



TESI DOCTORAL

**Contribució a la detecció de defectes singulars en
els perfils de les rodes de ferrocarril mitjançant
l'anàlisi de les vibracions generades en el contacte
roda-carril**

Directors:

Dr. Jordi Martínez Miralles

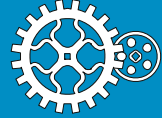
Dr. Salvador Cardona Foix

Ricard Sanchís Estruch

2019



Departament d'Enginyeria
Mecànica



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

Contribució a la detecció de defectes singulars en els perfils de les rodes de ferrocarril mitjançant l'anàlisi de les vibracions generades en el contacte roda-carril

Doctorand

Ricard Sanchís Estruch

Directors

Dr. Jordi Martínez Miralles

Dr. Salvador Cardona Foix

Tesi presentada per obtenir el títol de Doctor per la
Universitat Politècnica de Catalunya

Barcelona, 2019

*Hi ha una força motriu més poderosa que el vapor,
l'electricitat i l'energia atòmica: la voluntat.*

Albert Einstein

Agraïments

M'agradaria fer explícit el meu agraïment a totes les persones i entitats que, d'alguna manera o altra, han fet possible la realització d'aquesta tesi doctoral:

Al Dr. Jordi Martínez Miralles i al Dr. Salvador Cardona Foix directors d'aquesta tesi doctoral, per la seva gran ajuda, dedicació infinita, la confiança, el recolzament i bons consells que m'han donat durant el transcurs d'aquesta tesi doctoral.

Al Dr. Salvador Cardona, que tot i no haver pogut veure finalitzada aquesta tesi doctoral, sense ell no hagués estat possible.

Al departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Politècnica de Catalunya (UPC) i a l'empresa HP Inc. per tot el suport, per totes les facilitats i tots els mitjans que m'han ofert durant tot el transcurs d'aquesta tesi doctoral.

A l'empresa Transports Metropolitans de Barcelona (TMB) per totes les facilitats donades en l'adquisició dels registres experimentals entre les estacions de Palau Reial i Zona Universitària de la Línia 3 de FMB.

A la meva mare Pepita Estruch Casanovas pel gran suport, recolzament continu i grans consells donats durant tot el transcurs de la tesi doctoral.

Al meu pare Ricard Sanchís Duran, que des d'allà a on estiguis, aquesta tesi va dedicada a tu.

Als meus avis: Joan, Antònia, Montserrat, Magdalena i Vicenç, que ja no hi són.

Al meu oncle Marçal i a la meva tia Carme que tampoc no hi són.

A l'Arlet Guerrero Escala i a la Gal·la Guerrero Escala per la font d'energia i d'il·lusió que m'han donat.

Al Dr. Iñaki Palacios per haver-me ajudat durant els inicis d'aquesta tesi doctoral.

A tota la resta de familiars pel suport rebut durant tots aquests anys i els continus ànims.

A tots els meus amics també pel suport i ànims rebuts durant tots aquests anys, i molt especialment a: en Josep Fàbregas, l'Albert Carné i a en Joan Termens per les llargues hores de conversa mantingudes sobre l'evolució de la tesi doctoral i pels seus ànims i consells.

Resum	xi
Resumen	xiv
Abstract	xvii
1. Introducció	1
1.1 Motivació de l'estudi	1
1.2 Objectius	3
1.3 Estructura de la tesi doctoral	4
2. Estat de l'art.....	7
2.1 Tipus d'irregularitats en les rodes ferroviàries	8
2.2 Metodologies per a la detecció d'irregularitats en el perfil de les rodes.....	10
2.3 Procediments per a l'anàlisi de la vibració generada pel contacte roda-carril....	12
2.3.1 Estudi de la vibració generada en el contacte roda-carril en el domini temporal	12
2.3.2 Estudi de la vibració generada en el contacte roda-carril en el domini freqüencial	18
2.3.3 Estudi de la vibració generada pel contacte roda-carril en el domini temps-freqüència.....	21
2.4 Models de via	27
2.4.1 Model de paràmetres uniformement distribuïts	29
2.4.2 Model de paràmetres discrets	31
2.4.3 Models numèrics de via	32
2.5 Model de suspensió primària del cotxe.....	33
2.6 Models de la força de contacte roda-carril.....	34
2.7 Mesura experimental de la irregularitat de diversos perfils de rodes de trens d'àmbit metropolitana.....	37
3. Anàlisi, definició i caracterització de plans en rodes ferroviàries.....	41
3.1 Caracterització de plans a la banda de rodament de les rodes ferroviàries.....	43
3.1.1 Descripció d'un pla en roda ferroviària	43
3.1.2 Pla de cantells no arrodonits	44
3.1.3 Pla de cantells arrodonits	46



3.1.4	Comparació de plans de cantells no arrodonits amb plans de cantells arrodonits.....	47
3.2	Perfil d'irregularitat real d'una roda.....	47
3.3	Pla real extret d'un perfil d'irregularitat d'una roda mesurat experimentalment	51
3.4	Perfils d'irregularitat real sintetitzats	53
3.5	Comparació de perfils d'irregularitat real mesurats experimentalment amb perfils d'irregularitat sintetitzats.....	57
4.	Obtenció de la receptància i de la resposta impulsional dels diferents tipus de vies i del sistema suspensió primària del cotxe i la roda	61
4.1	Descripció de la via	61
4.2	Principals components d'una via convencional de travesses i balast.....	62
4.2.1	El carril.....	62
4.2.2	Les travesses.....	63
4.2.3	Les fixacions	64
4.2.4	El balast.....	64
4.3	Modelització del sistema via	65
4.4	Càlcul de la receptància i de la resposta impulsional dels diferents tipus de vies... ..	66
4.4.1	Receptància i resposta impulsional d'una via de travesses i balast.....	66
4.4.2	Receptància i resposta impulsional d'una via tipus DFF	70
4.4.3	Receptància i resposta impulsional d'una via tipus bibloc i d'una via tipus Stedef	73
4.4.4	Receptància i resposta impulsional de la via tipus llosa massiva flotant..	77
4.5	Receptància i resposta impulsional del sistema roda més suspensió primària....	80
4.6	Efecte de la velocitat de desplaçament longitudinal de la càrrega mòbil vertical en la resposta impulsional del sistema via	84
5.	Model de generació de la força de contacte roda-carril	89
5.1	Model no lineal de Hertz de força de contacte roda-carril	90
5.2	Càlcul de les dimensions de l'àrea de contacte roda-carril i de la pressió de Hertz en situació estàtica.....	92
5.3	Model global de generació de la força de contacte roda-carril	95
5.4	Obtenció de la força de contacte roda-carril i dels desplaçaments respectius roda-carril mitjançant el mètode de la doble convolució.....	97



5.5	Evolució temporal de la força de contacte roda-carril per diferents tipus d'irregularitats en el perfil de la roda.....	99
5.5.1	Força de contacte produïda per un pla de cantells arrodonits.....	99
5.5.2	Força de contacte produïda per un pla de cantells no arrodonits.....	101
5.5.3	Comparació de les forces de contacte produïdes per plans de cantells arrodonits i de cantells no arrodonits.....	103
5.5.4	Força de contacte produïda per plans reals extrems de perfils d'irregularitat reals	105
5.5.5	Comparació de les forces de contacte produïdes per plans teòrics i plans reals	106
5.5.6	Força de contacte produïda per perfils d'irregularitat reals.....	107
5.5.7	Força de contacte produïda per perfils d'irregularitats sintetitzats.....	110
5.6	Efecte de la velocitat de desplaçament del tren en la força de contacte roda-carril	112
5.7	Conclusions	113
6.	Obtenció de la velocitat de vibració vertical del carril i de l'evolució temporal del seu valor RMS.....	115
6.1	Obtenció de la receptància creuada del sistema via.....	116
6.2	Definició del mètode de càlcul de la velocitat vertical de vibració del carril mitjançant la convolució de nucli variable	117
6.3	Desplaçament i velocitat vertical del carril generat per rodes que contenen plans de cantells arrodonits	119
6.4	Desplaçament i velocitat vertical del carril generat per rodes que contenen plans de cantells no arrodonits	124
6.5	Desplaçament i velocitat vertical del carril generat per plans reals extrems de perfils reals	128
6.6	Desplaçament i velocitat vertical del carril generat pel pas de perfils d'irregularitat de rodes reals.....	130
6.7	Desplaçament i velocitat vertical del carril generat pel pas de perfils d'irregularitat de roda sintetitzats.....	134
6.8	Evolució temporal del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril pel pas de rodes de perfil d'irregularitat real	137
6.9	Evolució temporal del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril pel pas de rodes de perfils d'irregularitat sintetitzats.....	139



6.10 Estudi de l'atenuació del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril en funció de la distància del punt de pertorbació al punt del carril des d'on s'observa la vibració	141
7. Metodologia de detecció de defectes singulars en els perfils de les rodes mitjançant l'anàlisi en el domini temporal de les vibracions generades pel pas de diferents trens.....	149
7.1 Descripció de les característiques dels tipus de trens que circulen per la Línia 3 de FMB.....	151
7.2 Sistema de mesura dels senyals de vibració vertical del carril generats al pas d'un tren.....	152
7.3 Tractament dels senyals enregistrats amb el sistema de mesura	157
7.3.1 Identificació del pas de roda per sobre del punt de mesura mitjançant el senyal provinent de les galgues extensomètriques	157
7.3.2 Tractament dels senyals d'acceleració provinents dels acceleròmetres..	160
7.4 Obtenció de la funció RMS mòbil corresponent a la simulació d'un pas de tren	163
7.5 Metodologia de detecció de defectes singulars en els perfils de les rodes.....	168
7.6 Anàlisi de registres experimentals de vibració vertical del carril.....	173
7.6.1 Trens que presenten alguns bogies amb defectes singulars en els perfils de les rodes.....	174
7.6.2 Trens que no presenten cap defecte singular en els perfils de les seves rodes	178
8. Conclusions, propostes i futures línies de recerca.....	183
8.1 Conclusions	183
8.2 Aportacions.....	190
8.3 Propostes i futures línies de recerca	191
Bibliografia	193
Annex A.....	201
Annex B.....	205
Annex C.....	209

Resum

Una de les principals problemàtiques que presenten els defectes en la banda de rodolament de les rodes de ferrocarril és la generació de vibracions i soroll, i la seva propagació cap a l'entorn. Els defectes en rodes, com ara plans i picat superficial, produeixen vibracions que poden arribar a nivells indesitjats. Per evitar arribar a aquests extrems, es fa imprescindible realitzar una inspecció periòdica o realitzar-ne un monitoritzat de l'estat de les rodes.

Uns dels defectes singulars més comuns en els perfils de les rodes ferroviàries són els plans; són molt comuns en trens d'àmbit metropolità, com ara els trens de les línies de metro que circulen diàriament. Aquests plans s'originen per les constants frenades durant el recorregut de la línia, per les proximitats de les diferents estacions.

Si es pot realitzar una detecció prematura de qualsevol d'aquests defectes, es pot planificar la intervenció necessària per solventar-ne els problemes ocasionats. La implantació d'un sistema d'adquisició de senyals vibratoris, generats pel contacte roda-carril, instal·lat a la via, permet realitzar un control permanent de l'estat de les rodes, disposant de flexibilitat a l'hora de programar el manteniment i abaratint costos. Així, si no es detecta cap defecte en cap de les rodes del tren no s'haurà de treure de circulació de la xarxa ferroviària per on hi circula per tal de fer-hi un manteniment preventiu.

L'objectiu principal de la tesi és desenvolupar una metodologia per detectar els principals tipus de defectes singulars en els perfils de les rodes mitjançant l'anàlisi de les vibracions del carril generades pel contacte roda-carril durant el pas del tren. L'anàlisi dels senyals enregistrats es realitzarà en el domini temporal perquè els defectes singulars dels perfils de les rodes generen vibracions aleatòries transitòries. És a dir, el pas del tren en si mateix ja és un transitori. En definitiva, no es pot perdre la referència temporal.

Prèviament al desenvolupament de la metodologia d'identificació de defectes, es realitzen les següents tasques i modelitzacions:

- Es caracteritzen els plans en rodes ferroviàries i es realitza un estudi de les irregularitats d'algunes rodes mesurades experimentalment.
- S'analitzen alguns perfils d'irregularitat sintetitzats en que l'espectre de rugositat prové també de registres reals mesurats experimentalment.
- Es modelitzen dinàmicament els diferents tipus de via utilitzades habitualment en els traçats metropolitans. Bàsicament s'obté la seva receptància, és a dir la seva resposta freqüencial, i la seva resposta impulsional; les dues associades al desplaçament vertical de vibració del carril.

Amb els models de via i de roda més suspensió primària, es dedueix un model de contacte roda-carril. En ell s'ha emprat la teoria del contacte no lineal de Hertz. Emprant com a pertorbació d'entrada diferents plans i perfils d'irregularitat, el model permet obtenir l'evolució temporal de la força de contacte roda-carril resolent el sistema d'equacions directament en el domini del temps mitjançant un algorisme que s'ha anomenat de doble convolució.

Un cop obtingut el registre temporal de la força de contacte es procedeix a l'obtenció de la velocitat de vibració vertical del carril al pas d'una roda per sobre d'una localització fixa de la via, que s'associa amb la localització física on hi ha instal·lat el sistema de captació de la vibració vertical d'un dels carrils de la via. Es simulen varies voltes de roda aigües amunt i aigües avall desplaçant-se la roda per sobre del carril a una velocitat de l'ordre de 12,5 m/s (45 km/h). Aquesta velocitat dels trens és l'habitual quan passen per sobre del punt de mesura experimental.

L'algorisme implementat per a l'obtenció de la velocitat vertical del carril és l'algorisme de convolució de nucli variable. Cal esmentar que també es desenvolupa un model d'atenuació de la velocitat de vibració vertical del carril en funció de la distància del punt de pertorbació (contacte roda-carril) i el punt de mesura (fix a la via).

Aprofitant les simulacions de passos de rodes amb perfils d'irregularitat sintetitzats i representatius de rodes amb desgasts habituals, s'obté una evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical de vibració, la qual constitueix la funció base que després s'emprarà per a desenvolupar la metodologia de detecció de defectes.

El mètode de detecció consisteix primerament en ajustar una funció base per a cada pas de roda per sobre del punt de mesura a l'evolució temporal del valor RMS del registre experimental de la velocitat de vibració al pas d'un tren. D'aquesta manera s'obté una evolució del valor RMS teòrica que actua com a funció de referència per ser comparada amb l'evolució real del valor RMS i així poder detectar quin bogie pot contenir alguna roda o rodes amb algun defecte singular a la seva banda de rodolament. Els registres de la velocitat de vibració s'obtenen de la realització de mesures experimentals a la Línia 3



del Ferrocarril Metropolità de Barcelona (FMB). Cal esmentar també que s'utilitzen registres experimentals d'altres tesis doctorals dutes a terme en anys anteriors.

Disposar d'aquesta metodologia de detecció permetrà desenvolupar algorismes de manteniment predictiu, i simultàniament poder detectar la severitat dels defectes ocasionats pel rodolament continuat. A més permetrà prendre les accions oportunes de manera específica tren a tren quan es detectin algunes rodes amb aquests defectes; tal i com s'ha esmentat anteriorment, només caldrà treure de circulació els trens que realment presentin defectes singulars significatius en alguns dels perfils de les seves rodes. A més es podrà anar realitzant un històric de nivells de vibració i defectes detectats que permeti establir a la llarga una correlació entre aquests nivells i els defectes segons el seu tipus i la seva magnitud.

