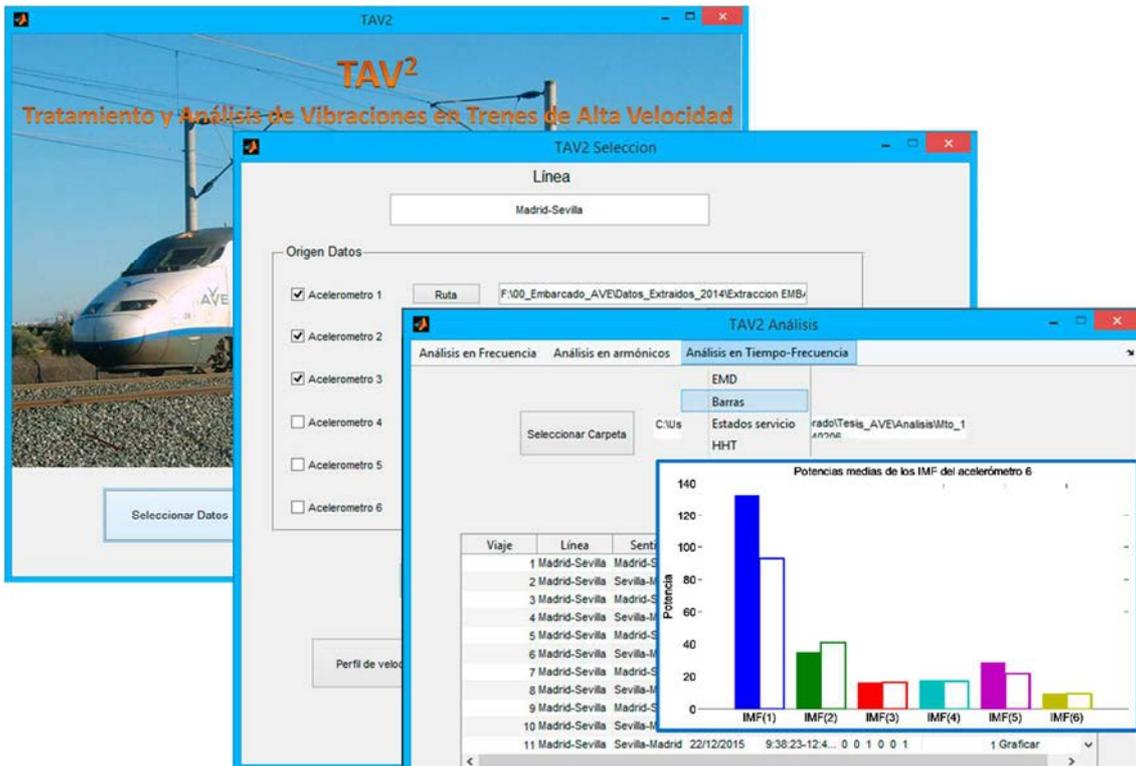


Figure 7.1. Graphical interface of TAV² application.

Due to the large volume of processed information, a study to implement the software using great-performance-parallel-computing techniques (GPU) has been carried out. The use of this parallelization techniques and the use of the computation features of modern GPUs didn't take advance against classical sequential programming, at least over the software tool used in this Thesis.

After mentioning the main contributions, it should be noted that, in addition to obtain the main objective of this Thesis, the specific objectives have been also achieved:

- The exploration of the state of the art in the railway field has led to a huge study that selects the most notable references, which include works about rolling stock and, specifically, its vibratory state.
- An original methodology to diagnose the operating state of the mechanical components of a High Speed Train rolling gear through vibratory analysis has been proposed.
- The rail mechanical system under study has been defined and a vibratory behaviour model has been proposed. This way, they are deeply known the operating conditions, the mechanical elements operability and the characteristic natural and/or fault frequencies of these systems.
- Measurement conditions has been established, taking into account homogeneity and enough number of measures criterions. To that, operating factors as path and speed have been considered:
 - The theoretical speed profiles of the High Speed Lines, in which the monitored AVE train usually runs, have been generated. This task needed to consult official information from the Administrador de Infraestructuras Ferroviarias (ADIF) and specialized publications in the railway field.

- The measurement system definition had allowed to determine its topology: the characteristic of the sensors signal adapters, and their placement. The signal acquisition system and the on-line data transmission signal have been outlined too.
- It has been designed a procedure of vibratory data storage, access and management, in order to manage the storage of vibratory signals from the High Speed train in a systematic and ordered way. This task has facilitated the access to vibratory records later.
- In order to determine the mechanical system vibratory behaviour, signal processing algorithms based on classical techniques in time, frequency and time-frequency domains have been developed.
- With the aim of obtaining the widest view of the mechanical system vibratory behaviour, new and original analysis techniques have been proposed. This has involved the development of new signal processing algorithms in the time, frequency and time-frequency domains.
- It has been developed a computer application that implements the selection and vibratory signal analysis algorithms developed in MATLAB® code. The software has a functional graphical interface that facilitates access to the analysis routines and, in addition, it is able to automatically generate a dossier with all analysis graphs for its daily record.
- Vibratory signals have been studied in different speed and path conditions, by applying the methodology and the analysis algorithms explained above. The analysis of the vibratory signals in standard conditions, without known defects, has allowed to identify the most significant frequency components and to establish the relationship between these components and the mechanical systems that most probably originate them.
- The proposed methodology has been applied to the study of vibratory signals where the mechanical components operate with changing operating states. Specifically, it has been analysed a situation of pre- and post-maintenance consisting of a light reprofiling of the wheels.
- The previous analysis (applying the methodology and algorithms previously exposed) has allowed to observe the variations of the vibration signals, before and after the light wheel reprofiling process, which has allowed to establish a pattern that identifies the operating state associated to that process of change in the mechanical system. This identification pattern is based on the values obtained by a selection of indicators of the condition of the mechanical system, resulting from the association of the natural frequencies and the operation of the mechanical system and the most significant components of the vibratory signals.

7.1.1. Summary of the proposed methodology

This Thesis proposes a methodology that addresses the diagnosis of the state of a critical mechanical railway system through the analysis of its vibratory signal. This methodology can be divided in two phases:

- The first phase (Figure 7.2) includes the definition of all the parameters involved in the signal measurement procedure, the recording in the database, the access to the database and the selection of vibration data to process.

As first step, they are specified the variables of the mechanical train system, the conditions of the path and the measurement system, which transmits the vibration data in real time to an encrypted database, where they are recorded.

In a second step, the database is accessed and the individualized data are extracted, according to a selection established with the help of external documents from the train operator, consolidating the correct signals and obtaining the final data of vibration which will be processed.

In parallel, starting from the specifications of the train, the modal study of the main mechanical components of the train is carried out, which, considering also its operating conditions, allow to characterize the mechanical train system.

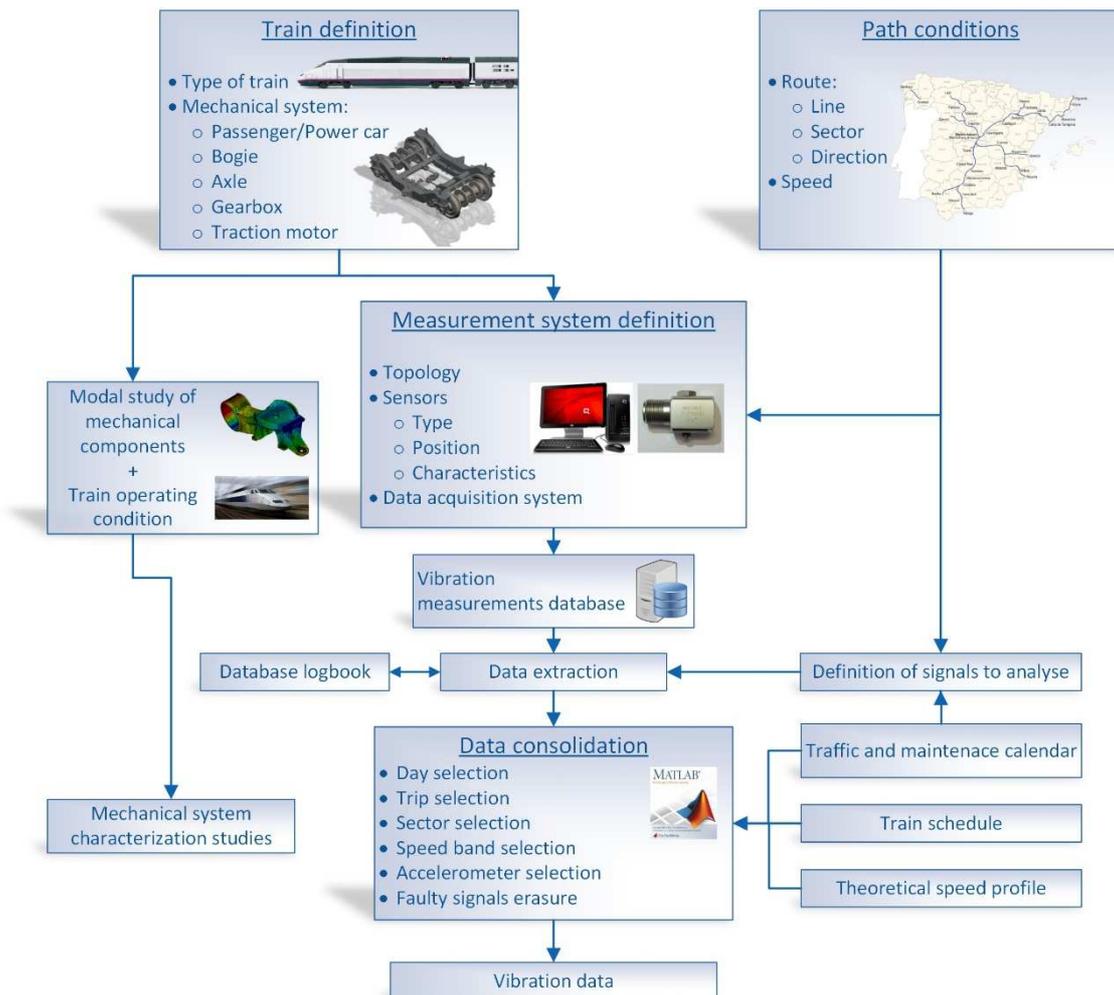


Figure 7.2. First phase of the proposed methodology.

- The second phase (Figure 7.3) of the proposed methodology focuses on the processing of vibration data in order to establish the indicators that identify the operating state of the train.

Several analysis techniques are used in the vibratory signals processing: in the time domain: evolution of RMS, variance or kurtosis; in the frequency domain: PSD spectra, envelope spectrum (HT), selection of most significant frequency components (SCFMS, Selección de Componentes Frecuenciales Más Significativas), multilevel analysis (MLA), graphical representation of state configuration (RGCE, Reperésentación Gráfica

de Configuración de Estados) and chromogram of frequency bands (CBF, Cromograma de Bandas de Frecuencia); and in the time-frequency domain, Empirical Mode Decomposition (EMD), Hilbert-Huang Transform (HHT) spectra and graphical representation of state configuration (RGCE).

Most of the techniques have been extracted from technical literature. SCFMS, RGCE and CBF techniques are originals and have been developed during this Thesis.

The data processing techniques that have been more suitable as indicators to identify the condition of the mechanical train system have been the PSD, MLA, EMD, RGCE and CBF techniques.

The selection process of the condition indicators includes the results from the characterization studies of the mechanical system.

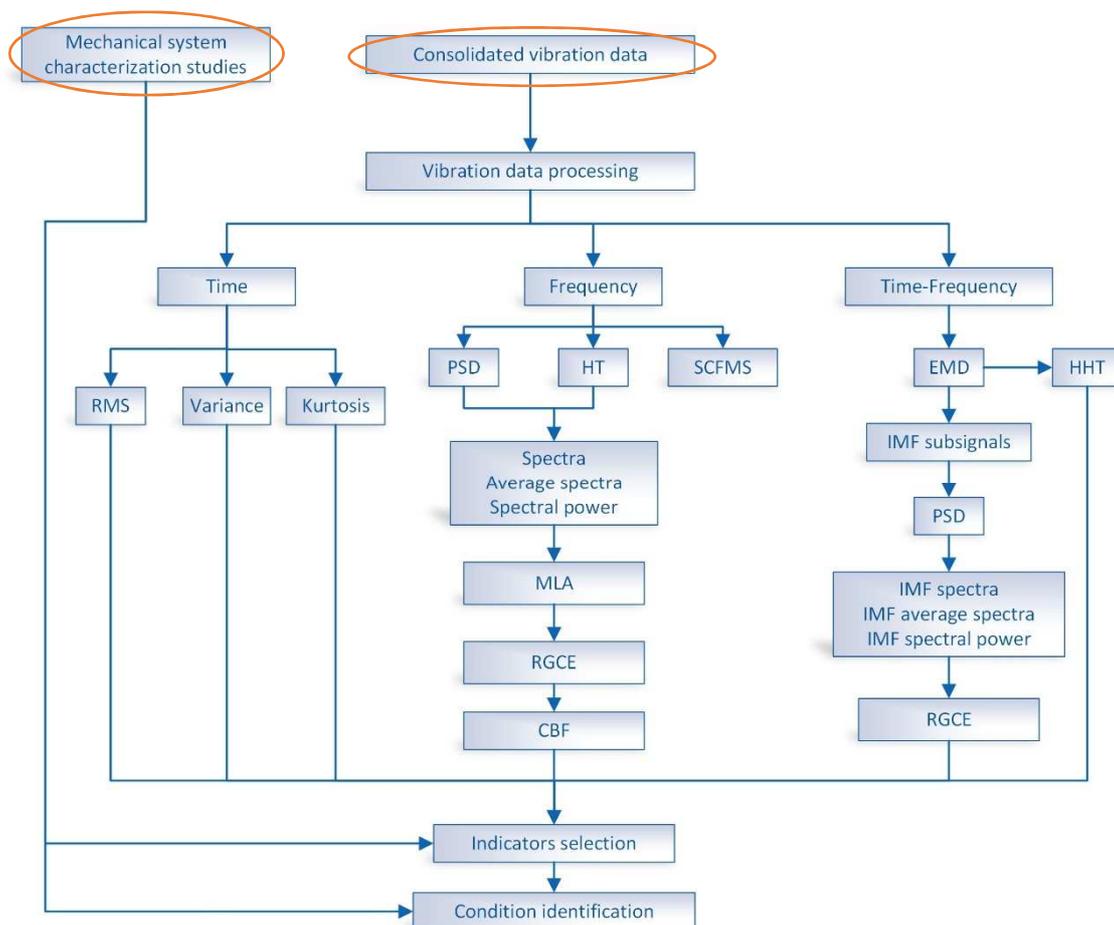


Figure 7.3. Second phase of the proposed methodology.

7.1.2. Technical conclusions

This section summarizes the main technical conclusions drawn from the different analyses carried out on the vibrational behaviour of the running gear of a High Speed train, after applying the methodology proposed in this Thesis.

- Vibrations are strongly influenced by the rotation frequency of the wheel: there are many harmonics of the rotation frequency in the spectra and these components are

the ones of greatest amplitude. In general, the most frequent frequency components are harmonics 1st, 2nd, 3rd, 10th and 11th and the bands between harmonics 18th and 25th, with predominance of harmonics 20th (~560Hz at 300km / h) and 22th (~560 Hz at 270 km / h), and between 29th and 34th harmonics, with predominance of harmonics 30th (~850 Hz at 300 km / h) and 33th (~850 Hz at 270 km / h).

- Regularly repeated frequency components have been identified in the spectra, located at $4.75x_{f_{giro}}$, $8.7x_{f_{giro}}$, $10.3x_{f_{giro}}$, $23.4x_{f_{giro}}$ y $30.3x_{f_{giro}}$. The lowest frequency components correspond to bearing failure frequencies: the one at $4.75x_{f_{giro}}$ coincides with BSF and the one at $10.3x_{f_{giro}}$ coincides with BPFO.
- The correspondence between the usual non-harmonic components, around 155 Hz and 850 Hz, with its probable cause has been established: 1st and 2nd axle natural vibration modes are located at 155 Hz (also the 11th bogie frame natural vibration mode) and the 1st natural vibration mode of the outer ring of the bearing is at 850 Hz (also the 3rd natural vibration mode of the lower cover of the axle box).
- The spectral power evolution of spectra frequency bands around 450 Hz, 525 Hz, 1600 Hz and 2100 Hz are good indicators of the operating state of the mechanical system, in all the conditions studied.
- During the characterization of the vibratory signals, different active zones, common to all the vibration signals, were determined in the spectra. The decomposition of the vibrational signals in IMF, using the EMD technique, accurately identify the areas of the spectrum defined in the characterization studies (see Figure 7.4).

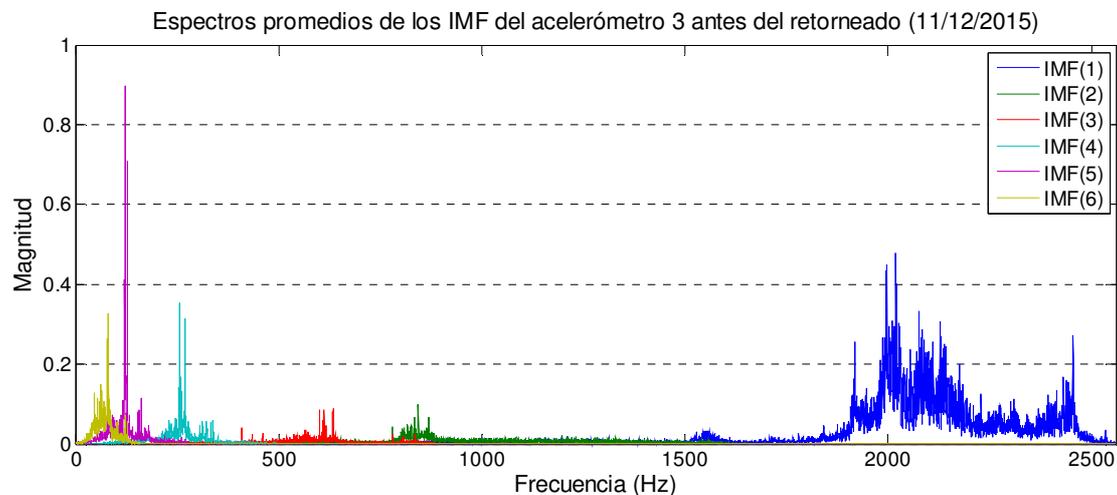


Figure 7.4. Average IMF spectra of the accelerometer 3 vertical, registered in the Madrid-Seville line, before Wheel reprofiling (11/12/2015).

- The analysis of the vibratory signals before and after a light wheel reprofiling has revealed that the power of the average IMF spectra (original method of this Thesis) is a good indicator to establish the operating state of the train's running gear, when it is analysed the vibration registered by vertical accelerometers. However, when the vibratory signals registered in longitudinal and axial directions are analysed, results are inconclusive.
- The average spectra, SCFMS, RMS, the evolution of the variance and the kurtosis of the vibratory signals provide a general and rapid overview of the analysed sector during the characterization studies of the vibratory signals. However, the total power

of the spectra was the most significant indicator of the operating state of the mechanical system.

- From the set of analysis addressed, it has been established that signal processing techniques: PSD, HT, MLA, EMD, RGCE and CBF are good tools to establish them as indicators of the operational state of the mechanical system. On the contrary, the HHT does not provide relevant information on the vibratory signals analyzed in this Thesis.
- The track condition significantly influences the recorded vibration signals, with different frequency components being excited depending on the line and the direction of travel. However, it is difficult to quantify the significance of this phenomenon without an exclusive study of this condition.
- What concerns the analysis of the vibrations of the train before and after the light reprofiling of the wheels, the behavior of the evolution of the spectral power is different in the two paths analyzed, detecting a bigger decrease of the spectral power in the line Madrid-Seville.
- The RGCE technique (Figure 7.5) has been specifically conceived for this thesis, in order to evaluate the vibrations in three operating states: before an intervention, after the intervention and sometime after the intervention. It proved to be a very useful tool to quickly observe the spectra evolution in their different frequency bands. The CBF technique was conceived to establish selection criteria by frequency band and level of decomposition of the spectrum.
- The CBF technique (Figure 7.6) has also been specially developed for this Thesis, in order to encompass the results of the RGCE technique and to offer a quick and efficient graphic visualization. The results obtained by applying this technique allowed us to select bands with the same pattern in the trend triangles of the RGCE, despite the discrepancies observed in the results of the two paths analysed (as in the evolution of spectral power).
- From the CBF analysis it can be observed that the frequency bands with the same pattern in the trend triangles are the bands around the frequencies 450 Hz, 525 Hz, 1600 Hz and 2100 Hz. These bands are present in all the vibration signals, regardless of the direction of vibration (axial, longitudinal or vertical).

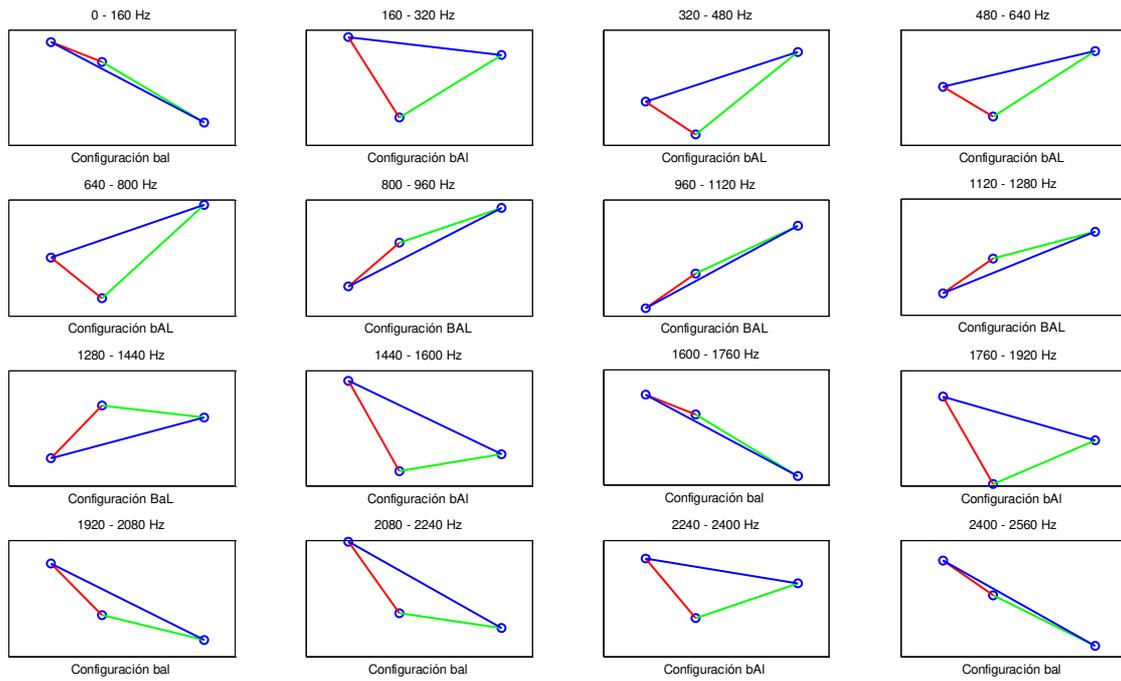


Figure 7.5. RGCE of the vibratory signals of the accelerometer 3 vertical, in the Madrid-Seville line. Bands corresponds to decomposition level $k=4$.