Resumen

Una de las principales problemáticas que presentan los defectos en la banda de rodadura de las ruedas de ferrocarril es la generación de vibraciones y ruido, y su propagación hacia el entorno. Los defectos en ruedas, tales como planes y picado superficial, producen vibraciones que pueden llegar a niveles indeseados. Para evitar llegar a estos extremos, se hace imprescindible realizar una inspección periódica o realizar uno monitorizado del estado de las ruedas.

Unos de los defectos singulares más comunes en los perfiles de las ruedas ferroviarias son los planos; son muy comunes en trenes de ámbito metropolitano, como los trenes de las líneas de metro que circulan diariamente. Estos planos se originan por las constantes frenadas durante el recorrido de la línea, por las proximidades de las diferentes estaciones. Si se puede realizar una detección prematura de cualquiera de estos defectos, se puede planificar la intervención necesaria para solventar los problemas ocasionados. La implantación de un sistema de adquisición de señales vibratorios, generados por el contacto rueda-carril, instalado en la vía, permite realizar un control permanente del estado de las ruedas, disponiendo de flexibilidad a la hora de programar el mantenimiento y abaratando costes. Así, si no se detecta ningún defecto en ninguna de las ruedas del tren no se deberá sacar de circulación de la red ferroviaria por donde circula para hacer un mantenimiento preventivo.

El objetivo principal de la tesis es desarrollar una metodología para detectar los principales tipos de defectos singulares en los perfiles de las ruedas mediante el análisis de las vibraciones del carril generadas por el contacto rueda-carril durante el paso del tren. El análisis de las señales registradas se realizará en el dominio temporal porque los defectos singulares de los perfiles de las ruedas generan vibraciones aleatorias



transitorias. Es decir, el paso del tren en sí mismo ya es un transitorio. En definitiva, no se puede perder la referencia temporal.

Previamente al desarrollo de la metodología de identificación de defectos, se realizan las siguientes tareas y modelizaciones:

- Se caracterizan los planos en ruedas ferroviarias y se realiza un estudio de las irregularidades de algunas ruedas medidas experimentalmente.
- Se analizan algunos perfiles de irregularidad sintetizados en que el espectro de rugosidad proviene también de registros reales medidos experimentalmente.
- Se modelizan dinámicamente los diferentes tipos de vía utilizadas habitualmente en los trazados metropolitanos. Básicamente se obtiene su receptancia, es decir su respuesta frecuencial, y su respuesta impulsional; ambas asociadas al desplazamiento vertical de vibración del carril.

Con los modelos de vía y de rueda más suspensión primaria, se deduce un modelo de contacto rueda-carril. En él se ha empleado la teoría del contacto no lineal de Hertz. Empleando como perturbación de entrada diferentes planos y perfiles de irregularidad, el modelo permite obtener la evolución temporal de la fuerza de contacto rueda-carril resolviendo el sistema de ecuaciones directamente en el dominio del tiempo mediante un algoritmo que se ha llamado de doble convolución.

Una vez obtenido el registro temporal de la fuerza de contacto se procede a la obtención de la velocidad de vibración vertical del carril al paso de una rueda por encima de una localización fija de la vía, que se asocia con la localización física donde está instalado el sistema de captación de la vibración vertical de uno de los carriles de la vía. Se simulan varias vueltas de rueda aguas arriba y aguas abajo; se desplaza la rueda por encima del carril a una velocidad del orden de 12,5 m/s (45 km/h). Esta velocidad de los trenes es la habitual cuando pasan por encima del punto de medida experimental. El algoritmo implementado para la obtención de la velocidad vertical del carril es el algoritmo de convolución de núcleo variable. Cabe mencionar que también se desarrolla un modelo de atenuación de la velocidad de vibración del carril en función de la distancia del punto de perturbación (contacto rueda-carril) y el punto de medida (fijo en la vía). Aprovechando las simulaciones de pasos de ruedas con perfiles de irregularidad sintetizados y representativos de ruedas con desgastes habituales, se obtiene una evolución temporal del valor RMS de la velocidad vertical de vibración. Esta evolución temporal constituye la función base que luego se empleará para desarrollar la metodología de detección de defectos.

El método de detección consiste primeramente en ajustar una función base para cada paso de rueda por encima del punto de medida a la evolución temporal del valor RMS del registro experimental de la velocidad de vibración al paso de un tren. De esta manera se obtiene una evolución del valor RMS teórica que actúa como función de referencia para ser comparada con la evolución real del valor RMS y así poder detectar qué bogie puede



contener alguna rueda o ruedas con algún defecto singular en su banda de rodadura. Los registros de la velocidad de vibración se obtienen de la realización de medidas experimentales en la Línea 3 del Ferrocarril Metropolitano de Barcelona (FMB). Hay que mencionar también que se utilizan registros experimentales de otras tesis doctorales realizadas en años anteriores.

Disponer de esta metodología de detección permitirá desarrollar algoritmos de mantenimiento predictivo, y simultáneamente poder detectar la severidad de los defectos ocasionados por la rodadura continuada. Además permitirá tomar las acciones oportunas de manera específica tren a tren cuando se detecten algunas ruedas con estos defectos; tal y como se ha mencionado anteriormente, sólo será necesario sacar de circulación los trenes que realmente presenten defectos singulares significativos en algunos de los perfiles de sus ruedas. Además se podrá ir realizando un histórico de niveles de vibración y defectos detectados que permita establecer a la larga una correlación entre estos niveles y los defectos según su tipo y su magnitud.



Abstract

One of the main problems presented by the defects in the tread of the railway wheels is the generation of vibrations and noise, and their propagation towards the environment. Defects in wheels, such as wheel flats and surface pitting, produce vibrations that can reach undesired levels. To avoid reaching these extremes, it is essential to perform a periodic inspection or perform a monitoring of the state of the wheels.

One of the most common singular defects in the profiles of the railway wheels are the wheel flats; They are very common in metropolitan trains, such as trains on the metro network that circulate daily. These wheel flats are created by the frequent braking due to the the proximity of the different stations of the line.

If a premature detection of any of these defects can be performed, the required interventions can be planned to solve it. The implementation of a vibration signal acquisition system, generated by the wheel-rail contact, installed on the track, allows permanent control of the status of the wheels, providing flexibility when programming maintenance and lowering costs. Thus, if no defect is detected in any of the wheels of the train, it should not be removed from the rail network.

The main objective of this thesis is to develop a methodology to detect the main types of singular defects in the profiles of the wheels by analyzing the track vibrations generated by the wheel-rail contact during the passage of the train. The analysis of the recorded signals will be performed in the time domain so that the singular defects of the wheel profiles generate transient random vibrations. In fact, the passage of the train itself is already a transient. It is highly recommendable not losing the temporary reference.

Prior to the development of the defect identification methodology, the following tasks are carried out:



- The wheel flats are characterized in railway wheels and a study of the irregularities of some wheels measured experimentally has carried out.
- Some irregularities coming from synthesized profiles, which the roughness spectrum comes from real records measured experimentally, are analyzed.
- The different types of tracks used in metropolitan railways are modeled dynamically. Basically its receptance is obtained, that is, its frequency response, and its impulse response; both associated with vertical vibration displacement of the rail.

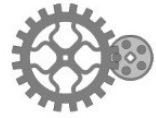
With the track model, the wheel-primary suspension model a wheel-rail contact model is deduced. Hertz's non-linear contact theory has been used in it. Using different irregularity wheel flats and profiles as input perturbation, the model allows to obtain the temporary evolution of the wheel-rail contact force solving the system of equations directly in the time domain by means of an algorithm called double convolution.

Once the temporary recording of the contact force is obtained, the vertical vibration speed of the track is obtained when a wheel passes over a fixed location of the track. This location is related to the physical location where the recording system (accelerometers and load cell gauges), to measure the vertical vibration of the rail. Several wheel turns are simulated upstream and downstream; the wheel is moved along the rail at a speed around 12.5 m/s (45 km/h). This speed is the usual speed when the trains pass over the experimental measurement point.

The algorithm implemented to obtain the vertical velocity of the track is called the variable kernel convolution algorithm. On the other hand, a model for attenuating the vertical vibration velocity of the track is also developed as a function of the distance from the perturbation point (wheel-rail contact) to the measurement point (fixed on the track). Taking advantage of the simulations of several wheel turns, using different irregularities, real profiles and synthesized profiles, a temporary evolution of the RMS value of the vertical vibration speed is obtained. This temporary evolution sets the base function that will later be used to develop the defect detection methodology.

The detection method consists in adjusting a base function, for each wheel pass above the measuring point, to the time evolution of the RMS value of the experimental record of the vibration velocity to the passage of a train. In this way an evolution of the theoretical RMS value is obtained. It is the reference function to be compared with the real evolution of the RMS value and thus be able to detect which bogie may contain any wheel or wheels with some singular defects to its tread. The records of the vertical vibration velocity of the rail are obtained from the experimental measurements done in Line 3 of FMB of the Barcelona metro network. It should also be mentioned that experimental records of other doctoral theses made in previous years are also used.

Having this detection methodology will allow the development of predictive maintenance algorithms, and simultaneously detect the severity of defects caused by continuous rolling. It will also allow to take the appropriate actions in a specific way train to train



when some wheels with these defects are detected; As mentioned above, it will only be necessary to take trains that actually have significant singular defects in some of the profiles of their wheels out of circulation. In addition, a history of vibration levels and detected defects can be made, which allows establishing a correlation between these levels and defects according to their type and magnitude.



Nomenclatura

a	Factor d'escala transformada wavelet
a	Semi-eix major el·lipse petjada de contacte de Hertz
a_1	Primer paràmetre d'escalat de la funció d'ajust doble Gaussiana
a_2	Segon paràmetre d'escalat de la funció d'ajust doble Gaussiana
b	Meitat de la distància entre eixos d'un bogie
b	Semiampлада d'una finestra temporal
b	Distància entre carrils
b	Semi eix menor el·lipse petjada de contacte de Hertz
b_1	Primer paràmetre de centrat de la funció d'ajust doble Gaussiana
b_2	Segon paràmetre de centrat de la funció d'ajust doble Gaussiana
c_1	Primer paràmetre d'atenuació de la funció d'ajust doble Gaussiana
c_2	Segon paràmetre d'atenuació de la funció d'ajust doble Gaussiana
c_i	Coefficient d'ajust i-èssim pel mètode de mínims quadrats
c_w	Esmorteïment viscos de la suspensió del cotxe
d	Distància entre la càrrega vertical aplicada a sobre del carril i la primera travessa aigües amunt.
d	Profunditat del pla
dt	Diferencial de temps



dx	Diferencial d'espai, diferencial de desplaçament
e	Número d'Euler
F	Amplitud de la força
f	Freqüència
$f_{\text{mostratge}}$	Freqüència de mostratge
f_{tall}	Freqüència de tall
$f_{0\text{cotxe}}$	Freqüència pròpia d'oscil·lació del cotxe
$f(s)$	Filtre Gaussià
h_{t_i}	Resposta impulsional a l'instant t_i
$h_r(t)$	Resposta impulsional via
$h_r(t, x)$	Resposta impulsional creuada de la via
$h_k(t)$	Resposta impulsional creuada, per a una distància entre el punt d'aplicació de la força excitadora i el punt de mesura de: $v \cdot k \cdot \Delta t$
$h_w(t)$	Resposta impulsional del sistema suspensió primària-roda
j	Unitat imaginària
k	Arrel complexa de l'equació característica
k_{DPRS}	Rigidesa de contacte roda-carril model DPRS
k_H	Rigidesa de contacte no lineal de Hertz
k_i	Part imaginària de l'arrel complexa de l'equació característica
k_r	Part real de l'arrel complexa de l'equació característica
k_w	Rigidesa suspensió primària cotxe
k_1	Paràmetre que relaciona el coeficient de Poisson (ν_1) i el Mòdul de Young del carril (E_1)
k_2	Paràmetre que relaciona el coeficient de Poisson (ν_2) i el Mòdul de Young de la roda (E_2)
l	Longitud de l'arc de circumferència circumscrit entre cantells d'un pla
m	Número de bogies del tren
m	Massa de les semi travesses per unitat de longitud
m	Paràmetre funció de l'angle auxiliar φ entre els plans principals de contacte roda-carril i de la geometria dels cossos a la zona de contacte
m_{cotxe}	Massa suspesa d'un cotxe
m_w	Massa de la roda més semieix
n	Número de rodes



n	Número de travesses
n	Coefficient que depèn del tipus d'ona
n	Paràmetre funció de l'angle auxiliar φ entre els plans principals de contacte roda-carril i de la geometria dels cossos a la zona de contacte
n	Número de rodes que passen per sobre del punt de mesura
p	Dimensió del vector registre temporal experimental del valor RMS mòbil de la velocitat vertical de vibració del carril
$p(x,t)$	Distribució de força entre el carril i les travesses
r	Radi equivalent de curvatura
r_a	Distància del punt a a la font de vibració
r_b	Distància del punt b a la font de vibració
r_r	Radi de curvatura del cap del carril
r_w	Radi de la roda
s	Distància a la font de vibració
s	Variable independent a l'espai de la transformada de Laplace
s_i	Distància entre el primer bogie del tren i el bogie i -èssim
t	Temps
t'	Variable temps en el càlcul del valor RMS mòbil amb ponderació exponencial
t_i	Instant de temps i -èssim
t_0	Instant de temps inicial
t_{w_1}	Instant de temps en que la primera roda del tren passa per sobre del punt de mesura
t_{w_n}	Instant de temps en que la roda n -èssima del tren passa per sobre del punt de mesura
$t_{w_i\tau=0}$	Instant de temps en que la roda i -èssima del tren passa per sobre del primer acceleròmetre i del sensor extensomètric.
v	Velocitat d'avanç del tren
v	Velocitat de desplaçament longitudinal de la força excitadora
v	Nivell de vibració vertical del carril a una distància s de la font de vibració
v_0	Nivell de vibració vertical del carril al costat de la font de vibració
v_a	Nivell de vibració vertical del carril al punt a
v_b	Nivell de vibració vertical del carril al punt b

x	Coordenada perimetral de la roda
x	Coordenada longitudinal al llarg del carril respecte un punt de mesura o observació
x	Coordenada longitudinal de la petjada el·líptica del contacte roda-carril
$x(t)$	Senyal funció del temps
y	Coordenada transversal de la petjada el·líptica del contacte roda-carril
y_r	Amplitud desplaçament vertical del carril
$\dot{y}_{\text{RMS}_{\text{global}}}$	Valor RMS global de la velocitat de vibració vertical del carril corresponent al pas de tot el tren per sobre del punt de mesura
$\dot{y}_{\text{RMS}_{w_i}}$	Funció nucli o base i-èssima de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril generada per la roda i-èssima
$\dot{y}_{\text{RMS}_{1w_n}}$	Primer valor de la funció RMS nucli de la velocitat de vibració vertical del carril generat pel pas de la roda n-èssima
$\dot{y}_{\text{RMS}_{kw_n}}$	Últim valor de la funció RMS nucli de la velocitat de vibració vertical del carril generat pel pas de la roda n-èssima
y_w	Amplitud desplaçament vertical roda
$y_r(x, t)$	Desplaçament vertical del carril
$\dot{y}_r(x, t)$	Velocitat de vibració vertical del carril
$\dot{y}_{\text{rC1 experimental}}(t)$	Velocitat de vibració vertical del carril provinent del sensor connectat al canal 1 (C1)
$\dot{y}_{\text{rC2 experimental}}(t)$	Velocitat de vibració vertical del carril provinent del sensor connectat al canal 2 (C2)
$\ddot{y}_{\text{rC1 experimental}}(t)$	Acceleració de vibració vertical del carril provinent del sensor connectat al canal 1 (C1)
$\ddot{y}_{\text{rC2 experimental}}(t)$	Acceleració de vibració vertical del carril provinent del sensor connectat al canal 2 (C2)
$\dot{y}_{\text{RMS}}(t)$	Evolució temporal del valor RMS mòbil de la velocitat de vibració vertical de del carril
$\dot{y}_{\text{RMS}}(t)$ ajustat	Evolució temporal del valor RMS mòbil de la velocitat de vibració vertical del carril generat per un tren, provinent d'ajust per mínims quadrats.
$\dot{y}_{\text{RMS}}(t)$ registre real	Evolució temporal del valor RMS mòbil de la velocitat de vibració vertical del carril generat per un tren, provinent de mesures experimentals.
$\dot{y}_{\text{RMS}}(x)$	Valor RMS unitari (normalitzat respecte al valor a l'origen ($x = 0$)) de la velocitat de vibració vertical del carril en funció de la distància x
$\bar{\dot{y}}_{\text{RMS}}(x)$	Valor RMS mitjà unitari de la velocitat de vibració vertical del carril en funció de la distància x