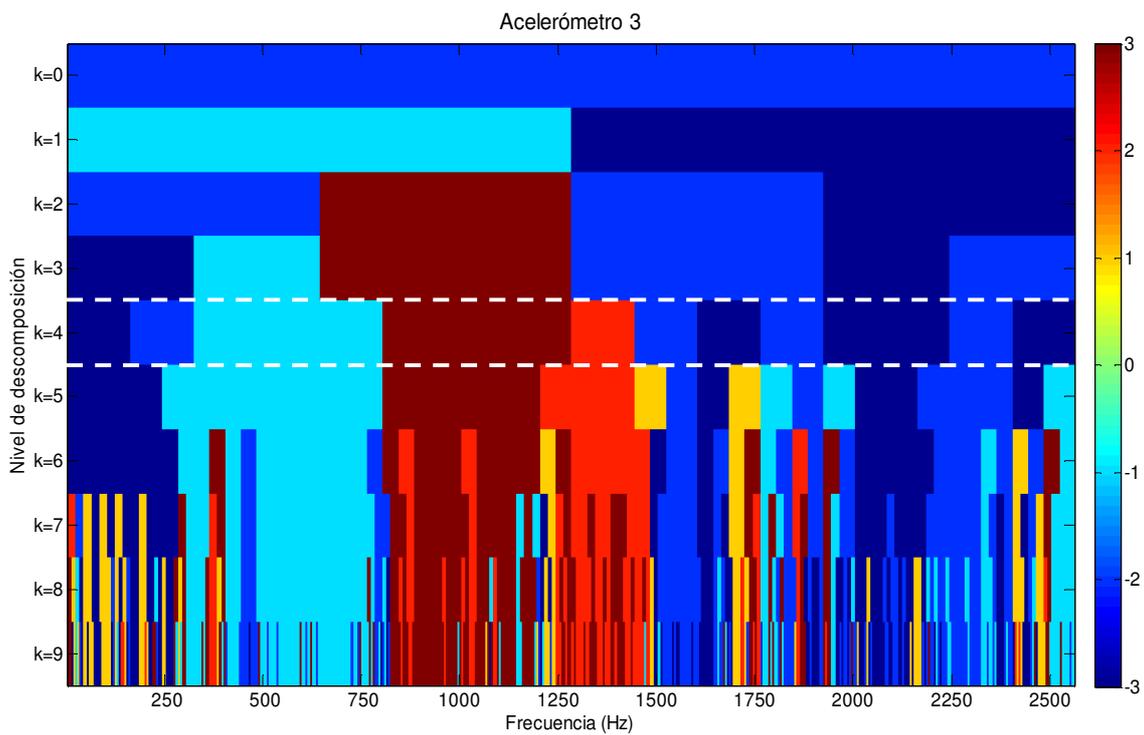


Figure 7.6. CBF of vibratory signals of accelerometer 3 vertical in the Madrid-Seville line. Dotted white lines corresponds to the bands of decomposition level $k=4$ of the previous figure.

7.2 Further developments

The phenomena that start the vibrations in the railway vehicles and the processes of generation and detection of failures in mechanical elements are object of several studies. The incessant research of universities, research centres and railway companies aims to advance in aspects such as increasing speed, increasing safety and reducing operating and maintenance costs.

The methodology proposed in this Thesis opens the door to the development of future research lines through its application and/or adaptation to other conditions and environments. In addition, during the application of the methodology to the analysis of the vibrations in the high-speed train, new unresolved research routes emerged in this thesis. Thus, the following recommendations are suggested as further developments:

- To apply the proposed methodology to the case of failure in one of the elements of the mechanical system investigated. To carry out this study, the researcher would have to wait until the defect appears and it would be detected. In this situation, the analysis of the vibrations before and after the failure can be performed. This situation has not occurred during the course of this Thesis.
- In the same direction, it is proposed to analyse the influence of the track on the vibrations recorded on the train. There would be two lines to explore:
 - Study a controlled section of track, for example, 1 km (the train would cover this distance in 12s at 300 km/h), analysing the vibration records in the train and the reactions in the tracks.
 - Taking advantage of the above situation, analyse the vibrational behaviour of the train and the reactions in the track with the presence of track defects.
- To compare the vibratory data obtained from the train running on the track with the vibratory signals acquired from the BogLab bogie test-rig (located in the RENFE Villaverde-Madrid workshop and managed by the MAQLAB research group of the Universidad Carlos III de Madrid). This experiment would allow to establish possible analogies and discrepancies between the experimental tests performed with a bogie under laboratory conditions and the tests carried out with a bogie installed in the train and in real operating conditions.
- To apply the methodology to the analysis of vibratory behaviour of other vehicles: other rolling stock (locomotives, multiple units, tramways, etc.), motor vehicles (cars, buses, trucks, etc.), ships, etc.
- To record the vibrations with a new measurement system, which improves the characteristics of the one now installed in the train, updating its technology, so that the new one is more robust, it includes a satellite positioning system (GNSS) and allows to show alarms in cabin.
 - The information provided by a GNSS system would make it possible to determine precisely the position and speed at which vibration measurements are registered. In addition, if it is combined with the speed sensor installed in the axle, it would enable the identification of sliding phenomena and even the estimation of the wheel diameter, which would allow the evaluation of thread wear or the presence of flats, corrugations or other surface defects in the wheel.

- The cabin alert system requires the measurement system to automatically process the vibration data (it would require an on-board vibration analysis module). In case the vibration level exceeds established thresholds, the measurement system would communicate with the train management system to show the driver the appropriate warning or alarm.
- To evolve the way in which the data are recorded, implementing a database perfectly organized. This would involve designing a structured database that allows access to data records from various fields (date and time, path, speed, position, accelerometer, etc.) and not only by the date of registration of the data as currently. In addition, the Database could be directly connected to the TAV² application.
- To complement the process of vibration analysis with new techniques of analysis, especially in the time-frequency domain and progress in the diagnosis of the state of the train through expert systems. These new techniques would be easily incorporated into the TAV² application.
 - We estimate that the incorporation of other techniques of analysis in the time-frequency domain would give better results than those obtained with the application of the Hilbert-Huang transform. In this respect, we suggest the use of wavelet packets, Wigner-Ville distribution, etc.
 - Processing of the obtained results with an expert system (neural networks, fuzzy logic, genetic algorithms, Random Forest, etc.) would improve the evaluation of the operating state of the train. The convenient training of the expert system and the adequate processing of the on-line signals would achieve the automatic diagnosis of the condition of the mechanical system.
- In order to facilitate access to a real-time analysis and response system, the algorithms developed for the treatment of vibratory signals should be implemented on a support that allows their execution in parallel, taking advantage of the computational capacities of modern graphics cards (GPGPU). The author verified that the combination of GPGPU technology with MATLAB[®], version R2013b, was not very efficient [289,290]. It is suggested to test new versions of this software to check if its efficiency has improved. However, in order to take full advantage of GPGPU technology, the author recommends the implementation of algorithms in C / C++ language, which has already been proven to offer spectacular efficacy results [289,290].
- To develop virtual models of the whole bogie and, even, the complete car or the entire train. This would use specific software such as ADAMS/VI-Rail, SIMPACK, VAMPIRE[®] or Universal Mechanism. In this way, the simulation of multi-body bogie-car-train models could be performed in dynamic conditions similar to those that occurred when the vibration signals of the real physical system were taken. This would allow us to adjust the multibody models to the real system and develop verified simulations.

7.3 Diffusion of the Doctoral Thesis

The development of this Doctoral Thesis has originated scientific production that can be summarized in the following publications and scientific communications:

Journal papers:

- Bustos Caballero, A., Rubio Alonso, H., Corral Abad, E., y García Prada, J.C., “Aplicación de la computación paralela con unidad procesadora de gráficos para el análisis de un sistema mecánico ferroviario”, *DYNA* 92(6) 2017, doi:10.6036/8471.
- Bustos Caballero, A., Rubio Alonso, H., Corral Abad, E., y García Prada, J.C., “Parallel computing used to solve a railway mechanical system”, *DYNA New Technologies* 4(1): 18, 2017, doi:10.6036/NT8288.
- Bustos, A., Rubio, H., Castejón Cristina, García Prada, J.C., “Study of the vibratory behaviour of in-service high-speed train running gear using EMD technique”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*. Sent on June 2nd 2017 and waiting response.

Book chapters:

- Bustos, A., Rubio, H., Soriano, E., y García Prada, J.C., “Railway linkage mechanism analysis through parallel computing”, *13^º Congreso Ibero-americano de Engenharia Mecânica / Ingeniería Mecánica. Livro de actas*.
- Kalengayi, Z., Rubio, H., Bustos, A., Castejón, C., Meneses, J., y García Prada, J.C., “Nueva metodología para el análisis de la evolución de las frecuencias naturales con la presencia de grietas en ruedas ferroviarias”, *Anales del 13^º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*.
- Bustos, A., Rubio, H., Castejón, C., y García Prada, J.C., “Estudio del contacto en la interacción rueda-carril y rueda-rodillo en bancos de ensayos ferroviarios”, en: Velasco, E., ed. *Anales del XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*. Pp: 786-793. (2016). ISBN: 978-84-16024-37-7.
- Kalengayi, Z., Rubio, H., Bustos, A., Castejón, C., Meneses, J., y García Prada, J.C., “Nueva metodología para el análisis de la evolución de las frecuencias naturales con el tamaño de la grieta en ruedas ferroviarias”. en: *Anales del XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*. Pp: 826-833. (2016). ISBN: 978-84-16024-37-7.
- García-Prada, J.C., Castejón, C., Rubio, H., y Bustos, A., “Methodology to characterize the Von Mises stress in the contact between wheel and rail (Test-Rig)”. *Proceedings of the 18th International Wheelset Congress IWC*. Chengdu, China (2016). Disponible online: <http://www.iwc2016.com/dct/page/70047> (last access 20-09-2017).
- Bustos, A., Rubio, H., García Prada, J.C., y Meneses, J., “The Evolution of the Computing Time in the simulation of Mimbot-Biped Robot using Parallel Algorithms”, en: Chang, S.H, ed, *Proceedings of the 14th IFToMM World Congress*, Taipei, Taiwan: 347-354. (2015). ISBN: 978-986-04-6098-8.
- Bustos, A., Carbone, G., Rubio, H., Ceccarelli, M., y García Prada, J.C., “Sensitivity analysis on MIMBOT biped robot through parallel computing”, *Proceedings of the ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics 2015*, Barcelona, España. Pp: 1504-1515. (2015). ISBN: 978-84-944244-0-3.

- Rubio, H., Bustos, A., Kalengayi, Z., Meneses, J., Castejón, C., García Prada, J.C., “Nueva metodología para el análisis de la evolución de las frecuencias naturales con el tamaño de la grieta en ejes ferroviarios”. *Anales del XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*. Pp: 615-622. (2014). ISBN: 978-84-697-1465-2.
- Rubio, H., Bustos, A., Kalengayi, Z., Castejón, C., Meneses, J., y García Prada, J.C., “Tool for the analysis of new skills biped Pasibot”, *New Advances in Mechanisms, Transmissions and Applications: Proceedings of the Second Conference MeTrApp, 2013, Bilbao, Spain*. Pp: 173-181. (2014). Published by Springer. ISBN: 978-94-007-7485-8.

Conference presentations:

Here we present the list of works, derived from this Thesis, presented orally by the author in scientific congresses:

- “Railway linkage mechanism analysis through parallel computing”
13º Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica
Lisboa (Portugal), October 25th 2017.
- “Estudio del contacto en la interacción rueda-carril y rueda-rodillo en bancos de ensayos ferroviarios”.
XXI Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica
Elche (Spain), November 10th 2016.
- “Sensitivity analysis on MIMBOT biped robot through parallel computing”.
ECCOMAS Thematic Conference on Multibody Dynamics, 2015
Barcelona (Spain), June 29th 2015.
- “Tool for the analysis of new skills biped Pasibot”.
Second Conference MeTrApp, 2013
Bilbao (Spain), October 3rd 2013.

REFERENCIAS

1. Union européenne, Commission européenne. EU transport in figures 2016. Luxembourg: Publications Office of the European Union; 2016.
2. European Union Agency for Railways. Railway Safety Performance in the European Union 2016 [Internet]. Belgium: European Union Agency for Railways; 2016. Disponible en: <https://erail.era.europa.eu/documents/SPR.pdf>
3. Galería fotográfica Tranvía Portal: Cruce de dos AVES [Internet]. [citado 27 de julio de 2017]. Disponible en: http://tranvia.org/joomla/images/phocagallery/trenreal/renfe/unid_el_av/ave100/thumbs/phoca_thumb_l_JIL2233.jpg
4. Atlas Alta Velocidad Ferroviaria en España [Internet]. Madrid, España: Fundación de los Ferrocarriles Españoles; 2017 abr. Disponible en: <http://www.altavelocidad.es/Atlas/AtlasAV.pdf>
5. UNE-EN 50126-1:2005. Aplicaciones ferroviarias. Especificación y demostración de la fiabilidad, la disponibilidad, la mantenibilidad y la seguridad (RAMS). Parte 1: Requisitos básicos y procesos genéricos. AENOR; 2005.
6. Three dead, 10 injured in Greek passenger train derailment. Reuters [Internet]. 14 de mayo de 2017 [citado 31 de julio de 2017]; Disponible en: <http://www.reuters.com/article/us-greece-train-idUSKBN1890TS>
7. Cassano A, Chiarelli M. Puglia, scontro fra treni tra Andria e Corato: 23 morti fra macchinisti e pendolari, 50 feriti. Repubblica.it [Internet]. 12 de julio de 2016 [citado 31 de julio de 2017]; Disponible en: http://bari.repubblica.it/cronaca/2016/07/12/news/puglia_scontro_fra_treni_tra_andria_e_corato_morti_e_decine_di_feriti-143896174/

8. Informe final sobre el accidente grave ferroviario nº 0054/2013 ocurrido el día 24.07.2013 en las proximidades de la estación de Santiago de Compostela (A Coruña). Comisión de Investigación de Accidentes Ferroviarios; p. 266. Report No.: IF-240713-200514-CIAF.
9. DB grounds ICE1 fleet after Eschede disaster. *Railway Gazette International*. 1 de julio de 1998;(154):449.
10. Esslinger V, Kieselbach R, Koller R, Weisse B. The railway accident of Eschede – technical background. *Eng Fail Anal*. Agosto de 2004;11(4):515-35.
11. Landucci G, Tugnoli A, Busini V, Derudi M, Rota R, Cozzani V. The Viareggio LPG accident: Lessons learnt. *J Loss Prev Process Ind*. julio de 2011;24(4):466-76.
12. Lewis MJT. Railways in the Greek and Roman world. En: *Early Railways A selection of papers from the first International Early Railways Conference* [Internet]. 2001 [citado 30 de agosto de 2017]. p. 8–19. Disponible en: <http://www.yieldopedia.com/paneladmin/reports/fb8f151d1ee5d60af0482d429fd27c10.pdf>
13. Hylton S. *The grand experiment: the birth of the railway age, 1820-45*. Hershaw, Surrey: Ian Allan; 2007.
14. Agricola G. *De Re Metallica*. [Internet]. Dover Publications; 2013 [citado 30 de agosto de 2017]. Disponible en: <http://public.ebib.com/choice/publicfullrecord.aspx?p=1897351>
15. Taylor T. *A history and description of the Liverpool and Manchester Railway*. T. Taylor; 1832. 88 p.
16. Popp K, Kruse H, Kaiser I. Vehicle-Track Dynamics in the Mid-Frequency Range. *Veh Syst Dyn*. 1 de junio de 1999;31(5-6):423-64.
17. Klingel W. Über den Lauf von Eisenbahnwagen auf gerader Bahn. *Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens*. 1883;(20):113-23.
18. Martínez de Mendoza A, Barrón Angoiti I. *Tu amigo el tren*. Madrid, España: ARESA, RENFE; 1990.
19. Kenney JT. Steady-state vibrations of beam on elastic foundation for moving load. *J Appl Mech*. 1954;21:359–364.
20. Stadler W, Shreeves RW. The transient and steady-state response of the infinite Bernoulli-Euler beam with damping and an elastic foundation. *Q J Mech Appl Math*. 1970;23(2):197-208.
21. Mead DJ. Free wave propagation in periodically supported, infinite beams. *J Sound Vib*. febrero de 1970;11(2):181-97.
22. Weitsman Y. Onset of separation between a beam and a tensionless elastic foundation under a moving load. *Int J Mech Sci*. agosto de 1971;13(8):707-11.
23. Frýba L. *Vibration of solids and structures under moving loads*. Groningen: Noordhoff; 1972.

24. Sato Y. Study on high frequency vibrations in track operated with high-speed trains. Railway Technical Research Institute, Quarterly Reports. septiembre de 1977;18(3):109-14.
25. Saito H, Terasawa T. Steady-State Vibrations of a Beam on a Pasternak Foundation for Moving Loads. J Appl Mech. 1980;47(4):879.
26. Jezequel L. Response of Periodic Systems to a Moving Load. J Appl Mech. 1981;48(3):613.
27. Sato Y, Odaka T, Takai H. Theoretical analyses on vibration of ballasted track. Railway Technical Research Institute, Quarterly Reports. 1988;29(1):30-2.
28. Dieterman HA, Metrikine A. The equivalent stiffness of a half-space interacting with a beam. Critical velocities of a moving load along the beam. Eur J Mech Ser SOLIDS. 1996;15(1):67-90.
29. Metrikine AV, Popp K. Vibration of a periodically supported beam on an elastic half-space. Eur J Mech - ASolids. julio de 1999;18(4):679-701.
30. SHENG X, JONES CJC, PETYT M. GROUND VIBRATION GENERATED BY A LOAD MOVING ALONG A RAILWAY TRACK. J Sound Vib. 18 de noviembre de 1999;228(1):129-56.
31. Kerr AD. On the determination of the rail support modulus k. Int J Solids Struct. agosto de 2000;37(32):4335-51.
32. Metrikine AV, Shamalta M. Analytical study of the dynamic response of an embedded railway track to a moving load. Arch Appl Mech Ing Arch. 1 de agosto de 2003;73(1-2):131-46.
33. Vostroukhov AV, Metrikine AV. Periodically supported beam on a visco-elastic layer as a model for dynamic analysis of a high-speed railway track. Int J Solids Struct. octubre de 2003;40(21):5723-52.
34. Lou P, Zhong X-G, Tang J-F, Zeng Q-Y. Finite-element analysis of discretely supported rail subjected to multiple moving concentrated forces. Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit. 2006;220(3):305-15.
35. Mallik AK, Chandra S, Singh AB. Steady-state response of an elastically supported infinite beam to a moving load. J Sound Vib. abril de 2006;291(3-5):1148-69.
36. Kouroussis G, Verlinden O, Conti C. Influence of some vehicle and track parameters on the environmental vibrations induced by railway traffic. Veh Syst Dyn. abril de 2012;50(4):619-39.
37. Clark RA, Dean PA, Elkins JA, Newton SG. An investigation into the dynamic effects of railway vehicles running on corrugated rails. Arch J Mech Eng Sci 1959-1982 Vols 1-23. 1 de junio de 1982;24(2):65-76.
38. Grassie SL, Gregory RW, Harrison D, Johnson KL. The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation. Arch J Mech Eng Sci 1959-1982 Vols 1-23. 1 de junio de 1982;24(2):77-90.

39. Grassie SL, Cox SJ. The dynamic response of railway track with flexible sleepers to high frequency vertical excitation. *Arch Proc Inst Mech Eng Part Transp Eng* 1984-1988 Vols 198-202. 1 de junio de 1984;198(7):117-24.
40. Patil SP. Response of Infinite Railroad Track to Vibrating Mass. *J Eng Mech.* noviembre de 1988;114(4):688-703.
41. Tunna JM. Wheel/rail forces due to wheel irregularities. En: *Proceedings of 9th International Wheelset Congress.* Montreal, Canadá; 1988.
42. Ono K, Yamada M. Analysis of railway track vibration. *J Sound Vib.* abril de 1989;130(2):269-97.
43. Duffy DG. The Response of an Infinite Railroad Track to a Moving, Vibrating Mass. *J Appl Mech.* 1990;57(1):66.
44. Thompson D. Wheel-rail Noise Generation, Part I: Introduction And Interaction Model. *J Sound Vib.* 1993;161(3):387-400.
45. Mackertich S. Response of a beam to a moving mass. *J Acoust Soc Am.* septiembre de 1992;92(3):1766-9.
46. Mackertich S. The response of an elastically supported infinite Timoshenko beam to a moving vibrating mass. *J Acoust Soc Am.* enero de 1997;101(1):337-40.
47. Mackertich S. Dynamic response of a supported beam to oscillatory moving masses. *J Vib Control.* 1 de septiembre de 2003;9(9):1083-91.
48. Coşkun I. Non-linear vibrations of a beam resting on a tensionless Winkler foundation. *J Sound Vib.* septiembre de 2000;236(3):401-11.
49. Kato I, Terumichi Y, Adachi M, Muller S. Dynamics of track/wheel systems on high-speed vehicles. En: *Proceedings of Second Asian Conference on Multibody Dynamics.* Seúl, Corea del Sur; 2004.
50. Nielsen JCO, Oscarsson J. Simulation of dynamic train-track interaction with state-dependent track properties. *J Sound Vib.* agosto de 2004;275(3-5):515-32.
51. Meng Q, Heineman J, Shabana AA. A longitudinal force model for multibody railroad vehicle system applications. En: *Proceedings of IDETC/CIE, ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference.* Long Beach, California, USA; 2005.
52. Wu T., Thompson D. A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats. *J Sound Vib.* marzo de 2002;251(1):115-39.
53. Johansson A, Nielsen JC. Out-of-round railway wheels—wheel-rail contact forces and track response derived from field tests and numerical simulations. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 2003;217(2):135–146.
54. Wickens AH. The dynamic stability of railway vehicle wheelsets and bogies having profiled wheels. *Int J Solids Struct.* julio de 1965;1(3):319-41.

55. Wickens AH. Steering and Dynamic Stability of Railway Vehicles. *Veh Syst Dyn.* agosto de 1976;5(1-2):15-46.
56. Pater AD. Optimal design of railway vehicles. *Ing-Arch.* 1987;57(1):25-38.
57. Wickens AH. Stability Optimization of Multi-Axle Railway Vehicles Possessing Perfect Steering. *J Dyn Syst Meas Control.* 1988;110(1):1.
58. Fisette P, Samin JC. Lateral dynamics of a light railway vehicle with independent wheels. *Veh Syst Dyn.* 1992;21(Supp 01):157-71.
59. Thompson DJ. Wheel-rail Noise Generation, Part II: Wheel Vibration. *J Sound Vib.* marzo de 1993;161(3):401-19.
60. Knudsen C, Slivsgaard E, Rose M, True H, Feldberg R. Dynamics of a model of a railway wheelset. *Nonlinear Dyn.* septiembre de 1994;6(2):215-36.
61. Mcphee JJ, Anderson RJ. A Model Reduction Procedure for the Dynamic Analysis of Rail Vehicles Subjected to Linear Creep Forces. *Veh Syst Dyn.* mayo de 1996;25(5):349-67.
62. Diana G, Cheli F, Bruni S, Collina A. Experimental and numerical investigation on subway short pitch corrugation. *Veh Syst Dyn.* enero de 1998;29(sup1):234-45.
63. Valtorta D, Zaazaa KE, Shabana AA, Sany JR. A study of the lateral stability of railroad vehicles using a nonlinear constrained multibody formulation. En 2001. p. 35-47.
64. Sugiyama H, Shabana AA. Trajectory Coordinate Constraints in Multibody Railroad Vehicle Systems. *J Syst Des Dyn.* 2007;1(3):481-90.
65. Rosenberger M, Dietmaier P, Payer J, Six K. The influence of the wheelsets' relative kinematics of railway vehicles on wheel/rail wear in curved track. *Veh Syst Dyn.* 2008;46(01):403-14.
66. Baeza L, Fayos J, Roda A, Insa R. High frequency railway vehicle-track dynamics through flexible rotating wheelsets. *Veh Syst Dyn.* julio de 2008;46(7):647-59.
67. Martínez-Casas J, Di Gialleonardo E, Bruni S, Baeza L. A comprehensive model of the railway wheelset-track interaction in curves. *J Sound Vib.* septiembre de 2014;333(18):4152-69.
68. Martínez-Casas J, Giner-Navarro J, Baeza L, Denia FD. Improved railway wheelset-track interaction model in the high-frequency domain. *J Comput Appl Math.* enero de 2017;309:642-53.
69. Pombo J, Ambrósio J, Silva M. A new wheel-rail contact model for railway dynamics. *Veh Syst Dyn.* febrero de 2007;45(2):165-89.
70. Pombo JC, Ambrósio JAC. Application of a wheel-rail contact model to railway dynamics in small radius curved tracks. *Multibody Syst Dyn.* febrero de 2008;19(1-2):91-114.
71. Szolc T. Simulation of Bending-Torsional-Lateral Vibrations of the Railway Wheelset-Track System in the Medium Frequency Range. *Veh Syst Dyn.* diciembre de 1998;30(6):473-508.