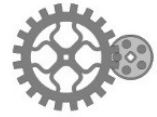
$\dot{y}_{\text{RMS}C_1\text{experimental}}(t)$	Evolució temporal del valor RMS mòbil de la velocitat de vibració vertical del carril provinent del sensor connectat al canal 1 (C1) de mesura.
$\dot{y}_{\text{RMS}C_2\text{experimental}}(t)$	Evolució temporal del valor RMS mòbil de la velocitat de vibració vertical del carril provinent del sensor connectat al canal 2 (C2) de mesura.
$\dot{y}_{\text{RMS}C_1\text{experimental max}}(t_i)$	Valor RMS mòbil màxim, que es dona a l'instant t_i en un cert interval determinat, de la velocitat de vibració vertical del carril provinent del sensor connectat al canal 1 (C1) de mesura.
$\dot{y}_{\text{RMS}C_2\text{experimental max}}(t_i)$	Valor RMS mòbil màxim, que es dona a l'instant t_i en un cert interval determinat, de la velocitat de vibració vertical del carril provinent del sensor connectat al canal 2 (C2) de mesura.
$\dot{y}_{\text{RMS}C_1\text{global}}$	Valor RMS global de la velocitat de vibració vertical del carril corresponent al pas del tren per sobre del punt de mesura, provinent del canal de mesura n°1 (C1)
$\dot{y}_{\text{RMS}C_2\text{global}}$	Valor RMS global de la velocitat de vibració vertical del carril corresponent al pas del tren per sobre del punt de mesura, provinent del canal de mesura n°2 (C2)
$\dot{y}_{\text{RMS}C_1\text{teòric}}(t)$	Evolució temporal del valor RMS mòbil de la velocitat de vibració vertical del carril del canal de mesura 1 ajustat en els punts de mesura, prenent com a referència l'evolució temporal experimental del canal 1.
$\dot{y}_{\text{RMS}C_2\text{teòric}}(t)$	Evolució temporal del valor RMS mòbil de la velocitat de vibració vertical del carril del canal de mesura 2 ajustat en els punts de mesura, prenent com a referència l'evolució temporal experimental del canal 2.
$y_s(x, t)$	Desplaçament vertical de les travesses
$\dot{y}_s(x, t)$	Velocitat de vibració vertical de les travesses
$\ddot{y}_s(x, t)$	Acceleració de vibració vertical de les travesses
$y_w(0^+)$	Desplaçament vertical de la roda a l'instant $t = 0^+$
$y_w(0^-)$	Desplaçament vertical de la roda a l'instant $t = 0^-$
$y_w(t)$	Desplaçament vertical de la roda
$\dot{y}_w(0^+)$	Velocitat de vibració vertical de la roda a l'instant $t = 0^+$
$\dot{y}_w(0^-)$	Velocitat de vibració vertical de la roda a l'instant $t = 0^-$
$\dot{y}_w(t)$	Velocitat de vibració vertical de la roda
$\ddot{y}_w(t)$	Acceleració de vibració vertical de la roda
z	Variable independent a l'espai de la transformada de Z
A	Distància entre eixos de rodes d'un bogie
B	Distància entre eixos de les rodes internes dels dos bogies

C	Distància entre el topall para-xocs i l'eix de la primera roda del bogie davanter
C	Vector de coeficients d'ajust per mínims quadrats
$C1$	Canal de mesura número 1 del sistema d'adquisició de senyals
$C2$	Canal de mesura número 2 del sistema d'adquisició de senyals
C_1	Coefficient de la família de solucions d'una equació diferencial, associat a la primera arrel de l'equació característica
C_2	Coefficient de la família de solucions d'una equació diferencial, associat a la segona arrel de l'equació característica
D	Distància entre el topall para-xocs i l'eix de la roda interna del bogie posterior
E	Mòdul de Young
$E(\ddot{y}_r)$	Energia de l'acceleració vertical de vibració del carril
E_1	Mòdul de Young del material del carril
E_2	Mòdul de Young del material de la roda
F	Amplitud de la força
$F(t)$	Força d'excitació vertical
$F(\omega)$	Força harmònica
$F(\omega)$	Transformada de Fourier de $F(t)$
$F(\omega, x)$	Transformada de Fourier de $F(t)$ quan aquesta és aplicada a una distància x del punt d'observació
F_c	Força normal de contacte roda-carril
$F_c(t)$	Evolució temporal de la força normal de contacte roda-carril
$F_c(\omega)$	Transformada de Fourier de $F_c(t)$
F_{sn}	Força que exerceix cada travessa a sobre del carril
G	Centre d'inèrcia
$G_{\phi x}(\tau, f)$	Transformada de Fourier en temps curts de la funció $x(t)$
$H_{\text{filtre}}(s)$	Funció de transferència del filtre integrador analògic
$H_{\text{filtre}}(z)$	Funció de transferència del filtre integrador digital
I	Moment d'àrea de segon ordre de la secció transversal del carril
I	Impuls
L	Pas entre travesses o entre blocs
P_0	Pressió de Hertz màxima



$P_H(x,y)$	Pressió de Hertz en funció de les coordenades x i y
R^2	Coefficient de correlació al quadrat
Q	Paràmetre que relaciona rigideses i esmorteïments dels elements de fixació del carril i del balast respectivament
$R_w(\omega)$	Receptància del sistema suspensió primària-roda
$R_r(\omega,x)$	Receptància creuada de la via
$R_r(\omega,x)_+$	Receptància creuada de la via per a $x > 0$
$R_r(\omega,x)_-$	Receptància creuada de la via per a $x < 0$
R'_1	Radi de curvatura principal mínim del carril
R_1	Radi de curvatura principal màxim del carril
R'_2	Radi de curvatura principal mínim de la roda
R_2	Radi de curvatura principal màxim de la roda
$R_1(\omega,x)_\pm$	Terme real de la receptància creuada
$R_2(\omega,x)_\pm$	Terme imaginari de la receptància creuada
S	Àrea secció transversal del carril
T	Període
U	Voltatge
$Y_r(\omega)$	Transformada de Fourier de $y_r(t)$
$\dot{Y}_{\text{RMSexperimental}}$	Vector registre experimental real de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril associat al pas del tren a analitzar.
$\dot{Y}_{\text{RMSteòric}}$	Matriu de funcions nucli
$\dot{Y}_{\text{RMSteòric}}^g$	Matriu pseudoinversa o matriu inversa de Moore-Penrose de la matriu $\dot{Y}_{\text{RMSteòric}}$
$Y_w(\omega)$	Transformada de Fourier de $y_w(t)$
$X_{\text{WTC}}(a,\tau)$	Transformada wavelet contínua del senyal $x(t)$
α	Rigidesa dels elements de fixació del carril per unitat de longitud
α	Angle d'obertura del sector circular del pla
α	Coefficient d'esmorteïment del medi de propagació
β	Rigidesa del balast per unitat de longitud
γ	Paràmetre que depèn del tipus de mecanisme de propagació
Δx	Distància al llarg del carril entre el punt d'observació i/o mesura i el punt d'aplicació de la força
$\Delta y(t)$	Deformació local entre roda i carril

δ	Deformació conjunta en el punt central de l'àrea de contacte roda-carril
$\delta(t)$	Funció delta de Dirac
ε_0	Amplitud de rugositat de referència
ε_{RMSi}	Valor d'amplitud d'irregularitat corresponent a la longitud d'ona λ_i
$\varepsilon(t)$	Irregularitat de la roda funció del temps
$\varepsilon(x)$	Profunditat del pla en funció de la coordenada perimetral x
$\varepsilon(x)$	Perfil d'irregularitat de la roda en funció de la coordenada perimetral x
$\varepsilon_{mesurat}(s)$	Perfil d'irregularitat de la roda mesurat experimentalment
$\varepsilon_{filtrat}(x)$	Perfil d'irregularitat de la roda filtrat
ζ	Raó d'esmoreïment
η	Esmorteïment del balast per unitat de longitud
Θ	Coordenada angular de la roda
λ	Longitud d'ona
λ	Paràmetre funció de l'angle auxiliar φ entre els plans principals de contacte roda-carril
λ	Incògnita de l'equació característica associada a l'equació diferencial
$\lambda_{1,2}$	Arrels de l'equació característica associada a l'equació diferencial
λ_i	Longitud d'ona i -èsima
μ	Esmorteïment dels elements de fixació del carril per unitat de longitud
ν	Coefficient de Poisson
ρ	Densitat
σ	Amplada de la finestra Gaussiana
σ	Amplada del filtre Gaussià
τ	Retard
τ	Constant de temps
$\phi(t)$	Funció finestra temporal
φ	Fase de la receptància
φ	Angle auxiliar entre els plans principals de contacte roda-carril
φ	Angle entre eix de rotació de la roda i recta de tangència entre roda i carril
φ_i	Fase aleatòria



ψ	Angle entre plans que contenen el radi de curvatura del carril i de la roda respectivament
$\psi(t)$	Funció wavelet mare
$\psi_{a,\tau}(t)$	Família de funcions elementals wavelet
ω	Velocitat angular roda
ω	Freqüència angular
ω_0	Freqüència angular o pulsació del sistema no esmorteït
ω_d	Freqüència angular o pulsació del sistema esmorteït



Capítol 1

Introducció

Aquesta tesi doctoral, que porta per títol *Contribució a la detecció de defectes en els perfils de les rodes de ferrocarril mitjançant l'anàlisi de les vibracions produïdes pel contacte roda-carril*, s'emmarca en la línia d'investigació sobre *Teoria de Màquines i Vibroacústica* que es porta a terme en el Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Politècnica de Catalunya.

En aquest capítol s'exposa, en primer lloc, la motivació que ha conduït a la realització d'aquest estudi. A continuació, es descriuen els objectius a assolir, els quals delimiten l'abast de la investigació realitzada. Finalment, es defineix l'estructura de la tesi doctoral amb una breu descripció del contingut de cada capítol.

1.1 Motivació de l'estudi

Un de les principals problemàtiques en el transport ferroviari és la presència de defectes singulars a la banda de rodament de les rodes dels trens. Els defectes més comuns solen ser els plans, que de manera freqüent s'acostumen a trobar en els perfils de les rodes dels trens que circulen a diari. Aquests tipus de defectes solen generar vibracions no desitjades que poden anar en detriment de la pròpia roda fins al punt extrem de ruptura d'alguna de les rodes i podent ocasionar, en cas extrem, un descarrilament del tren. Aquestes vibracions també malmeten el material rodant adjacent a la roda com ara: els rodaments de les rodes, bogies, motors de tracció, reductors, etc.



Per altra banda les vibracions generades en el contacte roda-carril, contribueixen de forma molt apreciable a l'emissió de soroll cap a l'entorn proper al traçat ferroviari, provocant així un impacte ambiental considerable. Si el nivell de vibració és elevat, aquestes vibracions poden afectar les edificacions properes a la línia ferroviària propagant-se a través de la via, la infraestructura ferroviària, (plataformes, túnels, etc.) i el terreny, fins arribar als fonaments dels edificis i d'aquí cap a les seves estructures. Un cop arriben a l'estructura de l'edifici poden generar molèsties al veïnat i en casos molt extrems fins i tot provocar possibles danys estructurals.

Hi ha diversos mètodes per realitzar la detecció de defectes a la banda de rodolament de les rodes d'un tren, des de procediments d'inspecció visual de les rodes, anàlisis acústics, utilització de partícules magnètiques, ultrasons, col·locació d'acceleròmetres en els bogies, col·locació d'acceleròmetres a la via. De tots els mètodes citats els únics mètodes que no obliguen a treure el tren de la seva circulació habitual per detectar quins bogies poden tenir alguna roda amb un defecte en el seu perfil són els dos últims. El fet de no haver de retirar el tren de circulació per realitzar-ne la detecció facilita i abarateix molt el procés de detecció i consumeix molt menys temps i recursos humans i materials. És per aquesta raó que en el present treball s'ha escollit la mesura i anàlisi de les vibracions en la via com a estratègia per a desenvolupar una nova metodologia de detecció de defectes en la banda de rodolament.

Un aspecte fonamental en el desenvolupament d'aquesta metodologia és conèixer l'evolució temporal de la força de contacte roda-carril per a diferents tipus de defectes en el perfil de la roda, plans teòrics (modelitzats matemàticament), plans reals i perfils d'irregularitat mesurats experimentalment; per entendre quin tipus de força genera aquella pertorbació i quin és el seu nivell. Però obtenir un registre real experimentalment de la força de contacte és molt complex. Per aquest motiu, en aquesta tesi es desenvolupa i s'implementa un mètode per obtenir l'evolució temporal de la força de contacte roda-carril, mitjançant la modelització i la simulació. Aquest mètode resol les equacions d'un model global de contacte roda carril, no lineal, directament en el domini temporal, emprant les respostes impulsional dels subsistemes roda i via; el mètode s'ha anomenat de doble convolució.

També és fonamental conèixer la velocitat vertical del carril al pas d'una roda per sobre d'una localització de referència fixa a la via, perquè així es pot saber l'evolució temporal de la velocitat de vibració i estudiar-ne el nivell d'atenuació amb la distància respecte al punt fix considerat. Per altra banda, també es necessita tenir una referència teòrica del nivell de vibració vertical del carril del pas de cada tren per poder ser comparada amb els registres obtinguts experimentalment. També s'utilitza aquest mètode, tal i com s'acaba de comentar, per caracteritzar el nivell d'atenuació de la velocitat de vibració vertical del carril amb la distància. Aquest nivell d'atenuació es determina per a diferents tipus de via, i en funció del tipus de defecte a la banda de rodolament i de la velocitat de desplaçament longitudinal del tren.