72. Szolc T. Medium frequency dynamic investigation of the railway wheelset-track system using a discrete-continuous model. *Arch Appl Mech.* 1998;68(1):30–45.
73. Boocock D. Steady-state motion of railway vehicles on curved track. *Arch J Mech Eng Sci* 1959-1982 Vols 1-23. 1 de diciembre de 1969;11(6):556-66.
74. Newland DE. Steering a Flexible Railway Truck on Curved Track. *J Eng Ind.* 1969;91(3):908.
75. Nielsen JCO, Igeland A. Vertical dynamic interaction between train and track influence of wheel and track imperfections. *J Sound Vib.* noviembre de 1995;187(5):825-39.
76. Zboiński K. Dynamical investigation of railway vehicles on a curved track. *Eur J Mech - ASolids.* enero de 1998;17(6):1001-20.
77. Szolc T. Simulation of dynamic interaction between the railway bogie and the track in the medium frequency range. *Multibody Syst Dyn.* 2001;6(2):99–122.
78. Szolc T, Nagórski Z, Piotrowsky J. Simulation of Vehicle-Track Interaction in the Medium Frequency Range with Application to Analysis of Mechanical and Thermal Loading in Contact. *Veh Syst Dyn.* 2002;37(Supplement 1):641-52.
79. Andersson C, Abrahamsson T. Simulation of interaction between a train in general motion and a track. *Veh Syst Dyn.* 2002;38(6):433-55.
80. Zboinski K, Dusza M. Development of the method and analysis for non-linear lateral stability of railway vehicles in a curved track. *Veh Syst Dyn.* enero de 2006;44(sup1):147-57.
81. Johansson A, Andersson C. Out-of-round railway wheels-a study of wheel polygonalization through simulation of three-dimensional wheel-rail interaction and wear. *Veh Syst Dyn.* 2005;43(8):539-59.
82. True H, Hansen TG, Lundell H. On the quasi-stationary curving dynamics of a railroad truck. En: *Proceedings of the 2005 ASME/IEEE Joint Rail Conference* [Internet]. Pueblo, Colorado, USA: IEEE; 2005 [citado 23 de enero de 2017]. p. 131-8. Disponible en: <http://ieeexplore.ieee.org/document/1460831/>
83. Zolotas A, Pearson J, Goodall R. Modelling Requirements for the Design of Active Stability Control Strategies for a High Speed Bogie. *Multibody Syst Dyn.* 2006;15(1):51-66.
84. Pigorini F, Gugliotta A, Sinokrot T, Shabana AA. Experimental validation of non-linear multi-body railroad vehicle system algorithms. *Proc Institution Mech Eng Part K J Multi-Body Dyn.* 2007;221(4):505-13.
85. Sinokrot T, Nakhaeinejad M, Shabana AA. A velocity transformation method for the nonlinear dynamic simulation of railroad vehicle systems. *Nonlinear Dyn.* 23 de octubre de 2007;51(1-2):289-307.
86. Stichel S. Limit Cycle Behaviour and Chaotic Motions of Two-Axle Freight Wagons with Friction Damping. *Multibody Syst Dyn* 2002;8(3):243-55.
87. Bell CE, Horak D, Hedrick JK. Stability and Curving Mechanics of Rail Vehicles. *J Dyn Syst Meas Control.* 1981;103(3):181.

88. Baeza L, Roda A, Carballeira J, Giner E. Railway Train-Track Dynamics for Wheelflats with Improved Contact Models. *Nonlinear Dyn.* 17 de julio de 2006;45(3-4):385-97.
89. Baeza L, Roda A, Nielsen JCO. Railway vehicle/track interaction analysis using a modal substructuring approach. *J Sound Vib.* mayo de 2006;293(1-2):112-24.
90. Carlbom PF. Combining MBS with FEM for Rail Vehicle Dynamics Analysis. *Multibody Syst Dyn Multibody Syst Dyn.* 2001;6(3):291-300.
91. Chaar N, Berg M. Vehicle-track dynamic simulations of a locomotive considering wheelset structural flexibility and comparison with measurements. *Proc MECH E Part F J Rail Rapid Transit.* 2005;219(4):225-38.
92. Chaar N, Berg M. Simulation of vehicle-track interaction with flexible wheelsets, moving track models and field tests. *Veh Syst Dyn.* enero de 2006;44(sup1):921-31.
93. Dukkupati RV, Dong R. Idealized steady state interaction between railway vehicle and track. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de enero de 1999;213(1):15-29.
94. Durali M, Bahabadi MM., Proceedings of the 2004 ASME/IEEE Joint Rail Conference. Investigation of train dynamics in passing through curves using a full model. 2004;83-8.
95. Durali M, Shadmehri B. Nonlinear Analysis of Train Derailment in Severe Braking. *J Dyn Syst Meas Control.* 2003;125(1):48.
96. Eberhard P, Dignath F, Kübler L. Parallel Evolutionary Optimization of Multibody Systems with Application to Railway Dynamics. *Multibody Syst Dyn Multibody Syst Dyn.* 2003;9(2):143-64.
97. He Y, McPhee J. Optimization of the Lateral Stability of Rail Vehicles. *Veh Syst Dyn.* 2002;38(5):361-90.
98. Jin X, Wen Z, Xiao X, Zhou Z. A numerical method for prediction of curved rail wear. *Multibody Syst Dyn.* 2007;18(4):531-57.
99. Kovalev R, Lysikov N, Mikheev G, Pogorelov D, Simonov V, Yazykov V, et al. Freight car models and their computer-aided dynamic analysis. *Multibody Syst Dyn.* noviembre de 2009;22(4):399-423.
100. Lee S-Y, Cheng Y-C. A New Dynamic Model of High-Speed Railway Vehicle Moving on Curved Tracks. *J Vib Acoust.* 2008;130(1):011009.
101. Malvezzi M, Meli E, Falomi S, Rindi A. Determination of wheel-rail contact points with semianalytic methods. *Multibody Syst Dyn.* 2008;20(4):327-58.
102. Newton SG, Clark RA. An investigation into the dynamic effects on the track of wheelflats on railway vehicles. *Arch J Mech Eng Sci 1959-1982 Vols 1-23.* 1 de junio de 1979;21(4):287-97.
103. Polach O. On non-linear methods of bogie stability assessment using computer simulations. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de enero de 2006;220(1):13-27.

104. Schupp G. Bifurcation Analysis of Railway Vehicles. *Multibody Syst Dyn.* febrero de 2006;15(1):25-50.
105. Stribersky A, Moser F, Rulka W. Structural dynamics and ride comfort of a rail vehicle system. *Adv Eng Softw.* julio de 2002;33(7-10):541-52.
106. Sun YQ, Cole C. Vertical dynamic behavior of three-piece bogie suspensions with two types of friction wedge. *Multibody Syst Dyn.* mayo de 2008;19(4):365-82.
107. Sun YQ, Dhanasekar M, Roach D. A three-dimensional model for the lateral and vertical dynamics of wagon-track systems. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de enero de 2003;217(1):31-45.
108. Sun YQ, Simson S. Vehicle-track modelling for rail corrugation initiation investigation. En *IEEE*; 2005 [citado 23 de enero de 2017]. p. 65-71. Disponible en: <http://ieeexplore.ieee.org/document/1460820/>
109. Sun YQ, Dhanasekar M. A dynamic model for the vertical interaction of the rail track and wagon system. *Int J Solids Struct.* marzo de 2002;39(5):1337-59.
110. Xiao X, Jin X, Deng Y, Zhou Z. Effect of curved track support failure on vehicle derailment. *Veh Syst Dyn.* 2008;46(11):1029-59.
111. Xiao X, Jin X, Wen Z, Zhu M, Zhang W. Effect of tangent track buckle on vehicle derailment. *Multibody Syst Dyn.* enero de 2011;25(1):1-41.
112. Young TH, Li CY. Vertical vibration analysis of vehicle/imperfect track systems. *Veh Syst Dyn.* 2003;40(5):329-49.
113. Zhai W, Cai Z. Dynamic interaction between a lumped mass vehicle and a discretely supported continuous rail track. *Comput Struct.* junio de 1997;63(5):987-97.
114. Zhai WM, Wang KY. Lateral interactions of trains and tracks on small-radius curves: simulation and experiment. *Veh Syst Dyn.* enero de 2006;44(sup1):520-30.
115. Zhai W, Wang K, Cai C. Fundamentals of vehicle-track coupled dynamics. *Veh Syst Dyn.* 2009;47(11):1349-76.
116. Dumitriu M. On the Critical Points of Vertical Vibration in a Railway Vehicle. *Arch Mech Eng [Internet].* 1 de enero de 2014 [citado 12 de abril de 2017];61(4). Disponible en: <http://www.degruyter.com/view/j/meceng.2014.61.issue-4/meceng-2014-0035/meceng-2014-0035.xml>
117. Oh J-S, Shin Y-J, Koo H-W, Kim H-C, Park J, Choi S-B. Vibration control of a semi-active railway vehicle suspension with magneto-rheological dampers. *Adv Mech Eng.* 26 de abril de 2016;8(4):168781401664363.
118. Pombo J, Ambrosio J. Dynamic analysis of a railway vehicle in real operation conditions using a new wheel-rail contact detection model. *Int J Veh Syst Model Test.* 2005;1(1/3):79-105.
119. Pombo J, Ambrósio J. An alternative method to include track irregularities in railway vehicle dynamic analyses. *Nonlinear Dyn.* abril de 2012;68(1-2):161-76.

120. Magalhaes H, Ambrosio J, Pombo J. Railway Vehicle Modelling for the Vehicle-Track Interaction Compatibility Analysis. En: Flores P, Viadero F, editores. *New Trends in Mechanism and Machine Science: From Fundamentals to Industrial Applications*. Cham: Springer Int Publishing Ag; 2015. p. 487-95.
121. Magalhães H, Madeira JFA, Ambrósio J, Pombo J. Railway vehicle performance optimisation using virtual homologation. *Veh Syst Dyn*. septiembre de 2016;54(9):1177-207.
122. Knothe K, Grassie SL. Modelling of Railway Track and Vehicle/Track Interaction at High Frequencies. *Veh Syst Dyn*. enero de 1993;22(3-4):209-62.
123. Dahlberg T. Track issues. En: *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*. Boca Raton (Florida): CRC/Taylor & Francis; 2006. p. 143-79.
124. Kaewunruen S, Remennikov AM. Field trials for dynamic characteristics of railway track and its components using impact excitation technique. *NDT E Int*. octubre de 2007;40(7):510-9.
125. Thompson DJ, Jones CJC. A review of the modelling of wheel/rail noise generation. *J Sound Vib*. marzo de 2000;231(3):519-36.
126. Thompson D, Jones CJC. Noise and vibration from railway vehicles. En: Iwnicki S, editor. *Handbook of railway vehicle dynamics*. Boca Raton (Florida): CRC/Taylor & Francis; 2006. p. 279-325.
127. Croft BE. The development of rail-head acoustic roughness [Tesis Doctoral]. [Southampton]: University of Southampton; 2009.
128. Chong L, Jiahong W, Zhixin Z, Junsheng L, Tongqun R, Hongquan X. Design and evaluation of a remote measurement system for the online monitoring of rail vibration signals. *Proc Inst Mech Eng Part F-J Rail Rapid Transit*. marzo de 2016;230(3):724-33.
129. Ngigi RW, Pislaru C, Ball A, Gu F. Modern techniques for condition monitoring of railway vehicle dynamics. *J Phys Conf Ser*. 28 de mayo de 2012;364:012016.
130. Weston P, Roberts C, Yeo G, Stewart E. Perspectives on railway track geometry condition monitoring from in-service railway vehicles. *Veh Syst Dyn*. 3 de julio de 2015;53(7):1063-91.
131. Alemi A, Corman F, Lodewijks G. Condition monitoring approaches for the detection of railway wheel defects. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit*. 28 de junio de 2016;0954409716656218.
132. Gan F, Dai H, Gao H, Chi M. Wheel-rail wear progression of high speed train with type S1002CN wheel treads. *Wear*. abril de 2015;328-329:569-81.
133. Chong SY, Lee J-R, Shin H-J. A review of health and operation monitoring technologies for trains. *Smart Struct Syst*. 25 de diciembre de 2010;6(9):1079-105.
134. Amini A. Online condition monitoring of railway wheelsets [Internet] [Tesis Doctoral]. [Birmingham]: University of Birmingham; 2016. Disponible en: <http://etheses.bham.ac.uk/6957/>

135. UNE-EN 15313:2017. Aplicaciones ferroviarias. Requisitos de funcionamiento de los ejes montados en servicio. Mantenimiento de los ejes montados en servicio y fuera del vehículo. AENOR; 2017.
136. Zerbst U, Mädler K, Hintze H. Fracture mechanics in railway applications—an overview. *Eng Fract Mech.* enero de 2005;72(2):163-94.
137. Sabnavis G, Kirk RG, Kasarda M, Quinn D, Sabnavis G, Kirk RG, et al. Cracked shaft detection and diagnostics: A literature review. *Shock Vib Dig.* 2004;36:287–296.
138. Gerdun V, Sedmak T, Šinkovec V, Kovše I, Cene B. Failures of bearings and axles in railway freight wagons. *Eng Fail Anal.* julio de 2007;14(5):884-94.
139. Girdhar P, Scheffer C. Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance. Burlington: Newnes; 2004.
140. Piersol AG, Paez TL. Harris' Shock and Vibration Handbook (6th Edition). [Internet]. New York, USA: McGraw-Hill Professional Publishing; 2009 [citado 28 de julio de 2017]. Disponible en: <http://public.ebib.com/choice/publicfullrecord.aspx?p=4657820>
141. Li H, Fu L, Zheng H. Bearing fault diagnosis based on amplitude and phase map of Hermitian wavelet transform. *J Mech Sci Technol.* noviembre de 2011;25(11):2731-40.
142. Saruhan H, Sandemir S, Çiçek A, Uygur I. Vibration analysis of rolling element bearings defects. *J Appl Res Technol.* 2014;12(3):384–395.
143. Verkhoglyad AG, Kuropyatnik IN, Bazovkin VM, Kuryshev GL. Infrared diagnostics of cracks in railway carriage wheels. *Russ J Nondestruct Test.* octubre de 2008;44(10):664-8.
144. Matsumoto A, Sato Y, Ohno H, Shimizu M, Kurihara J, Saitou T, et al. Actual states of wheel/rail contact forces and friction on sharp curves – Continuous monitoring from in-service trains and numerical simulations. *Wear.* junio de 2014;314(1-2):189-97.
145. Dwyer-Joyce RS, Yao C, Lewis R, Brunskill H. An ultrasonic sensor for monitoring wheel flange/rail gauge corner contact. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de marzo de 2013;227(2):188-95.
146. Frankenstein B, Hentschel D, Pridoehl E, Schubert F. Hollow shaft integrated health monitoring system for railroad wheels. En: Meyendorf N, Baaklini GY, Michel B, editores. *Proc SPIE 5770, Advanced Sensor Technologies for Nondestructive Evaluation and Structural Health Monitoring* [Internet]. San Diego, CA, USA; 2005 [citado 4 de junio de 2017]. p. 46. Disponible en: <http://proceedings.spiedigitallibrary.org/proceeding.aspx?doi=10.1117/12.602310>
147. Lai CC, Kam JCP, Leung DCC, Lee TKY, Tam AYM, Ho SL, et al. Development of a Fiber-Optic Sensing System for Train Vibration and Train Weight Measurements in Hong Kong. *J Sens.* 2012;2012:1-7.
148. Stratman B, Liu Y, Mahadevan S. Structural Health Monitoring of Railroad Wheels Using Wheel Impact Load Detectors. *J Fail Anal Prev.* 27 de julio de 2007;7(3):218-25.

149. Bracciali A, Cascini G. Detection of corrugation and wheel flats of railway wheels using energy and cepstrum analysis of rail acceleration. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* marzo de 1997;211(2):109-16.
150. Papaalias M, Amini A, Huang Z, Vallely P, Dias DC, Kerkyras S. Online condition monitoring of rolling stock wheels and axle bearings. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de marzo de 2016;230(3):709-23.
151. Dawn TM, Stanworth CG. Ground vibrations from passing trains. *J Sound Vib.* octubre de 1979;66(3):355-62.
152. Xia H, Zhang N, Cao YM. Experimental study of train-induced vibrations of environments and buildings. *J Sound Vib.* febrero de 2005;280(3-5):1017-29.
153. Zhou M, Zhou S, Xiao J, Gong Q, Wei K. Influence of different track types on the vibration response of the jointly-built structure of subway and the buildings. *Zhongguo Tiedao Kexue Zhongguo Tiedao Kexue China Railw Sci.* 2011;32(2):33-40.
154. González-Cancelas N, Soler-Flores F, Camarero Orive A, López Ansorena Í. Treatment of Outliers to Study Railway Vibrations Transmission. *Ing Cienc.* 2012;8(16):191–219.
155. Kurzeck B, Hecht M. Dynamic simulation of friction-induced vibrations in a light railway bogie while curving compared with measurement results. *Veh Syst Dyn.* diciembre de 2010;48(sup1):121-38.
156. Gong D, Zhou J, Sun W. Influence of under-chassis-suspended equipment on high-speed EMU trains and the design of suspension parameters. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de noviembre de 2016;230(8):1790-802.
157. Jin X. Experimental and numerical modal analyses of high-speed train wheelsets. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de marzo de 2016;230(3):643-61.
158. Claus H, Schiehlen W. Modeling and simulation of railway bogie structural vibrations. *Veh Syst Dyn.* enero de 1998;29(sup1):538-52.
159. Zhu N, Sun S, Li Q, Zou H. Theoretical research and experimental validation of elastic dynamic load spectra on bogie frame of high-speed train. *Chin J Mech Eng.* mayo de 2016;29(3):498-506.
160. Gómez MJ, Castejón C, García-Prada JC. Crack detection in rotating shafts based on 3x energy: Analytical and experimental analyses. *Mech Mach Theory.* febrero de 2016;96:94-106.
161. Gómez MJ, Castejón C, García-Prada JC. New stopping criteria for crack detection during fatigue tests of railway axles. *Eng Fail Anal.* octubre de 2015;56:530-7.
162. Castejon C, Gomez MJ, Garcia-Prada JC, Ordonez A, Rubio H. Automatic selection of the WPT decomposition level for condition monitoring of rotor elements based on the sensitivity analysis of the wavelet energy. *Int J Acoust Vib.* 2015;20(2):95-100.
163. Castejon C, Garcia-Prada J, Gomez M, Meneses J. Automatic detection of cracked rotors combining multiresolution analysis and artificial neural networks. *J Vib Control.* 1 de noviembre de 2015;21(15):3047-60.

164. Liang B, Iwnicki SD, Zhao Y, Crosbee D. Railway wheel-flat and rail surface defect modelling and analysis by time–frequency techniques. *Veh Syst Dyn.* septiembre de 2013;51(9):1403-21.
165. Li Z, Wei L, Dai H, Zeng Y, Wang Y. Identification method of wheel flat based on Hilbert-Huang transform. *J Traffic Transp Eng.* agosto de 2012;12(4).
166. Li Y, Zuo MJ, Lin J, Liu J. Fault detection method for railway wheel flat using an adaptive multiscale morphological filter. *Mech Syst Signal Process.* febrero de 2017;84:642-58.
167. Carboni M, Beretta S. Effect of probability of detection upon the definition of inspection intervals for railway axles. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 2007;221(3):409-17.
168. Mazzola L, Regazzi D, Beretta S, Bruni S. Fatigue assessment of old design axles: Service simulation and life extension. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de febrero de 2016;230(2):572-84.
169. Foletti S, Beretta S, Gurer G. Defect acceptability under full-scale fretting fatigue tests for railway axles. *Int J Fatigue.* mayo de 2016;86:34-43.
170. Bruni S, Goodall R, Mei TX, Tsunashima H. Control and monitoring for railway vehicle dynamics. *Veh Syst Dyn.* julio de 2007;45(7-8):743-79.
171. Pennacchi P, Chatterton S, Vania A, Ricci R, Borghesani P. Experimental Evidences in Bearing Diagnostics for Traction System of High Speed Trains. En: Zio E, Baraldi P, Pierucci S, Klemes JJ, editores. 2013 Prognostics and Health Management Conference (phm) [Internet]. Milano: Aidic Servizi Srl; 2013. p. 739-44. Disponible en: <http://www.aidic.it/cet/13/33/124.pdf>
172. Rolek P, Bruni S, Carboni M. Condition monitoring of railway axles based on low frequency vibrations. *Int J Fatigue.* mayo de 2016;86:88-97.
173. Mazzola L, Alfi S, Bruni S. Evaluation of the hunting behaviour of a railway vehicle in a curve. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* julio de 2015;229(5):530-41.
174. Oba T, Yamada K, Okada N, Tanifuji K. Condition Monitoring for Shinkansen Bogies Based on Vibration Analysis. *J Mech Syst Transp Logist.* 2009;2(2):133-44.
175. Jeon C-S, Kim Y-G, Park J-H, Kim S-W, Park T-W. A study on the dynamic behavior of the Korean next-generation high-speed train. *Proc Inst Mech Eng Part F-J Rail Rapid Transit.* mayo de 2016;230(4):1053-65.
176. Trilla A, Gratacòs P. Maintenance of bogie components through vibration inspection with intelligent wireless sensors: A case study on axle-boxes and wheel-sets using the empirical mode decomposition technique. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de julio de 2016;230(5):1408-14.
177. Ham YS. Evaluation of Running Safety for Railway vehicles Based on Vibration Acceleration of Bogie. *Key Eng Mater.* agosto de 2014;625:689-94.