La captació de les vibracions es realitza mitjançant la col·locació d'acceleròmetres a la via, més concretament fixats sota el carril. Aquest mètode requereix pocs recursos tècnics i no obliga a instrumentalitzar els bogies de tots els trens. Requereix però que el tram de via on s'instal·la tingui un bon manteniment per tal que la superfície de rodolament dels carrils presenti molt poca irregularitat i així no interfereixi en la mesura de la vibració provocada pel pas de les rodes.

El sistema de mesura experimental està instal·lat a la Línia 3 del Ferrocarril Metropolità de Barcelona (FMB). Més concretament es troba ubicat entre les estacions de Palau Reial i Zona Universitària. Aquest sistema ha estat implementat pel Departament d'Enginyeria Mecànica de la UPC juntament amb el personal tècnic de FMB pertanyent a l'empresa i Transports Metropolitans de Barcelona (TMB).

1.2 Objectius

L'objectiu general de la tesi és desenvolupar una metodologia per a detectar els principals tipus de defectes singulars en els perfils de les rodes mitjançant l'anàlisi en el domini temporal de les vibracions generades al pas del tren per sobre d'una localització de la via on s'instal·la el sistema de mesura.

Per assolir l'objectiu general que s'acaba d'esmentar, es proposen els següents objectius parcials:

1. Realitzar un estudi de l'estat de l'art dels diferents tipus de metodologies utilitzades per detectar defectes a la banda de rodolament en rodes ferroviàries.
2. Realitzar un estudi de l'estat de l'art dels diferents models de contacte roda-carril i de models de càlcul d'aquesta força de contacte.
3. Millorar els models analítics teòrics ja desenvolupats en treballs anteriors o desenvolupar-ne de nous, per a que serveixin de base per a l'algorisme d'identificació de defectes en els perfils de les rodes. Tot seguit se'n citen alguns:
 - a. Estudi i caracterització de diferents tipus de plans en rodes ferroviàries, des de plans sintetitzats teòricament, com plans reals extrets de perfils d'irregularitat de rodes provinents de mesures de diferents perfils de rodolament de rodes ferroviàries.
 - b. Estudi i caracterització de diferents tipus de perfils d'irregularitat de rodes provinents de mesures experimentals i de diferents perfils d'irregularitat de rodes sintetitzats.
 - c. Caracterització a nivell freqüencial i a nivell temporal dels diferents tipus de vies ferroviàries. Obtenció de la receptància i la resposta impulsional de cadascuna d'elles.

- d. Realitzar un mètode de càlcul de la força de contacte roda-carril per obtenir-ne un registre de força de contacte en el domini temporal i així poder correlar el nivell de força de contacte amb diferents tipologies de plans; i estenent-ho a perfils d'irregularitat reals i sintetitzats.
 - e. Realitzar un mètode de càlcul de la velocitat de vibració vertical del carril simulant unes quantes voltes de roda aigües amunt i aigües avall d'un punt fix considerat en el carril i que es considera com a punt de mesura.
 - f. A partir del mètode de càlcul anterior, elaborar un mètode per a determinar l'atenuació de la velocitat de vibració vertical del carril, produïda pel contacte roda-carril, a mesura que la roda afectada s'allunya del punt de mesura fix a la via.
 - g. A partir del mètode de càlcul anterior, poder obtenir una funció nucli teòrica de referència del nivell de vibració vertical del carril al pas d'una roda per sobre del punt de mesura.
4. Adquisició dels senyals de vibració vertical del carril generats pel contacte roda-carril al pas de diferents trens. Per això s'empra el muntatge experimental ja instal·lat a la Línia 3 de FMB.
 5. Dissenyar procediments d'anàlisi en el domini temporal de les vibracions captades a peu de carril per tal de posar en evidència la vibració provocada per defectes a la banda de rodolament de la roda.
 6. Desenvolupar una metodologia d'identificació de defectes singulars a la banda de rodolament de la roda que permeti correlar-los amb la roda o el bogie corresponent que l'ha produït.
 7. Validar la metodologia d'identificació de defectes singulars associats a la banda de rodolament de la roda emprant l'històric de registres de vibració disponibles i dels nous registres experimentals obtinguts, i així poder identificar quina roda o bogie té algun defecte o pot tenir algun defecte de manera imminent.

1.3 Estructura de la tesi doctoral

El contingut de la tesi doctoral s'estructura en vuit capítols que, a excepció del primer, es descriuen breument a continuació.

En el capítol 2 es realitza una breu descripció de les metodologies actuals de detecció d'irregularitats en el perfil de les rodes ferroviàries. També es realitza una breu exposició de l'estat de l'art dels diferents procediments per a l'anàlisi dels senyals de vibració, generats en el contacte roda-carril. Bàsicament es centra en descriure els diferents tipus d'anàlisi d'aquests senyals de vibració en el domini temporal, freqüencial i en el domini



temps-freqüència per poder-ne detectar defectes a les rodes, als carrils o per realitzar-ne estudis d'impacte acústic.

Per altra banda, en aquest capítol també es fa una breu descripció dels tipus principals de models de via i de conjunt roda més suspensió primària. També es realitza una breu descripció dels models de contacte roda-carril més coneguts com ara: el model DPRS, el model de Boussinesq-Cerruti, el model de Kalker i el model de Hertz.

En aquest capítol també es descriuen els tipus d'irregularitats en les rodes ferroviàries més usals. Per últim també s'exposa com es pot mesurar experimentalment la irregularitat de la banda de rodament d'una roda ferroviària.

En el capítol 3 es realitza una descripció detallada dels diferents tipus de plans en rodes ferroviàries: plans de cantells no arrodonits, que són els que es formen inicialment, i plans de cantells arrodonits o de Newton & Clark, que són els que normalment deriven dels plans de cantells no arrodonits. Per altra banda també s'analitzen diferents plans reals extrets de perfils d'irregularitat reals mesurats experimentalment. Igualment també s'analitzen perfils d'irregularitat complets de rodes reals que han estat mesurats experimentalment i també s'analitzen quatre perfils d'irregularitat sintetitzats. El capítol acaba amb una comparació entre els diferents tipus de plans i també entre els diferents tipus de perfils d'irregularitat.

L'anàlisi en detall dels diferents tipus de vies ferroviàries es porta a terme en el capítol 4. Els tipus de vies analitzades són: la via clàssica de travesses i balast, la via DFF, la via Stedef i la via en placa. S'obté el mòdul i la fase de la receptància i la corresponent resposta impulsional de cadascun d'aquests tipus de via.

Posteriorment es modelitza el sistema roda més suspensió primària. També se n'obté el mòdul i la fase de la receptància i la corresponent resposta impulsional.

Un cop s'ha modelitzat el sistema via, el sistema roda més suspensió primària i els diferents tipus d'irregularitats, es procedeix a l'obtenció de l'evolució temporal de la força de contacte roda-carril utilitzant els diferents tipus de defectes definits al capítol 3. L'evolució temporal de la força de contacte, per a cada tipus d'irregularitat, s'obté mitjançant l'algorisme de doble convolució i es mostra en el capítol 5.

En el capítol 6, un cop obtingut el registre temporal de la força de contacte roda-carril, es procedeix a obtenir el registre temporal del desplaçament vertical del carril i el registre temporal de la velocitat de vibració vertical del carril al pas d'una roda per sobre d'un punt fix de mesura, situat a la via. A tal fi es simulen varies voltes de roda aigües amunt i aigües avall del punt de mesura. Emprant l'algorisme de convolució de nucli variable. Seguidament es procedeix a obtenir l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical de vibració del carril al pas d'una roda per sobre del punt fix de mesura; bàsicament pels perfils d'irregularitat reals i pels perfils d'irregularitat sintetitzats. Es realitzen varies simulacions amb trenta perfils d'irregularitat sintetitzats i se'n calcula la mitjana de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical de vibració del

carril. Aquesta funció s'utilitzarà com a funció base per ser ajustada posteriorment als registres reals mesurats experimentalment.

Per últim es presenta un model d'atenuació de la vibració vertical del carril al pas d'una roda en funció de la distància que separa el punt de pertorbació, on es situa el contacte roda-carril, i la localització fixa a la via on s'està determinant la velocitat vertical de vibració del carril.

El capítol 7 és el que exposa la metodologia de detecció de defectes singulars en rodes pròpiament dita. Partint dels registres de vibració obtinguts amb el muntatge experimental de la Línia 3 del FMB, se n'obté l'evolució temporal del seu valor RMS i es compara amb l'evolució temporal sintetitzada tal com s'explica al capítol 6 i ajustada al registre experimental. Aquesta comparació permet detectar evolucions del valor RMS anòmales i associar-les a possibles defectes singulars situats en rodes de bogies concrets.

Finalment en el capítol 8 s'exposen les conclusions d'aquesta tesi, estructurades segons els objectius descrits en el present capítol. També s'inclouen les aportacions que es consideren més rellevants. Per acabar, es proposen una sèrie d'extensions i futures línies d'investigació relacionades amb l'àmbit de la tesi.

Capítol 2

Estat de l'art

L'origen de les vibracions produïdes en el contacte roda-carril es troba majoritàriament en les irregularitats de la banda de rodolament de la roda i del carril.

Les vibracions produïdes pel trànsit ferroviari en un entorn metropolità poden generar principalment dos tipus de problemàtiques. La primera d'elles és l'afectació als usuaris del servei de transport, generant molèsties acústiques i de pèrdua de confort durant el viatge, i per altra banda aquestes vibracions també poden arribar a les edificacions adjacents al traçat ferroviari generant molèsties al veïnat. L'altra problemàtica està directament relacionada amb el correcte funcionament del propi ferrocarril, podent provocar defectes com ara: escurçament de la vida útil dels elements de guiatge i transmissió del tren per fenòmens de fatiga, generació de fissures a l'ànima de la roda, grans fluctuacions de força en el contacte que puguin danyar prematurament els elements de via i del cotxe. En general provoquen un increment de la freqüència d'actuació de manteniment correctiu del tren i del propi traçat ferroviari.

En aquest capítol es farà esment de les principals investigacions dutes a terme per diferents autors en el camp de la generació, transmissió i detecció de vibracions generades pel contacte roda-carril, amb la finalitat de poder detectar els principals defectes en la banda de rodolament de les rodes del tren.

També es fa esment dels principals tipus d'irregularitats a la banda de rodolament de les rodes ferroviàries i es citaran breument els diferents models de via.

Cal esmentar que aquesta tesi se centrarà bàsicament en la identificació de defectes en la banda de rodament de les rodes; les irregularitats del carril no es tindran en compte en la metodologia que es proposarà perquè es té controlat l'estat del carril. A més, la monitorització de l'estat dels carrils és complexa i requereix un enfoc totalment oposat. Les rodes es poden monitoritzar amb sensors col·locats en una zona controlada del carril; en canvi per monitoritzar carrils s'hauria d'implementar un vehicle mòbil sensoritzat amb les rodes sense irregularitats i enregistrar els senyals vibratoris durant un període temporal extens amb les dificultats que comporta.

És a dir, en la mesura del possible, es procurarà que la zona del carril, a on es mesuraran les vibracions al pas del tren, estigui lliure d'irregularitats per no emmascarar o no poder identificar possibles defectes de les rodes quan hi passin per damunt.

Pel que fa a l'anàlisi de les vibracions generades pel contacte roda-carril, generalment s'estudien en el domini temporal i en el domini freqüencial. En el domini temporal s'estudia el comportament vibratori del sistema en funció del temps. En el domini freqüencial s'analitza el contingut freqüencial del senyal i s'identifiquen aquelles freqüències que tenen més pes en el senyal de vibració.

També hi ha alguns autors que utilitzen el domini temps-freqüència per poder correlar la identificació d'un defecte en el domini freqüencial sense perdre la referència temporal. Les eines més freqüents per l'anàlisi de vibracions en aquest domini solen ser la transformada de Fourier en temps curts i la descomposició del senyal en "wavelets".

El tipus de defectes que es vol identificar generen respostes transitòries. El que posa de manifest que és important mantenir i/o identificar l'instant de temps en que s'ha produït el defecte.

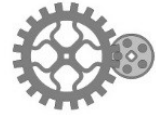
2.1 Tipus d'irregularitats en les rodes ferroviàries

En aquest apartat es realitza una breu descripció dels diferents tipus de defectes que, segons Molina [1], poden patir les rodes ferroviàries. L'augment de les velocitats de circulació dels trens fa que augmentin les forces de contacte entre roda i carril i fan sorgir abans aquests tipus de defectes. Aquests defectes poden ser originats per:

- Frenades brusques. Els parells de frenada poden arribar a bloquejar les rodes en condicions extremes i fer que llisquin sobre el carril.
- Fatiga superficial. Pot arribar a generar cràters i altres irregularitats degudes a defectes del material.

Els diferents tipus de defectes més comuns en rodes ferroviàries són:

1. Plans (*Wheel flats*): són zones on es perd el radi de curvatura a la superfície de la roda degut al desgast per fricció que apareix com a conseqüència de frenades brusques que



bloquegen les rodes. A continuació es pot observar a la Figura 2.1 d'una roda amb un pla a la seva banda de rodolament:



Figura 2.1: Roda amb un pla a la seva banda de rodolament. [79]

2. Picat superficial (*Pitting*): el picat superficial està associat a càrregues cícliques i a baixos nivells de lliscament i es defineix com la pèrdua de material causada per la fatiga de contacte de rodolament. L'aparició del picat superficial depèn de les pressions de contacte i de les tensions tallants a l'àrea de contacte roda-carril [2]. La Figura 2.2 mostra una roda amb picat superficial a la banda de rodolament:

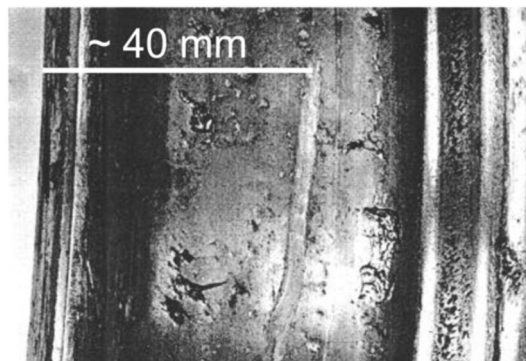


Figura 2.2: Roda amb picat superficial a la seva banda de rodolament. [3]

3. Fissures (*Spalling*): l'*spalling* són fissures fines o excoriacions de poca profunditat. Normalment s'originen per fatiga del material a causa d'efectes tèrmics després de varis cicles de càrrega [4]. Són fissures superficials que es propaguen cap a l'interior de la roda fins a arribar a produir petits desprendiments de material. La següent figura mostra una roda amb fissures a la seva banda de rodolament:



Figura 2.3: Roda amb fissures a la seva banda de rodolament. [80]

2.2 Metodologies per a la detecció d'irregularitats en el perfil de les rodes

Des dels orígens del transport ferroviari s'han desenvolupat i utilitzat diferents metodologies per a la inspecció i/o detecció de defectes en les rodes dels sistemes ferroviaris.