178. Wang J, Song C, Wu P, Dai H. Wheel reprofiling interval optimization based on dynamic behavior evolution for high speed trains. *Wear*. 15 de noviembre de 2016;366–367:316-24.
179. Tomioka T, Takigami T. Reduction of bending vibration in railway vehicle carbody using carbody–bogie dynamic interaction. *Veh Syst Dyn*. diciembre de 2010;48(sup1):467-86.
180. Hong M, Wang Q, Su Z, Cheng L. In situ health monitoring for bogie systems of CRH380 train on Beijing–Shanghai high-speed railway. *Mech Syst Signal Process*. abril de 2014;45(2):378-95.
181. Melke J, Kramer S. Diagnostic methods in the control of railway noise and vibration. *J Sound Vib*. marzo de 1983;87(2):377-86.
182. Kouroussis G. Mesures de vibrations induites sur l’environnement par le passage de trains à grande vitesse. *Faculte Polytechnique de Mons. Service de Mécanique Rationnelle, Dynamique et Vibrations*; 2005 p. 84. Report No.: FPMs–MECARA–GK–2005/02.
183. Connolly DP, Kouroussis G, Giannopoulos A, Verlinden O, Woodward PK, Forde MC. Assessment of railway vibrations using an efficient scoping model. *Soil Dyn Earthq Eng*. marzo de 2014;58:37-47.
184. Kouroussis G, Connolly DP, Verlinden O. Railway-induced ground vibrations – a review of vehicle effects. *Int J Rail Transp*. 3 de abril de 2014;2(2):69-110.
185. Kouroussis G, Caucheteur C, Kinet D, Alexandrou G, Verlinden O, Moeyaert V. Review of Trackside Monitoring Solutions: From Strain Gages to Optical Fibre Sensors. *Sensors*. 14 de agosto de 2015;15(8):20115-39.
186. Connolly DP, Kouroussis G, Laghrouche O, Ho CL, Forde MC. Benchmarking railway vibrations – Track, vehicle, ground and building effects. *Constr Build Mater*. septiembre de 2015;92:64-81.
187. Wang P, Wei K, Wang L, Xiao J. Experimental study of the frequency-domain characteristics of ground vibrations caused by a high-speed train running on non-ballasted track. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit*. 1 de mayo de 2016;230(4):1131-44.
188. Zhai WM, Wang KY, Lin JH. Modelling and experiment of railway ballast vibrations. *J Sound Vib*. marzo de 2004;270(4-5):673-83.
189. Mazilu T, Dumitriu M, Tudorache C, Sebeşan M. On Vertical Analysis of Railway Track Vibrations. *Proc Romanian Acad Ser A*. 2010;11(2):156–162.
190. Sun W, Zhou J, Thompson D, Gong D. Vertical random vibration analysis of vehicle–track coupled system using Green’s function method. *Veh Syst Dyn*. 4 de marzo de 2014;52(3):362-89.
191. Zhu Y, Li X, Jin Z. Three-dimensional random vibrations of a high-speed-train-bridge time-varying system with track irregularities. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit*. 1 de noviembre de 2016;230(8):1851-76.

192. Triepaischajonsak N, Thompson DJ, Jones CJC, Ryue J, Priest JA. Ground vibration from trains: experimental parameter characterization and validation of a numerical model. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit*. 2011;225(2):140-53.
193. RIVAS [Internet]. [citado 20 de abril de 2017]. Disponible en: <http://www.rivas-project.eu/>
194. Coulier P, François S, Degrande G, Lombaert G. Subgrade stiffening next to the track as a wave impeding barrier for railway induced vibrations. *Soil Dyn Earthq Eng*. mayo de 2013;48:119-31.
195. Nielsen JCO, Mirza A, Cervello S, Huber P, Müller R, Nelain B, et al. Reducing train-induced ground-borne vibration by vehicle design and maintenance. *Int J Rail Transp*. 2 de enero de 2015;3(1):17-39.
196. Ho H-H, Chen P-L, Chang DT-T, Tseng C-H. Rail Structure Analysis by Empirical Mode Decomposition and Hilbert Huang Transform. *Tamkang J Sci Eng*. 2010;13(3):267–279.
197. Liang B, Iwnicki S, Ball A, Young AE. Adaptive noise cancelling and time–frequency techniques for rail surface defect detection. *Mech Syst Signal Process*. marzo de 2015;54-55:41-51.
198. Melis Maynar M. Apuntes de introducción a la dinámica vertical de la vía y a las señales digitales en ferrocarriles: con 151 programas en Matlab, Simulink, Visual C++, Visual Basic y Excel. Toledo: Escuela de Ingenieros de Caminos; 2008. 797 p.
199. García Román C. Estudio del Desgaste Ondulatorio de una vía con mantas resilientes bajo placa de hormigón mediante el análisis de su comportamiento vibratorio Study of the Rail Corrugation in a track with elastic material under concrete plate through the analysis of its vibratory behavior. *Vía Libre Téc*. julio de 2013;6:49-62.
200. Pepo. Mantenimiento ferroviario. Amolado de carriles [Internet]. venzario. 2009 [citado 7 de septiembre de 2017]. Disponible en: <https://venzario.com/2009/11/13/mantenimiento-ferroviario-amolado-de-carriles/>
201. Foeillet G, Coudert F, Delcourt V, others. IRIS 320 is a global concept inspection vehicle merging engineering and R&D tools for infrastructure maintenance. En: *Proceedings of the Eight World Congress on Railway research*, Seoul, South Korea [Internet]. 2008 [citado 8 de febrero de 2017]. p. 18–22. Disponible en: <http://www.railway-research.org/IMG/pdf/i.3.1.3.1.pdf>
202. El «Doctor Yellow» cuida de la salud de la red de shinkansen [Internet]. nippon.com. 2016 [citado 9 de febrero de 2017]. Disponible en: <http://www.nippon.com/es/nipponblog/m00107/>
203. Martín Cañizares MP. Los vehículos auscultadores en España. *Vía Libre*. noviembre de 2008;(524).
204. Tsunashima H, Matsumoto A, Mori H, Mizuma T, Naganuma Y. Condition monitoring of railway track using in-service vehicle. En: Perpinya X, editor. *Reliability and Safety in Railway* [Internet]. INTECH Open Access Publisher; 2012 [citado 8 de febrero de 2017]. p. 333-56. Disponible en: http://cdn.intechopen.com/pdfs/34441/InTech-Condition_monitoring_of_railway_track_using_in_service_vehicle.pdf

205. Lee JS, Choi S, Kim SS, Kim YG, Kim SW, Park C. Track condition monitoring by in-service trains: a comparison between axle-box and bogie accelerometers. En: *Railway Condition Monitoring and Non-Destructive Testing (RCM 2011)*, 5th IET Conference on [Internet]. IET; 2011 [citado 21 de diciembre de 2016]. p. 1–6. Disponible en: http://ieeexplore.ieee.org/xpls/abs_all.jsp?arnumber=6191854
206. Lee JS, Choi S, Kim S-S, Park C, Kim YG. A Mixed Filtering Approach for Track Condition Monitoring Using Accelerometers on the Axle Box and Bogie. *IEEE Trans Instrum Meas.* marzo de 2012;61(3):749-58.
207. Bocciolone M, Caprioli A, Cigada A, Collina A. A measurement system for quick rail inspection and effective track maintenance strategy. *Mech Syst Signal Process.* abril de 2007;21(3):1242-54.
208. Tsai H-C, Wang C-Y, Huang NE, Kuo T-W, Chieng W-H. Railway track inspection based on the vibration response to a scheduled train and the Hilbert-Huang transform. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de septiembre de 2015;229(7):815-29.
209. Weston P, Ling C, Goodman C, Roberts C, Li P, Goodall R. Monitoring lateral track irregularity from in-service railway vehicles. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de enero de 2007;221(1):89-100.
210. Weston PF, Ling C, Roberts C, Goodman C, Li P, Goodall R. Monitoring vertical track irregularity from in-service railway vehicles. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de enero de 2007;221(1):75-88.
211. Thompson DJ, Gautier P-E. Review of research into wheel/rail rolling noise reduction. *Proc Inst Mech Eng Part F J Rail Rapid Transit.* 1 de enero de 2006;220(4):385-408.
212. Vincent N, Bouvet P, Thompson DJ, Gautier P. Theoretical optimization of track components to reduce rolling noise. *J Sound Vib J Sound Vib.* 1996;193(1):161-71.
213. Remington PJ. Wheel/rail noise - Part I: Characterization of the wheel/rail dynamic system. *J Sound Vib.* junio de 1976;46(3):359-79.
214. Remington PJ. Wheel/rail noise - Part IV: Rolling noise. *J Sound Vib.* junio de 1976;46(3):419-36.
215. Thompson D. Wheel-rail Noise Generation, Part III: Rail Vibration. *J Sound Vib.* 1993;161(3):421-46.
216. Thompson D. Wheel-rail Noise Generation, Part IV: Contact Zone And Results. *J Sound Vib.* 1993;161(3):447-66.
217. Thompson DJ. Wheel-rail Noise Generation, Part V: Inclusion Of Wheel Rotation. *J Sound Vib.* marzo de 1993;161(3):467-82.
218. Thompson DJ, Fodiman P, Mahé H. Experimental validation of the TWINS prediction program for rolling noise, Part 2: Results. *J Sound Vib.* mayo de 1996;193(1):137-47.
219. Jones CJ., Thompson D. Extended validation of a theoretical model for railway rolling noise using novel wheel and track designs. *J Sound Vib.* octubre de 2003;267(3):509-22.

220. Amini A, Entezami M, Huang Z, Rowshandel H, Papaalias M. Wayside detection of faults in railway axle bearings using time spectral kurtosis analysis on high-frequency acoustic emission signals. *Adv Mech Eng* [Internet]. 10 de noviembre de 2016 [citado 3 de abril de 2017];8(11). Disponible en: <http://ade.sagepub.com/lookup/doi/10.1177/1687814016676000>
221. Guccia L. Groupe de travail MONA-RONA-VONA – Synthèse finale des travaux. SNCF Direction de la Recherche; 1997. Report No.: SNCF RVA/LG/rout/c/970729.
222. Gry L, Gontier C. Dynamic modelling of railway track: a periodic model based on a generalized beam formulation. *J Sound Vib.* enero de 1997;199(4):531-58.
223. Hemsworth B. Silent Track project. Final Report. Utrecht, The Netherlands: ERRI; 2000.
224. Lub J. The quiet rail traffic (STV) project. Part 2 - demonstrating practical low noise solutions. En: *Proceedings of Joint EAA/ASA/DEGA Meeting on Acoustics*. Belin, Germany; 1999. p. 4.
225. Vogiatzis K, Vanhonacker P. Noise reduction in urban LRT networks by combining track based solutions. *Sci Total Environ.* 15 de octubre de 2016;568:1344-54.
226. Zhao C, Wang P, Wang L, Liu D. Reducing Railway Noise with Porous Sound-Absorbing Concrete Slabs. *Adv Mater Sci Eng.* 2014;2014:1-11.
227. Alarcao D, Bento Coelho JL. An experimental assessment on the performance of fixed rail lubricators for curve squealing noise mitigation. *Noise Control Eng J.* 1 de noviembre de 2013;61(6):567-77.
228. Oertli J. Railway Noise Control in Europe: Current Status. En: Nielsen JCO, Anderson D, Gautier P-E, Iida M, Nelson JT, Thompson D, et al., editores. *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems* [Internet]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg; 2015 [citado 10 de abril de 2017]. p. 1-6. Disponible en: http://link.springer.com/10.1007/978-3-662-44832-8_1
229. Jones CJC, Edwards JW. Development and Testing of Wheels and Track Components for Reduced Rolling Noise from Freight Trains. *Proc- Inst Acoust.* 1996;18(6):403-8.
230. Fodiman P. Line test validation of low noise railway components. En: *Proceedings of World Congress on Railway Research*. Colorado, USA; 1996. p. 6.
231. Fodiman P, Castel L, Gaborit G. validation of a TGV-A trailing-car wheel with an acoustically optimised wheel profile. En: *Proceedings of 11th International Wheelset Congress*. Paris, France; 1995. p. 319-24.
232. Hemsworth B, Jones RRK. Silent Freight project. Final Report. Utrecht, The Netherlands: ERRI; 2000.
233. Bracciali A, Bianchi M. Lucchini CRS Syope damped wheels noise qualification. En: *Proceedings of 13th International Wheelset Congress*. Rome, Italy; 2001. p. 9.
234. Hemsworth B. Recent developments in wheel/rail noise research. *J Sound Vib.* octubre de 1979;66(3):297-310.

235. Toward M, Squicciarini G, Thompson D. Reducing freight wagon noise at the source. *International Railway Journal*. marzo de 2015;55(3):47-9.
236. Hertz HR. Über die Berührung fester elastischer Körper. *J Für Reine Angew Math*. 1882;92:156-71.
237. Carter FW. On the Action of a Locomotive Driving Wheel. *Proc R Soc Math Phys Eng Sci*. 3 de agosto de 1926;112(760):151-7.
238. Johnson KL. The effect of a tangential force upon the rolling motion of an elastic sphere upon a plane. *J Appl Mech*. 1958;25:339-46.
239. Haines DJ, Ollerton E. Contact stress distributions on elliptical contact surfaces subjected to radial and tangential forces. *Arch Proc Inst Mech Eng 1847-1982 Vols 1-196*. 1 de junio de 1963;177(1963):95-114.
240. Vermeulen PJ, Johnson KL. Contact of Nonspherical Elastic Bodies Transmitting Tangential Forces. *J Appl Mech*. 1964;31(2):338.
241. Kalker JJ. On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction [Tesis Doctoral]. [Delft, The Netherlands]: Delt University of Technology; 1967.
242. Johnson KL. *Contact mechanics*. 9.^a, 2003.^a ed. Cambridge, UK: Cambridge University Press; 1985. 452 p.
243. Ayasse J-B, Chollet H. Wheel-Rail contact. En: Iwnicki S, editor. *Handbook of railway vehicle dynamics*. Boca Raton (Florida): CRC/Taylor & Francis; 2006. p. 85-120.
244. Meymand SZ, Keylin A, Ahmadian M. A survey of wheel-rail contact models for rail vehicles. *Veh Syst Dyn*. 3 de marzo de 2016;54(3):386-428.
245. Li L, Kalker JJ. The computation of wheel-rail conformal contact. En: *Computational mechanics : new trends and applications Proceedings of the 4th World Conference on computational mechanics*. Buenos Aires, Argentina: Idelsohn S.R.; 1998.
246. Vollebregt E, Segal G. Solving conformal wheel-rail rolling contact problems. *Veh Syst Dyn*. 30 de mayo de 2014;52(sup1):455-68.
247. Pascal JP, Sauvage G. New method for reducing the multicontact wheel/rail problem to one equivalent contact patch. *Veh Syst Dyn*. enero de 1992;20(sup1):475-89.
248. Piotrowski J, Chollet H. Wheel-rail contact models for vehicle system dynamics including multi-point contact. *Veh Syst Dyn*. junio de 2005;43(6-7):455-83.
249. Piotrowski J, Kik W. A simplified model of wheel/rail contact mechanics for non-Hertzian problems and its application in rail vehicle dynamic simulations. *Veh Syst Dyn*. febrero de 2008;46(1-2):27-48.
250. Ayasse J, Chollet H. Determination of the wheel rail contact patch in semi-Hertzian conditions. *Veh Syst Dyn*. marzo de 2005;43(3):161-72.
251. Sh. Sichani M, Enblom R, Berg M. A novel method to model wheel-rail normal contact in vehicle dynamics simulation. *Veh Syst Dyn*. 2 de diciembre de 2014;52(12):1752-64.

252. Kalker JJ. Survey of Wheel—Rail Rolling Contact Theory. *Veh Syst Dyn.* septiembre de 1979;8(4):317-58.
253. Kalker JJ. The tangential force transmitted by two elastic bodies rolling over each other with pure creepage. *Wear.* 1968;11:421-30.
254. Kalker JJ. A Fast Algorithm for the Simplified Theory of Rolling Contact. *Veh Syst Dyn.* febrero de 1982;11(1):1-13.
255. Kalker JJ. Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact | J.J. Kalker | Springer [Internet]. Springer Netherlands; 1990 [citado 24 de abril de 2017]. 314 p. Disponible en: <http://www.springer.com/us/book/9780792307129>
256. Polach O. A fast wheel-rail forces calculation computer code. *Veh Syst Dyn.* 1999;33(Supplement):728-39.
257. Shen ZY, Hedrick JK, Elkins JA. A Comparison of Alternative Creep Force Models for Rail Vehicle Dynamic Analysis. *Veh Syst Dyn.* julio de 1983;12(1-3):79-83.
258. Vollebregt EAH, Iwnicki SD, Xie G, Shackleton P. Assessing the accuracy of different simplified frictional rolling contact algorithms. *Veh Syst Dyn.* enero de 2012;50(1):1-17.
259. Vollebregt EAH, Wilders P. FASTSIM2: a second-order accurate frictional rolling contact algorithm. *Comput Mech.* enero de 2011;47(1):105-16.
260. Zhao J, Vollebregt EAH, Oosterlee CW. Extending the BEM for Elastic Contact Problems Beyond the Half-Space Approach. *Math Model Anal.* 2 de enero de 2016;21(1):119-41.
261. Liu B, Bruni S, Vollebregt E. A non-Hertzian method for solving wheel–rail normal contact problem taking into account the effect of yaw. *Veh Syst Dyn.* septiembre de 2016;54(9):1226-46.
262. Vollebregt EAH. Updates on the rocking phenomenon. En: Spiriyagin M, Gordon T, Cole C, McSweeney T, editores. *Proceedings of the 25th International Symposium on Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks.* Queensland, Australia; 2017.
263. Piotrowski J, Liu B, Bruni S. The Kalker book of tables for non-Hertzian contact of wheel and rail. *Veh Syst Dyn.* 3 de junio de 2017;55(6):875-901.
264. Guiral A, Alonso A, Giménez JG. Vehicle–track interaction at high frequencies – Modelling of a flexible rotating wheelset in non-inertial reference frames. *J Sound Vib.* octubre de 2015;355:284-304.
265. Guiral A, Alonso A, Baeza L, Giménez JG. Non-steady state modelling of wheel–rail contact problem. *Veh Syst Dyn.* enero de 2013;51(1):91-108.
266. Alonso A, Guiral A, Gómez E, Baeza L. Experimental determination of the wheel-rail contact forces. En: Zhang W, Jin X, editores. *Proceedings of the 9th International Conference on Contact Mechanics and Wear in Rail/Wheel Systems.* Chengdu, China: State Key Laboratory of Traction Power (TPL), Southwest Jiaotong University, 2012; 2012. p. 137-45.

267. Alonso A, Guiral A, Baeza L, Iwnicki S. Wheel–rail contact: experimental study of the creep forces–creepage relationships. *Veh Syst Dyn*. 30 de mayo de 2014;52(sup1):469-87.
268. Giner J, Baeza L, Vila P, Alonso A. Study of the Falling Friction Effect on Rolling Contact Parameters. *Tribol Lett* [Internet]. marzo de 2017 [citado 25 de mayo de 2017];65(1). Disponible en: <http://link.springer.com/10.1007/s11249-016-0810-8>
269. Weidemann C. State-of-the-Art Railway Vehicle Design with Multi-Body Simulation. *J Mech Syst Transp Logist*. 2010;3(1):12-26.
270. Iwnicki S. *The Manchester benchmarks for rail vehicle simulation*. Exton, Penn: Swets & Zeitlinger; 1999.
271. Kuka N, Verardi R, Ariaudo C, Pombo J. Impact of maintenance conditions of vehicle components on the vehicle–track interaction loads. *Proc Inst Mech Eng Part C J Mech Eng Sci*. 31 de julio de 2017;095440621772280.
272. VI-grade - VI-Rail [Internet]. [citado 26 de mayo de 2017]. Disponible en: <http://www.vi-grade.com/index.php?pagid=rail>
273. Welcome to NUCARS [Internet]. [citado 27 de mayo de 2017]. Disponible en: <http://www.aar.com/nucars/>
274. Multi-Body Simulation . SIMPACK MBS Software [Internet]. [citado 27 de mayo de 2017]. Disponible en: <http://www.simpack.com/index.php?id=585>
275. Universal Mechanism - the software for modeling of dynamics of mechanical systems: Home Page [Internet]. [citado 27 de mayo de 2017]. Disponible en: <http://www.universalmechanism.com/en/pages/index.php?id=1>
276. VAMPIRE® VAMPIRE® | Home [Internet]. [citado 26 de mayo de 2017]. Disponible en: <http://www.vampire-dynamics.com/>
277. Très Grande Vitesse: from TurboTrain to TGV | retours [Internet]. [citado 11 de febrero de 2017]. Disponible en: <http://retours.eu/en/36-tres-grande-vitesse-turbo-train-tgv/>
278. 1992 Por fin, la alta velocidad. *Vía Libre*. septiembre de 2006;(500):144-5.
279. *Del Vapor al AVE (II)*. Madrid: Fundación de los Ferrocarriles Españoles; 1995.
280. Julián A. AVE cumple 15 años. *Vía Libre*. mayo de 2007;(508):16-8.
281. Nuestros Trenes [Internet]. [citado 12 de febrero de 2017]. Disponible en: http://www.renfe.com/viajeros/nuestros_trenes/aves100r_ficha.html
282. Galería fotográfica Tranvía Portal: AVE skeleton [Internet]. [citado 12 de febrero de 2017]. Disponible en: http://www.tranvia.org/joomla/images/phocagallery/trenreal/renfe/unid_el_av/ave100/thumbs/phoca_thumb_l_ave_alsthom.jpg
283. Bogie des TGV Atlantique et Réseau [Internet]. Association des Conducteurs de Trains à Grande Vitesse; 2012 [citado 12 de febrero de 2017]. Disponible en: <http://actgv.fr/wp-content/uploads/2012/05/Bogie-des-TGV-Atlantique-Reseau.pdf>

284. Bustos A. Análisis y propuesta de mejoras de un dispositivo mecánico de freno [Trabajo Fin de Máster]. [Leganés, Madrid]: Universidad Carlos III de Madrid; 2013.
285. SNR-Industry. SNR rail solutions: The future on rails. SNR International; 2004.
286. SKF Multilog On-line System IMx-R. User manual. SKF Reliability Systems; 2011.
287. Declaración sobre la red 2016. Madrid, España: Adif Alta Velocidad; 2016.
288. Braun S. Discover signal processing: an interactive guide for engineers. Chichester, West Sussex (England): John Wiley & Sons; 2008. 347 p.
289. Proakis JG. Tratamiento digital de señales: [principios, algoritmos y aplicaciones]. 3ª ed. Madrid [etc.]: Prentice-Hall; 1997. 976 p.
290. Huang NE, Shen Z, Long SR, Wu MC, Shih HH, Zheng Q, et al. The empirical mode decomposition and the Hilbert spectrum for nonlinear and non-stationary time series analysis. Proc R Soc Lond Math Phys Eng Sci. 1998;454:903–995.
291. Rilling G, Flandrin P, Gonçalves P, Lilly JM. Bivariate Empirical Mode Decomposition. IEEE Signal Process Lett. diciembre de 2007;14(12):936-9.
292. Boashash B. Estimating and interpreting the instantaneous frequency of a signal. I. Fundamentals. Proc IEEE. 1992;80(4):520–538.
293. Rato RT, Ortigueira MD, Batista AG. On the HHT, its problems, and some solutions. Mech Syst Signal Process. agosto de 2008;22(6):1374-94.
294. Bustos Caballero A, Rubio Alonso H, Corral Abad E, Garcia Prada JC. Aplicación de la computación paralela con unidad procesadora de gráficos para el análisis de un sistema mecánico ferroviario. DYNA. septiembre de 2017;92(5).
295. Bustos Caballero A, Rubio Alonso H, Corral Abad E, Garcia Prada JC. Solution of railway mechanical system using parallel computing. DYNA NEW Technol. 2017;4(1):[18 p.].