A continuació se n'esmenten alguns, segons [1]:

1. Inspecció visual. Es tracta de buscar qualsevol tipologia de defecte superficial de la roda com ara: plans, exfoliacions de material, picat superficial. Aquest mètode és el més simple i senzill de portar a terme. Però cal dir també que aquest mètode és lent i costós ja que requereix gent experimentada, i també normalment requereix retirar del servei les unitats a inspeccionar.
2. Anàlisi acústica de la roda. Consisteix en colpejar la roda amb un martell i escoltar el tipus de so que emet. Normalment les rodes amb defectes tenen un so més sord i apagat, ja que si hi ha alguna fissura, la vibració deguda a la percussió s'atenua més ràpidament pel frec intern entre cares de la fissura.
3. Anàlisi mitjançant ultrasons. Aquest mètode és dels més efectius ja que es pot arribar a inspeccionar des de la banda de rodolament fins al botó de roda. Cal dir que aquest mètode s'utilitza bàsicament per a detectar fissures en les rodes, tal i com explica Molina [1]. Se solen utilitzar ones transversals emeses diagonalment des de la banda de rodolament, utilitzant la tècnica dels pols-eco.
4. Anàlisi mitjançant ultrasons, tècnica híbrida de làser i aire (LAHUT). Es tracta d'una tècnica sense contacte entre l'aparell de mesura i l'element a mesurar. Aquest mètode s'utilitza per buscar fissures superficials.
5. Anàlisi utilitzant partícules magnètiques. Es realitza la magnetització de la roda i a través d'aquesta magnetització es poden detectar fissures. L'assaig es basa en el principi de distorsió d'un camp magnètic al voltant d'un defecte perpendicular a la direcció d'aquest camp. La presència d'aquesta reducció en la continuïtat del camp



magnètic indica la presència d'una falla o defecte. Aquest mètode implica magnetitzar i desmagnetitzar les rodes del tren, fet que comporta alts costos d'execució.

6. Anàlisi mitjançant corrents induïdes. S'utilitza principalment per detectar fissures superficials. El gran avantatge d'aquest mètode és que es pot conèixer la profunditat de la fissura mitjançant l'estudi del senyal elèctric rebut. Aquest mètode no s'utilitza massa freqüentment a causa de l'elevat cost que comporta la seva execució.
7. Anàlisi a través d'acceleròmetres i altres tipus de sensors col·locats a la via. Aquest mètode consisteix en enregistrar el senyal vibratori generat en el contacte roda-carril durant el pas de les diferents rodes de cada cotxe. Si hi ha alguna irregularitat a la banda de rodolament d'alguna roda del cotxe, a l'entrar en contacte amb el carril genera fortes vibracions. Com a exemple, l'empresa americana *Teknis* ha desenvolupat un sistema anomenat WILD, acrònim de *wheel impact load detector*. Aquest sistema es compon bàsicament de sensors del tipus: acceleròmetres, cèl·lules de càrrega i galgues extensomètriques ubicats a la via. De fet, consta d'una vintena d'acceleròmetres per carril, fet que el fa difícil d'instal·lar i el tractament posterior de dades és molt complex. Existeixen altres mètodes que consisteixen en la col·locació d'acceleròmetres en els bogies dels vagons, però aquests tipus de mètodes són més cars que els mètodes de captació de senyals vibratoris des d'un punt fix de la via perquè si es vol monitoritzar totes les rodes en necessiten un major nombre d'acceleròmetres. Tots aquests mètodes de mesura de senyals vibratoris des d'un punt fix de via i de mesura de les vibracions en els bogies són mètodes bastant nous per la qual cosa requereixen seguir sent investigats per poder-los optimitzar.
8. Tècnica d'inspecció ACFM (*Alternating Current Field Measurement*). Tècnica aplicada en el ferrocarril per inspeccionar eixos, bogies i carrils. Es tracta d'una tècnica que utilitza mètodes electromagnètics per detectar i mesurar fissures superficials. El principi de funcionament es basa en introduir un corrent uniforme en una àrea de la roda que s'està analitzant. Si la roda està lliure de defectes, el corrent elèctric roman inalterat. Si hi ha una fissura, el corrent té tendència a fluir pels extrems de les cares de la fissura.

Els dos mètodes anteriors no requereixen treure el tren de circulació si no es detecta cap tipus de defecte en alguna de les seves rodes.

Com que les mesures es realitzen durant la circulació diària habitual dels trens, només cal prendre acció quan realment es detecta algun defecte en alguna de les seves rodes. Aquest fet suposa un estalvi econòmic perquè només implica haver de treure el tren de circulació si realment hi ha algun problema en alguna de les seves rodes.

Cal dir que tant l'anàlisi acústic com l'anàlisi a través d'ultrasons i l'anàlisi a través de partícules magnètiques s'utilitza bàsicament per a detectar fissures en rodes.

2.3 Procediments per a l'anàlisi de la vibració generada pel contacte roda-carril

2.3.1 Estudi de la vibració generada en el contacte roda-carril en el domini temporal

El pas d'un tren genera una vibració degut al contacte roda-carril. Aquesta vibració es considera una vibració aleatòria [5]. Per tant, per a l'estudi d'aquestes vibracions s'acostuma a utilitzar funcions com ara: la funció densitat de probabilitat, la funció d'autocorrelació, el valor RMS.

Hi ha alguns autors que han utilitzat l'estudi de vibracions generades al pas d'un tren en el domini temporal per a desenvolupar i obtenir mètodes de detecció de defectes en els perfils de les rodes.

Alguns d'aquests autors com Flórez [6] descriuen el comportament d'aquestes funcions principals, citades anteriorment, que permeten caracteritzar els senyals de vibració provinents de trens amb i sense presència de defectes singulars en els perfils de les seves rodes.

Per identificar amb precisió quines rodes poden tenir un pla a la seva banda de rodament, cal poder identificar l'instant de pas de cada roda i poder-lo sincronitzar amb el registre de vibració vertical.

Autors com Cardona [7], proposen dos mètodes per poder identificar l'instant de pas de cadascuna de les rodes sobre el punt de mesura:

El primer mètode consisteix en determinar l'energia del senyal sense filtrar contingut en la successió de finestres temporals localitzades al llarg del registre del senyal. Cada finestra conté el transitori de vibració que provoca el pas del bogie quan passa per sobre del punt de mesura. La durada del transitori depèn de l'atenuació de les vibracions que es propaguen al llarg del carril i de la velocitat del tren. Es comprova que aquesta durada temporal concorda amb la durada de pas del bogie més el temps corresponent a fer mitja volta més aigües amunt i mitja volta més aigües avall del punt de mesura. Per situar aquestes finestres a nivell temporal es maximitza l'energia total continguda en cada finestra. Es dedueix que el pas de roda estarà proper al màxim de l'energia de vibració de dins de la finestra corresponent. Aquesta mètode permet trobar el pas de roda amb certa imprecisió perquè el màxim de la vibració vertical del carril en cada pas de roda no coincideix exactament amb l'instant en que la roda passa just per sobre del punt de mesura.

El segon mètode consisteix en la identificació del pas de la roda mitjançant el senyal obtingut d'un conjunt de quatre galgues extensomètriques muntades formant un pont de Wheatstone. Es col·loquen dues galgues a cada costat de l'ànima del carril a 45°; es



col·loquen just a sobre de la posició de l'acceleròmetre, prèviament muntat al patí del carril. Aquesta galgues proporcionen el senyal de la força tallant generat pel pas de la roda per sobre del punt de mesura. Quan una roda passa per sobre del punt de mesura, el senyal del tallant canvia de signe.

Flórez [6] intenta relacionar pics determinats de l'espectre de vibració del pas d'un tren amb les rodes que potencialment poden tenir un pla. Per associar temporalment els pics amb les rodes utilitza el segon mètode esmentat, és a dir, utilitza el senyal procedent de galgues extensomètriques instal·lades al costat de l'acceleròmetre de mesura. Tot seguit se'n mostra un exemple:

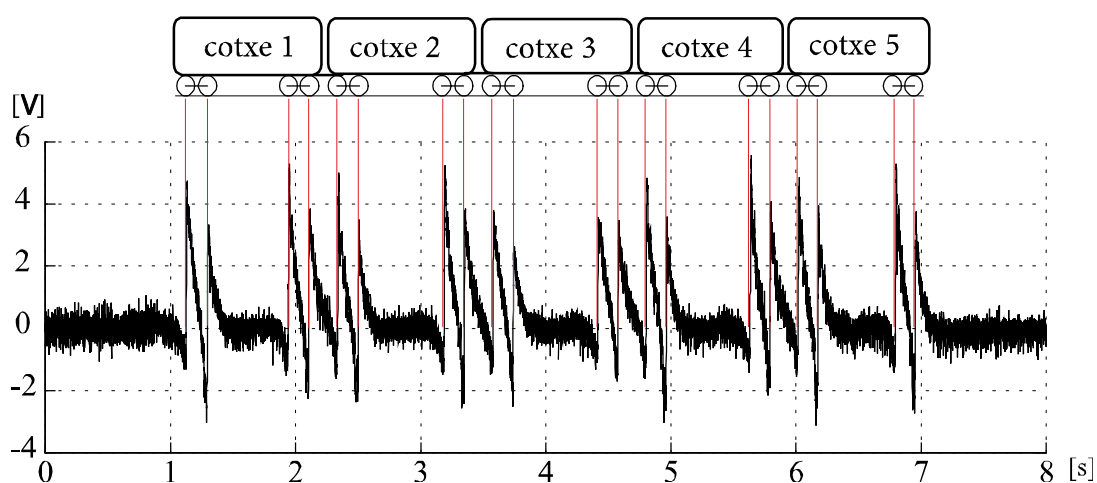


Figura 2.4: Senyal força tallant provinent de les galgues extensomètriques al pas d'un tren. [6]

També Flórez [6], utilitza la funció densitat de probabilitat per intentar identificar si un tren té o pot tenir algun pla en alguna de les seves rodes. En conclou que donat un senyal de vibració del carril, l'amplitud de la funció densitat de probabilitat està relacionada directament amb la presència d'algun pla o plans en alguna de les rodes del tren. És a dir, l'amplitud de la funció densitat de probabilitat del senyal de vibració provinent d'un tren que conté algun pla en alguna de les seves rodes es major que l'amplitud de la funció densitat de probabilitat del senyal generat per un tren que no té plans en les seves rodes. Un clar desavantatge d'aquest mètode és que no permet detectar quina roda té el defecte.

Flórez [6] també intenta utilitzar la funció d'autocorrelació per a la detecció de plans en rodes. En conclou que la funció d'autocorrelació no permet identificar o diferenciar els trens que presenten plans en les seves rodes dels que no en tenen.

També hi ha autors com Flórez [6] que, per detectar un pla a la banda de rodament de les rodes, ho fan a partir del càlcul de l'energia de vibració generada pel pas del tren. Aquesta càlcul es fa tant pels trens que hipotèticament no tenen cap pla en les seves rodes com els que potencialment en poden tenir algun o així ho manifesten.

Mitjançant l'energia de vibració produïda pels trens que no tenen cap pla en les seves rodes, s'obté una referència del nivell de vibració que serveix per poder ser comparat amb els registres d'altres trens i així poder identificar plans en alguna de les seves rodes.

Es pot considerar que les vibracions generades pel pas d'un tren són la suma de les vibracions produïdes per cadascun dels seus bogies, on es considera la font de vibració el centre del bogie [8]. També es pot considerar que la vibració generada pel pas d'un bogie és la suma de la vibració produïda pel pas de les seves rodes, en que cadascuna d'elles és vista com una font de vibració. Amb això es conclou que la vibració vertical del carril davant del pas d'un bogie, en que alguna de les seves rodes conté algun pla en la banda de rodament, està constituïda per les fonts de vibració generades pel pas de rodes més una vibració impulsiva de curta durada i gran amplitud. Aquesta vibració impulsiva es pot identificar mitjançant el càlcul del valor RMS de la vibració vertical del carril, emprant intervals de temps adequats a la dinàmica d'impacte d'un pla contra el carril.

Flórez [6] utilitza un interval de temps prou petit en el càlcul de l'energia de vibració vertical del pas d'un bogie, i això permet tenir l'energia de vibració vertical del carril al pas de cadascuna de les seves rodes. Si s'augmenta l'interval temporal es pot associar al pas del bogie, fins així successivament podent associar-la al pas del cotxe o fins i tot associar-la amb tot el pas del tren.

Els següents gràfics mostren l'energia de vibració vertical del carril al pas d'un tren, provinent dels registres captats experimentalment, i diferents intervals de temps utilitzats en el càlcul de l'energia. [6]

En el primer gràfic la constant de temps correspon a 20 ms, temps que permet veure el pas de cada roda del tren:

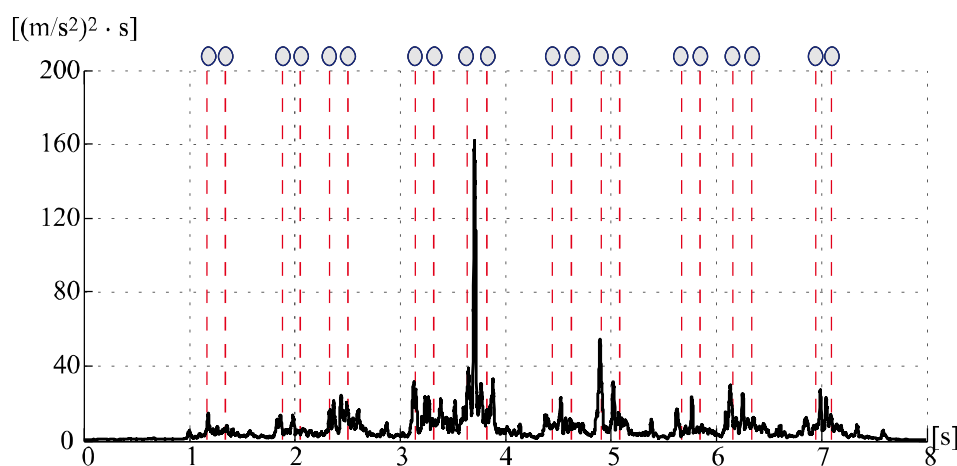


Figura 2.5: Energia de l'acceleració vertical del carril al pas d'un tren utilitzant una constant de temps de 20 ms. [6]



En el segon gràfic l'interval de temps correspon a 125 ms, temps que permet veure el pas de cada bogie del tren:

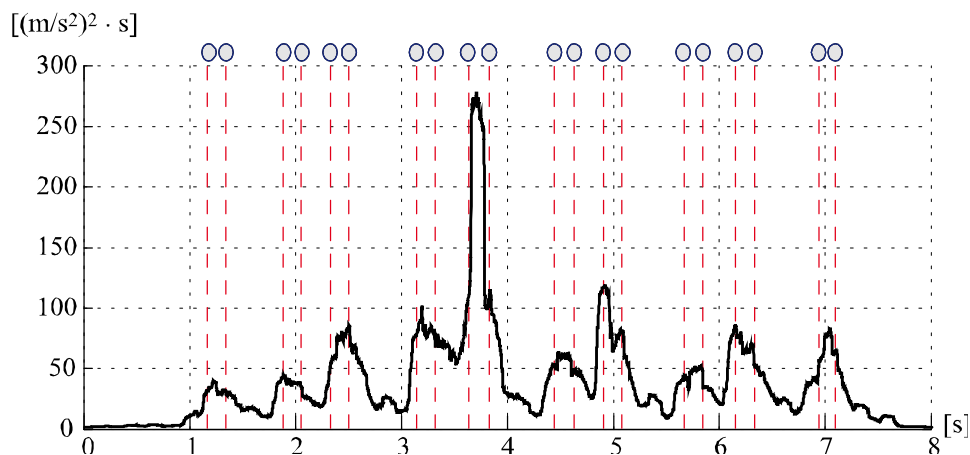


Figura 2.6: Energia de l'acceleració vertical del carril al pas d'un tren utilitzant una constant de temps de 125 ms. [6]

En l'últim gràfic l'interval de temps correspon a 1000 ms, temps que permet veure el pas de cada cotxe del tren:

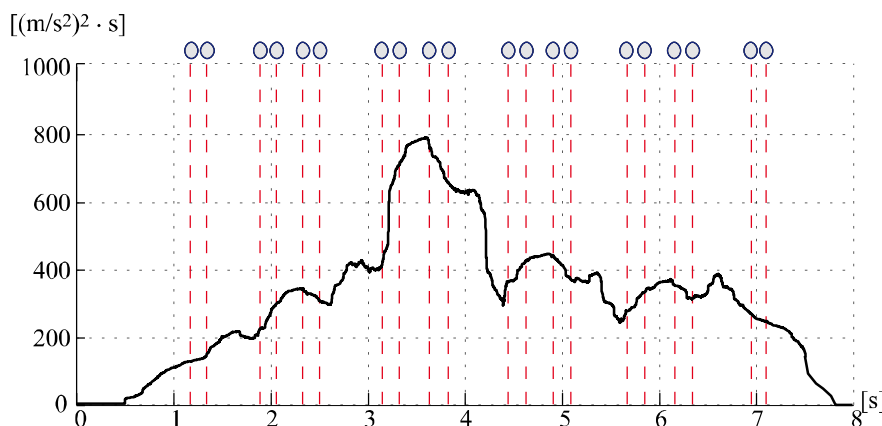


Figura 2.7: Energia de l'acceleració vertical del carril al pas d'un tren utilitzant una constant de temps de 1000 ms. [6]

Hi ha altres autors com Clos [8] i Cardona i Fernández-Díaz [9] que utilitzen el valor eficaç mòbil per diferents intervals o constants de temps amb l'objectiu de poder arribar a identificar quin bogie té algun pla en alguna de les seves rodes. Els senyals de vibració provenen d'un acceleròmetre situat en una cavitat de la paret del túnel que capta les vibracions produïdes pel pas dels trens. Més concretament calculen el valor RMS utilitzant finestres exponencials de diferents amplades temporals. S'utilitzen dues constants de temps, una de petita, entre 100 ms i 200 ms per veure la contribució de cada

bogie en el valor RMS, i una de 1 s perquè el valor eficaç informi del nivell de vibració corresponent al pas de tot el tren.

Tot seguit es mostra un gràfic, corresponent al registre experimental captat del pas d'un tren, del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril amb ponderacions exponencials utilitzant diferents constants de temps. Realitzat per [9]:

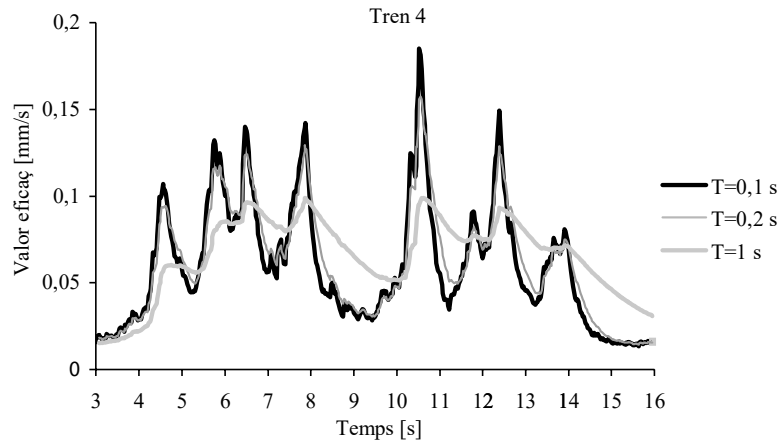


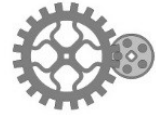
Figura 2.8: Valor eficaç de la velocitat de vibració vertical del carril al pas d'un tren utilitzant diferents constants de temps. [9]

Fernández-Díaz [9] utilitza un altre mètode per detectar el pas temporal de cada roda per poder associar els pics del gràfic anterior amb la roda corresponent que l'ha generat. El sistema d'enregistrament experimental de vibracions del carril que disposa no té cap galga extensomètrica per poder detectar el pas de roda sobre el punt de mesura. Únicament disposa d'un acceleròmetre col·locat a la paret del túnel. Aquest mètode que proposa l'anomena el mètode dels polsos.

A continuació s'esmenta breument en què consisteix el mètode dels polsos. Per poder estimar la velocitat del tren v i el temps t_0 en que el primer bogie es troba a la mínima distància del punt de mesura, Fernández-Díaz [9] utilitza un algorisme basat en la correlació del registre de potència mitjana de les vibracions generades pel tren amb una funció de superposició de m polsos rectangulars, sent m el nombre de bogies del tren. Els m polsos es fan coincidir amb els màxims de la potència mitjana. Se suposa que aquests màxims corresponen als passos dels diferents bogies del tren davant del punt de mesura. Així quan els pics associats als bogies s'identifiquen a la gràfica de la potència mitjana, com que es coneix la distància entre els punts centrals de cada bogie es poden determinar els valors de v i de t_0 . Defineix un pols rectangular $\Delta(t)$ d'amplada igual al temps que triga un bogie amb una separació entre eixos $2b$, en passar per un punt de la via quan el tren circula a una velocitat v :

$$\Delta(t) = \begin{cases} 1 & \text{per a } t \in [-b/v, b/v] \\ 0 & \text{per a } t \notin [-b/v, b/v] \end{cases} \quad (2.1)$$

La pinta de polsos és la funció suma de m polsos separats en el temps:



$$pinta(t) = \sum_{i=1}^m \Delta \left(t - \frac{s_i}{v} \right) \quad (2.2)$$

De l'equació 2.2 s_i és la distància entre el primer bogie i l' i -èssim i v és la velocitat del tren.

La limitació del mètode dels polsos per identificar el pas de bogies pel punt de mesura és que hi ha solapament entre els pics de la potència associats als diferents bogies del tren. Això fa que els centres dels polsos de la pinta no coincideixin de manera precisa amb els màxims de la potència experimental.

Tot seguit es mostra un gràfic on representa la pinta de polsos solapat amb el registre de RMS mòbil de la velocitat vertical de vibració del carril generades pel pas d'un tren:

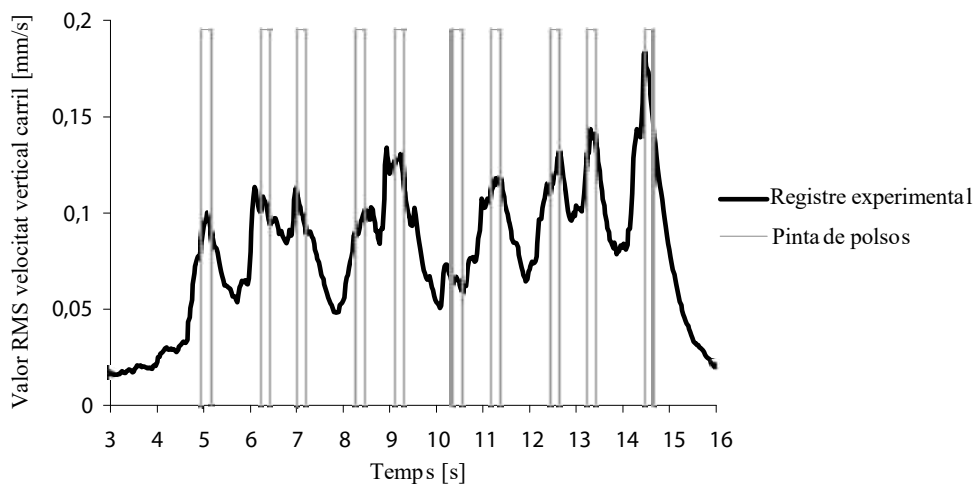


Figura 2.9: Valor eficaç amb ponderació exponencial amb $\tau = 200$ ms , de la velocitat de vibració vertical del carril al pas d'un tren sobreposat amb la pinta de polsos generada. [9]

Altres autors com Lechowicz i altres [10], Melke i altres [11] i Bocciolone i altres [12] mostren com identificar defectes, desgasts i la pèrdua de circularitat de les rodes ferroviàries mitjançant l'anàlisi temporal de les vibracions generades pel contacte roda-carril.

També autors com Lee i Chiu [13] utilitzen el valor RMS de la resposta del carril, per diferents nivells de força de contacte roda-carril, per caracteritzar la dinàmica d'impacte roda carril provocada per plans en rodes ferroviàries i/o per defectes en el carril. Els autors combinen mètodes experimentals per obtenir el valor RMS de la velocitat vertical del carril al pas d'un tren i paral·lelament desenvolupen un model numèric de contacte roda-carril per mitjà d'elements finits. Mitjançant l'ús de les dades experimentals del valor RMS de la vibració del carril i el mètode d'elements finits obtenen una estimació de la magnitud de la força de contacte roda-carril. En conclouen que hi ha una bona correlació entre les dades experimentals i la força d'impacte de la roda i el valor eficaç de la resposta

del carril. Aquesta tècnica s'ha mostrat adequada per estimar la dinàmica dels impactes en el domini temporal en els traçats ferroviaris.

També Wu i Thompson [14] realitzen un model de contacte roda-carril per avaluar-ne les forces de contacte en els impactes quan la roda passa per sobre una unió soldada entre carrils. Estableixen una relació entre el soroll emès pels impactes en les unions i variables com són la geometria de les unions, la velocitat i la càrrega.

2.3.2 Estudi de la vibració generada en el contacte roda-carril en el domini freqüencial

Alguns autors com Nordborg [15] desenvolupen un model en el domini freqüencial per estudiar la generació de soroll produït en el contacte roda-carril. Les principals conclusions que en treuen són:

1. És necessari incloure els suports discrets del carril en el model de via per estudiar el soroll causat quan s'excita el mode propi anomenat *pin-pin mode*, que és el mode associat a la distància que separen les travesses sobre les que es fixen els carrils.
2. És necessari tenir en compte el comportament no lineal del contacte roda-carril: Aquesta no linealitat causa una força de contacte d'ampli espectre freqüencial.
3. Les contribucions dels components d'alta freqüència de l'espectre de la força de contacte poden excitar certs modes propis de vibració de les rodes, generant alts nivells de soroll de radiació.

Autors com Wu i Thompson [16], realitzen un model numèric per a preveure la dinàmica de contacte entre roda i carril quan hi ha plans en la banda de rodolament de les rodes. Calculen la força de contacte no lineal entre roda i carril en el domini temporal. Un cop s'ha calculat aquesta força de contacte, passen a treballar en el camp freqüencial per poder calcular finalment la conseqüent radiació de soroll contingut en aquest contacte roda-carril quan hi ha la presència d'algun pla en alguna de les seves rodes. A més busquen un espectre de rugositat equivalent que genera aquest soroll, i aquest espectre s'utilitza com a variable d'entrada en el model en domini freqüencial de la interacció roda-carril per tal de preveure'n el soroll generat. De manera breu, es citen les principals conclusions:

1. El nivell de soroll generat per un pla a una roda ferroviària s'incrementa amb la velocitat del tren.
2. Per velocitats del tren fins a 200 km/h el soroll generat pels plans és major que el soroll generat pel rodolament quan els nivells de rugositat de la roda i del carril estan dins dels valors normals.
3. Si la càrrega per roda es duplica, el soroll d'impacte que es preveu s'incrementa al voltant de 3 dB.



També Wu i Thompson [17] observen que els efectes de soroll degut a la interacció roda-carril són molt més significatius per a freqüències entre 400 Hz i 2000 Hz quan la via està precarregada amb múltiples càrregues (provinents de cada roda del tren). Les principals conclusions que n'extreuen són:

1. L'amplitud de la resposta freqüencial de la via disminueix a baixa freqüència. Aquest fenomen es veu fins a una freqüència d'uns 300 Hz. Això es deu als elements elàstics de sota del carril i de la pròpia rigidesa del balast.
2. Els soroll causat pel contacte roda-carril acostuma a generar vibracions que poden estar en un rang freqüencial entre 500 Hz fins a uns 2000 Hz.
3. Les precàrregues a les rodes disminueixen la magnitud de la receptància del carril i incrementen l'atenuació de la vibració generada en la zona precarregada; aquest fenomen s'observa especialment a baixes freqüències.
4. El contacte simultani de diverses rodes contra el carril incrementa l'atenuació del senyal de vibració a l'entorn dels contactes i poden arribar a atenuar del tot el primer mode propi generat pel pas de roda entre les travesses (*pin-pin mode*).

Altres autors com Steenbergen [18] també desenvolupen un model analític en el domini freqüencial per descriure la interacció entre roda i carril quan el carril presenta irregularitats de petites dimensions comparades amb les de la secció del carril. El seu objectiu és, mitjançant el model, analitzar l'efecte de les unions soldades entre carrils en la generació de vibracions. Es centra bàsicament en petites irregularitats del carril que tenen un espectre de banda ampla. El model s'utilitza per calcular la força de contacte-roda-carril en una població de soldadures d'unió entre carrils que han estat mesurades experimentalment. Finalment s'obté una distribució estadística de les propietats geomètriques de les soldadures d'unió entre carrils i les corresponents forces de contacte roda-carril en les zones d'unió. Finalment això permet tenir una estimació del nivell dinàmic de forces de contacte roda-carril en una xarxa ferroviària donada la disponibilitat de les mesures geomètriques de les irregularitats de les soldadures d'unió entre carrils.

Flórez [6] realitza l'estudi de les vibracions verticals del carril, generades pel pas d'un tren, en el domini freqüencial. L'objectiu principal és identificar defectes a la banda de rodolament de les rodes del tren. Les principals conclusions que arriba són:

1. Si es comparen les formes dels espectres d'energia del senyals de vibració al pas d'una roda que té alguna pla a la seva banda de rodolament amb el d'una roda que no tingui cap pla són pràcticament idèntics. Quan hi ha algun pla a la roda pràcticament augmenten tots els nivells dels components freqüencials dels espectres, respecte als components freqüencials dels espectres generats per una roda que no conté cap pla a la seva banda de rodolament. Més concretament augmenta l'amplitud dels components d'alta freqüència.
2. A continuació es mostra un gràfic múltiple on es mostren les velocitats verticals de vibració del carril de dues rodes: El primer gràfic correspon al pas de la primera roda,

que no té cap pla, del segon bogie del quart cotxe. El segon gràfic correspon a la velocitat vertical de vibració del carril al pas de la primera roda del primer bogie del cotxe remolc. El tercer és l'espectre freqüencial dels dos senyals anteriors:

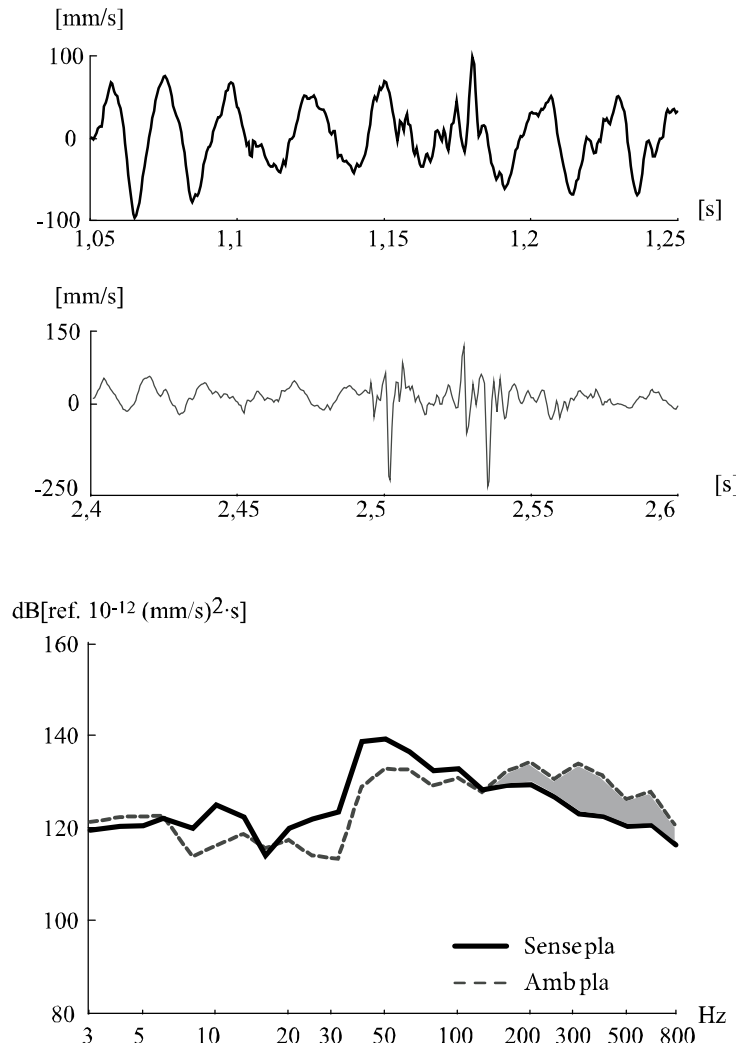


Figura 2.10: El primer gràfic correspon a la velocitat vertical de vibració del carril al pas de la primera roda del segon bogie del quart cotxe sense plans. El segon gràfic a la velocitat vertical de vibració del carril al pas de la primera roda del primer bogie del cotxe remolc. El tercer són els seus espectres freqüencials.[6]

3. En l'anàlisi espectral dels senyals de vibració, generat pel pas d'una sola roda amb plans a la banda de rodolament, s'observa un lleuger increment de l'amplitud de vibració per les altes freqüències respecte a les que no tenen plans. Tot seguit es mostra un gràfic on es pot observar aquest fenomen:



Figura 2.11: Espectre freqüencial del senyal de vibració vertical del carril al pas d'un tren que no té cap pla en les seves rodes i el d'un tren que té algun pla en alguna de les seves rodes. [6]

4. L'estudi dels senyals de vibració verticals del carril, mitjançant l'anàlisi freqüencial, per la identificació de plans a les bandes de rodolament de les rodes, no té una aportació significativa; sobretot si es compara amb l'estudi d'aquestes en el domini temporal.

2.3.3 Estudi de la vibració generada pel contacte roda-carril en el domini temps-freqüència

Últimament les vibracions que es generen en el transport ferroviari han estat estudiades mitjançant l'ús de l'anàlisi temps-freqüència, ja que els registres de vibració captats a peu de carril són transitoris. Aquest comportament és a causa de la intervenció de perturbacions localitzades com ara certes irregularitats a les rodes i en els carrils, i de fet, el pas del tren ja és de per si un transitori.

El fet d'haver-hi excitacions de tipus impulsional en el contacte roda carril, quan hi ha un defecte, fa que les vibracions presentin un ampli espectre. De fet quan no hi ha defecte, la pròpia irregularitat repartida al llarg de tot el perímetre de la roda també dona un ampli espectre. En definitiva, l'anàlisi freqüencial no dona informació sobre la presència de defectes singulars [19].

La transformada de Fourier permet obtenir informació sobre com està distribuïda l'energia d'un senyal a través dels diferents components freqüencials, però no permet obtenir informació precisa de quan s'originen aquests components freqüencials.

Per resoldre aquesta problemàtica de falta de resolució temporal de la transformada de Fourier, l'investigador Denis Gabor (1946) va proposar la utilització de la Transformada de Fourier en Temps Curts (STFT).

Hi ha autors [6] que utilitzen la transformada de Fourier en temps curts (STFT) per detectar plans en les rodes ferroviàries per poder analitzar el contingut freqüencial del senyal i al mateix temps detectar quan apareixen aquests components freqüencials.

La transformada de Fourier en temps curts d'un senyal $x(t)$ respecte a la funció finestra $\phi(t)$ avaluada i descrita en el domini temps freqüència (τ, f) es defineix com [20, 21]:

$$\left\{ \begin{array}{l} G_{\phi}x(\tau, f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot \phi_{\tau, f}(t) dt \\ \phi_{\tau, f}(t) = \phi(t - \tau) \cdot e^{i2\pi ft} \end{array} \right\} \quad (2.3)$$

De l'equació 2.3 $G_{\phi}x(\tau, f)$ és l'espectre freqüencial del segment de longitud igual a l'amplada de la finestra. Aquesta amplada és constant per tots els anàlisis i està centrat en l'instant $t = \tau$.

Una funció finestra $\phi(t)$ és una funció temporal que multiplicada al senyal a analitzar, depenent del tipus de finestra, restringeix la seva longitud, modifica, altera, i / o en pondera la seva forma. El producte $x_{\tau}(t) = x(t) \cdot \phi(t - \tau)$ contindrà la informació del senyal de vibració $x(t)$ al voltant de l'instant $t = \tau$. L'equació 2.4 mostra matemàticament el que s'acaba de descriure:

$$x_{\tau}(t) = \begin{cases} x(t) & \text{per } t \in [\tau - b, \tau + b) \\ 0 & \text{per } t \notin [\tau - b, \tau + b) \end{cases} \quad (2.4)$$

La funció finestra $\phi(t)$ és una funció que només permet obtenir informació del tram de senyal seleccionat. Aquesta funció té un valor definit a dins l'interval o ample de la finestra, i té un valor nul fora d'aquesta. La Figura 2.12 en mostra l'explicació gràfica:

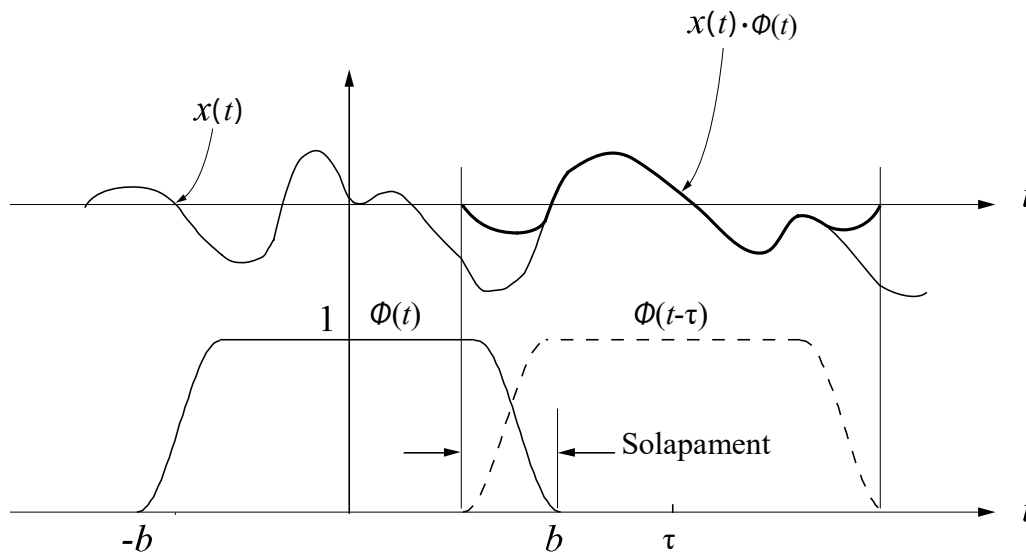


Figura 2.12: Característiques d'una funció finestra. [6]



Mitjançant l'ús de la funció finestra $\phi(t)$, es pot dividir el senyal de vibració $x(t)$ en varis segments d'amplada corresponent a l'amplada de la finestra seleccionada; acte seguit es pot aplicar la transformada de Fourier en cada segment. Això també permet obtenir el contingut freqüencial al voltant d'un instant $t=\tau$, del senyal de vibració utilitzant el senyal $x_\tau(t) = x(t) \cdot \phi(t - \tau)$; aquesta funció emmarca la porció de senyal desitjat i permet aplicar localment la transformada de Fourier tal i com s'acaba d'esmentar. Així s'obté la informació freqüencial localitzada temporalment a la zona de la finestra. Mitjançant la translació d'aquesta finestra a llarg de tot el senyal de vibració s'obté el comportament espectral del senyal al llarg del temps.

En el camp pràctic de l'anàlisi de senyals, s'acostuma a representar la STFT mitjançant un espectrograma. És un gràfic on l'eix de les abscisses és la coordenada temporal i l'eix d'ordenades representa l'escala relacionada amb la freqüència o directament pot ser la freqüència. S'hi representa l'evolució temporal de l'energia del contingut freqüencial del senyal mitjançant una gradent de colors, tal i com es pot observar a la Figura 2.13.

La resolució de la STFT depèn de l'amplada de la funció finestra. És a dir, si la finestra seleccionada és molt estreta, vol dir que s'analitzarà una part petita del senyal, fet que permetrà tenir una bona resolució temporal, però a la vegada s'obtindrà una baixa resolució freqüencial. Per altra banda, si la finestra és molt ampla, s'obtindrà una bona resolució freqüencial però simultàniament també es tindrà una baixa resolució temporal. Hi ha varies funcions finestra, entre les més utilitzades es troben: la rectangular, la Gaussiana, la Hanning i la Chebyshev.

Una representació en el domini temps-freqüència, mitjançant la STFT, àmpliament difosa en l'àmbit del processat de senyals, es basa en l'ús d'una finestra temporal definida per una funció de Gauss $\phi(t - \tau) = e^{-(t-\tau)^2/2\sigma^2}$, on τ determina el centre de la finestra i σ^2 l'amplada. Aquesta funció es caracteritza perquè permet tenir relativament tant una bona resolució en el domini temporal com en el domini freqüencial. Quan s'utilitza aquest tipus de funció finestra es parla de la Transformada de Gabor (en honor al físic hongarès Dennis Gabor qui va ser el primer en utilitzar-la per caracteritzar senyals no estacionaris) en lloc de la STFT.

Autors com Flórez [22] utilitzen la transformada de Fourier en temps curts, seleccionant prèviament una funció finestra del tipus Gaussiana, d'ample 12 ms i amb un solapament del 75%. L'autor selecciona aquest tipus de finestra perquè és el més adequat per un senyal de vibració adquirit quan la font de vibració, que és l'impacte d'una pla de roda contra el carril, és de tipus impulsiu.

Tot seguit es mostra l'espectrograma de pas d'un tren de la Línia 3 de FMB corresponent a la velocitat de vibració vertical del carril. Aquest espectrograma permet veure que el tren té un potencial pla a la primera roda del primer bogie del cotxe número tres. Al gràfic es pot observar, en el requadre en blanc, que la banda de color té una tonalitat més fosca.

Això denota la possible presència d'un pla, que es podria associar a la primera roda del primer bogie del cotxe número tres :

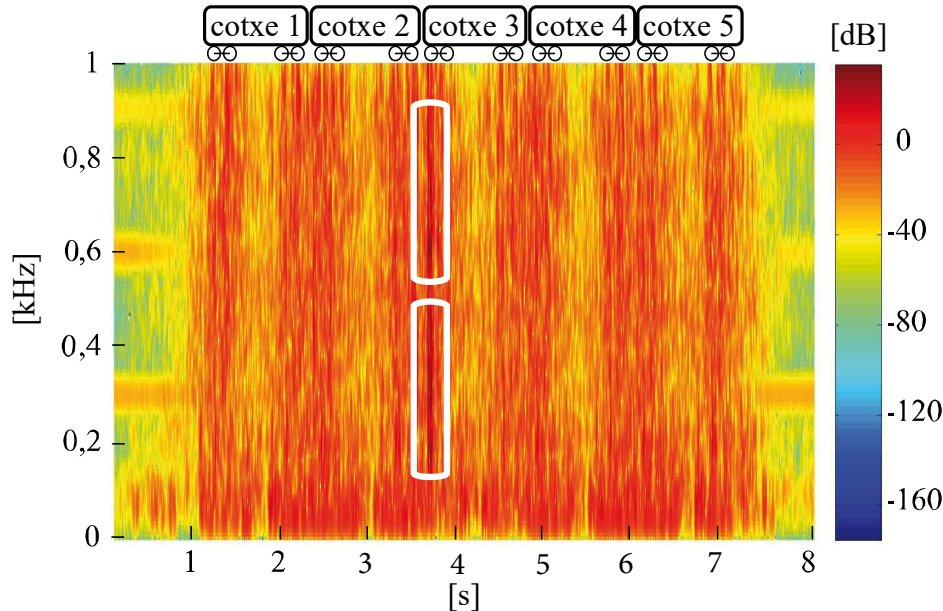


Figura 2.13: Espectrograma en el domini temps-freqüència de la vibració vertical del carril al pas d'un tren. [6]

Per altra banda, de manera similar a la STFT, també s'utilitza la transformada wavelet per obtenir el comportament local de certs senyals aleatoris.

De forma general la Transformada Wavelet Contínua (CWT) d'un senyal $x(t)$ es defineix mitjançant la següent expressió:

$$X_{\text{WTC}}(a, \tau) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \psi_{a, \tau}(t) dt \quad (2.5)$$

On $\psi_{a, \tau}(t)$ que es deriva de la wavelet mare o funció bàsica, està definida per:

$$\psi_{a, \tau}(t) = \frac{1}{\sqrt{a}} \psi\left(\frac{t - \tau}{a}\right) \quad \text{amb } a > 0 \quad (2.6)$$

La funció wavelet mare $\psi(t)$ és una funció de durada temporal finita de valor mitjà nul i que decau ràpidament en ambdós extrems. A partir d'aquesta wavelet mare, es genera una família completa de funcions elementals $\psi_{a, \tau}(t)$ mitjançant l'aplicació d'un factor d'escala a i la seva translació al llarg del senyal, a través del paràmetre τ .

Si es canvia el factor d'escala a , també canvia la durada i l'ample de banda que utilitza la wavelet, però la seva forma es manté igual.

El paràmetre a , escala, està relacionat amb la informació freqüencial, per tant, quan la wavelet mare és elongada ($a > 1$) o és comprimida ($a < 1$) es cobreixen diferents rangs



freqüencials. El paràmetre de translació τ està relacionat amb el desplaçament de la finestra al llarg del senyal i per tant serveix per determinar temporalment el tram de senyal que s'analitza i s'associa al grau de resolució temporal.

La principal diferència de les wavelets respecte a la STFT és que la STFT fa servir funcions infinites en el temps, funcions harmòniques, i en canvi la CWT no. Això dona més flexibilitat a l'ús de la CWT.

Tot seguit es mostra un escalograma bidimensional, amb escales de freqüència i temps, utilitzant la wavelet tipus Daubechies. Aquesta s'ha aplicat a un registre experimental de vibració vertical del carril al pas d'un tren del metro de la línia 3 de FMB. Es pot observar una banda de color blau fosc que escombra el rang de freqüències del gràfic. Aquesta tonalitat més fosca indica un possible pla a la banda de rodolament tant a la primera roda com la segona roda del primer bogie del tercer cotxe:

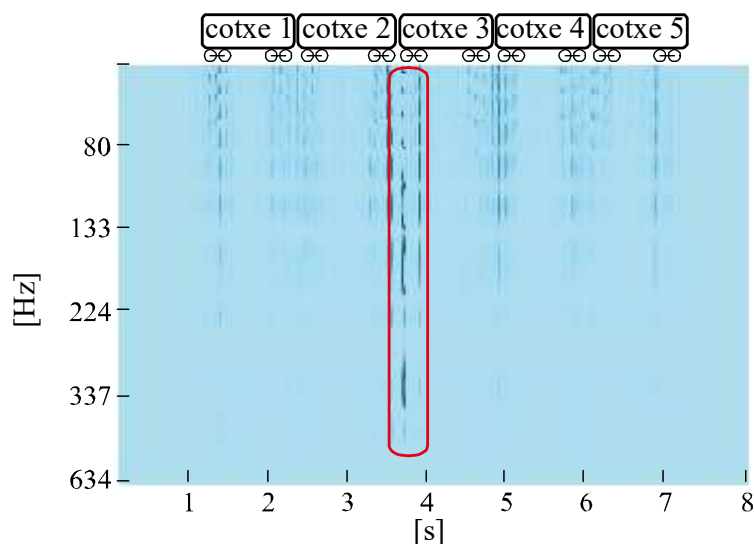


Figura 2.14: Escalograma bidimensional, utilitzant la wavelet tipus Daubechies, aplicat a un registre experimental de vibració vertical del carril al pas d'un tren del metro de la línia 3 de FMB. [6]

Flórez i altres [6, 23] en conclouen que l'ús de la CWT per determinar la presència de plans a la banda de rodolament de les rodes del trens, mostra alguns avantatges significatius envers l'ús de la STFT; sempre i quan es faci una correcta selecció de la wavelet mare a utilitzar i també es faci una selecció adequada de les escales. També en conclouen que si es vol identificar un fet puntual o transitori de curta durada, emmascarat dins d'un registre de senyal més llarg, l'ús de la CWT permet detectar i descriure de manera més apropiada la presència d'aquests fets dins del propi senyal que no pas las STFT. Això es deu principalment al comportament dinàmic de l'amplada de la funció wavelet donat pel paràmetre a que permet estirar o contreure la funció wavelet. En canvi la STFT, la seva funció finestra té un comportament estàtic, és a dir l'ample de finestra

no es pot variar. Però tot i així en conclouen que la CWT tampoc no dona prou informació determinada per detectar el pla a la roda.

Tot seguit, de l'estudi anterior [23], es mostra un registre d'acceleració vertical del carril del pas d'un tren i l'anàlisi mitjançant la transformada de Fourier en temps curts i la transformada Wavelet. La transformada Wavelet utilitzada en aquest anàlisi és la wavelet tipus Meyer:

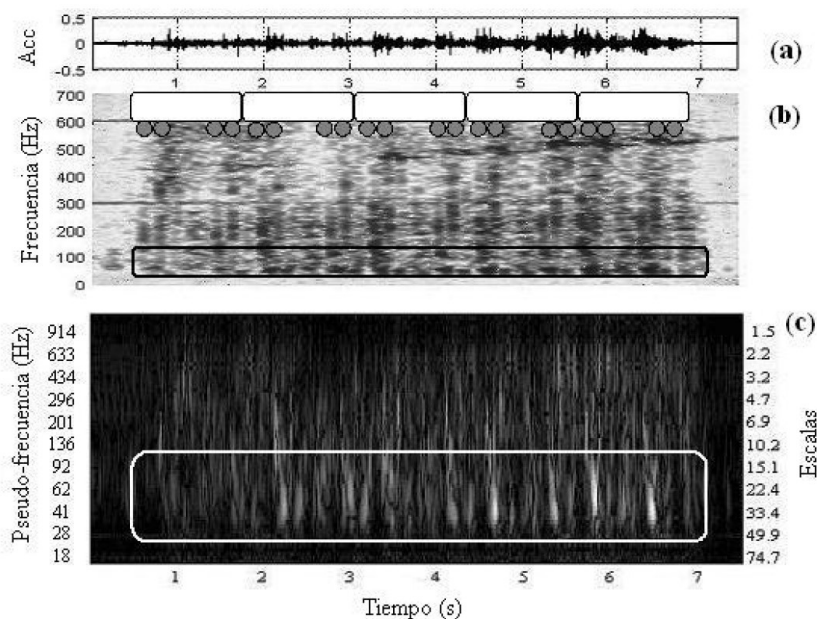


Figura 2.15: Senyal de vibració vertical del carril al pas d'un tren: (a) Registre original, (b) STFT, (c) CWT. [23]

La principal conclusió extreta és que els senyals de vibració enregistrats presenten un comportament de tipus aleatori, no estacionari; fet que la utilització de la transformada de Fourier en temps curts sigui poc eficient per caracteritzar fets significatius que es donen en un instant determinat.

Autors com Toliyat i altres [24] han desenvolupat un mètode d'anàlisi mitjançant wavelets per a la detecció de defectes en carrils. La detecció de defectes es basa en la descomposició del senyal adquirit a través d'una bobina magnètica i sensors d'efecte Hall col·locats al carril. Si es compara com evolucionen els coeficients wavelet extrems del senyal al llarg del temps, es pot arribar a percebre l'estat de salut del tram de carril a on s'han instal·lat els sensors.

Altres autors com Capiroli i altres [25] han realitzat aportacions a la detecció de defectes en el carril mitjançant l'anàlisi conjunt temps-freqüència. Mostren les diferències entre la utilització de l'anàlisi tradicional de Fourier i la Transformada Wavelet Contínua per a senyals d'acceleració de la vibració captades per sensors col·locats sobre els bogies del tren. La principal conclusió que se'n extreu és que la utilització de wavelets en l'anàlisi



dels senyals de vibració verticals provinents del carril permeten detectar defectes de corrugació del carril de pas curt.

Altres autors com Belotti i altres [26] i Jianhai i altres [27] utilitzen la Transformada wavelet per intentar determinar la presència de plans en les rodes del tren, utilitzant senyals de vibració captades al peu del carril mitjançant la col·locació d'un acceleròmetre al patí del carril.

Per altra banda, Jia i Dhanasekar [19] mitjançant l'ús de la transformada wavelet realitzen la detecció de plans a les rodes ferroviàries. Utilitza un mètode de detecció de plans en rodes ferroviàries mitjançant wavelets. Es basa en el càlcul de l'energia local amitjanada de l'acceleració vertical dels bogies, mitjançant wavelets. Més concretament, es proposa el concepte de wavelet d'energia local mitjana per poder tenir més sensibilitat a la detecció de defectes locals, com ara poden ser els plans en rodes ferroviàries.

Lanza i altres [28] utilitzen l'anàlisi en el domini temps-freqüència mitjançant la transformada wavelet per caracteritzar els modes de propagació de les ones de vibració vertical, longitudinal i transversal al llarg del carril, per a un rang de freqüències de 1000 Hz a 7000 Hz. El principal objectiu es poder determinar defectes en el carril i obtenir els modes propis de vibració del carril i la caracterització de les ones de propagació al llarg del carril sent un medi dispersiu.

2.4 Models de via

Les principals funcions que ha de realitzar una via ferroviària és guiar el tren i realitzar la distribució de les càrregues estàtiques i dinàmiques que es donen en el contacte roda-carril.

Una via ferroviària es desglossa en la superestructura i la infraestructura. La superestructura està formada per: els carrils, les travesses o biblocs segons tipus de via, les subjeccions i el balast o llosa segons tipus de via. També en formen part el subbalast, que és aquella capa de sorra i/o grava per sota del balast, i els propis aparells de la via.

La infraestructura de via és tot el conjunt d'obra civil necessari per poder construir la plataforma on es recolzarà la superestructura de via. En formen part els següents elements: terrenys naturals, petits desnivells i estructures com ara: ponts, viaductes, túnels.

Varis autors han realitzat diversos models analítics de via per a l'estudi de les vibracions generades en el contacte-roda carril al pas d'un tren, alguns d'ells han realitzat estudis acústics derivats dels passos dels trens [9, 29-36].

Per modelitzar la via se solen utilitzar dos tipus de models analítics [36], que són:

1. El model de paràmetres uniformement distribuïts.

2. El model de paràmetres discrets.

La massa de les travesses, la rigidesa i l'esmoreïment dels elements de sota del carril i de la travesses es distribueixen de manera discreta o uniforme segons el model escollit. També cal dir que en ambdós models es negligeix la rigidesa a flexió de les travesses perquè tenen un efecte poc significatiu en la força de contacte roda-carril.

Cal esmentar que ambdós models de via no presenten diferències significatives per baixes velocitats del tren. És a dir, no presenten diferències significatives per a velocitats del tren moderades, per sota de 100 km/h [37, 38]. En aquesta situació es troba el cas dels ferrocarrils d'àmbit metropolità.

El carril suporta i guia les rodes del tren. El carril es modelitza com una biga infinita de rigidesa uniforme suportada sobre les travesses en la direcció del traçat de la via. Aquesta modelització del carril s'aplica als dos models que s'esmentaran a continuació:

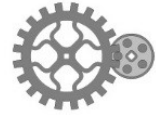
1. El model d'Euler-Bernoulli: aquest model no té en compte la inèrcia de rotació de la biga, ni tampoc té en compte l'efecte de la força tallant en la deformada del carril [39, 40]. Aquest model és vàlid per a velocitats de circulació dels trens inferiors a 120 km/h.
2. El model de Timoshenko: aquest model si que té en compte la inèrcia de rotació de la biga i els esforços tallants. Aquest model s'acostuma a utilitzar per fer estudis acústics d'emissió de soroll al pas del tren. També es pot utilitzar en la realització de models de generació de vibracions més sofisticats. per exemple en el cas de vies per a trens d'alta velocitat, normalment per a velocitats de circulació superiors a 120 km/h [41, 42].

Els models de via que s'acaben d'esmentar representen només el moviment vertical del carril i de les travesses.

A part dels models analítics, també es troben els models numèrics de via. Aquests models s'han anat desenvolupant durant les tres últimes dècades. Aquests models permeten estudiar i caracteritzar de manera molt més acurada els diferents components que formen part de la via.

Cal esmentar també que per a un rang freqüencial d'interès de fins a 1 kHz, la flexibilitat de les travesses permet que els dos carrils vibrin amb poca interacció entre un i altre. Això permet plantejar models analítics de mitja via, on la vibració d'un carril no depèn de la interacció entre l'altre carril i la seva roda [39]. En aquests models de mitja via cal dir també que només es considera: la massa de mitja travessa, la meitat de la rigidesa del balast i la meitat de l'esmoreïment viscos del balast.

Altres autors com De Los Santos i altres [37] realitzen l'estudi de la dinàmica del carril en el domini temporal, més concretament es centren en la deflexió del carril al pas d'un tren. Van proposar un mètode de convolució per calcular la deflexió vertical del carril i la seva resposta dinàmica quan està sotmès a excitacions verticals mòbils. A partir



d'aquest mètode analític s'obtenen resultats prou bons de la deflexió del carril, si es comparen amb les mesures experimentals.

Tot seguit es mostra un gràfic de la deflexió vertical del carril al pas d'una roda per sobre del punt de mesura a una certa velocitat. Es mostren dues deflexions verticals, una correspon a l'ús del model de via de paràmetres discrets i l'altra correspon al model de paràmetres uniformement distribuïts:

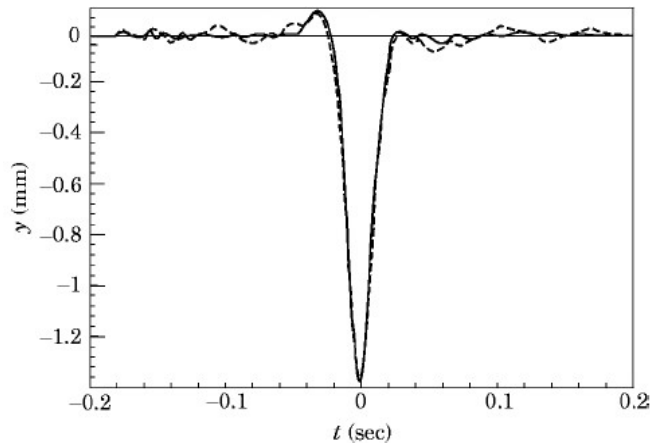


Figura 2.16: Deflexió vertical del carril al pas d'una roda que es desplaça a sobre d'aquest. [37]

2.4.1 Model de paràmetres uniformement distribuïts

El model de via de paràmetres uniformement distribuïts considera la massa de les travesses uniformement distribuïda al llarg del carril, i tots els elements elàstics de sota de carril també els considera distribuïts de manera uniforme. Més concretament s'analitza un model de mitja via de paràmetres uniformement distribuïts.

Tal i com s'ha esmentat anteriorment, per a velocitats de circulació dels trens per sota de 100 km/h se sol utilitzar, el model de via infinita amb travesses uniformement distribuïdes en la direcció del carril. En el cas dels ferrocarrils d'àmbit metropolità, en que la velocitat de servei no supera els 80 km/h, permet utilitzar-ne aquest model. Per la modelització del carril s'utilitza el model de biga infinita d'Euler-Bernoulli.

La figura 2.17 il·lustra el model de paràmetres distribuïts aplicat a una via convencional de travesses i balast:

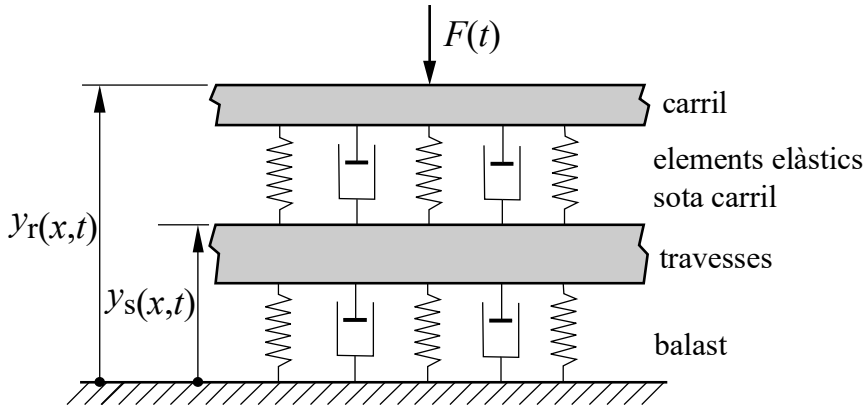


Figura 2.17: Model de via de travesses uniformement distribuïdes i balast.

Tot seguit es mostren les equacions de moviment de la via en la direcció vertical, quan aquesta és sotmesa a una càrrega vertical mòbil.

L'equació del model de biga infinita d'Euler-Bernoulli que representa el carril és:

$$EI \frac{\partial^4 y_r(x,t)}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 y_r(x,t)}{\partial t^2} - p(x,t) = -F(t) \delta(x - vt) \quad (2.7)$$

On y_r és el desplaçament vertical del carril. Els paràmetres del carril són: Mòdul de Young de l'acer E , densitat de l'acer ρ , àrea de la secció transversal del carril S i el moment d'àrea de segon ordre de la secció transversal del carril I . F és la força vertical aplicada a sobre del carril, v és la velocitat longitudinal de la força vertical mòbil i δ és la funció delta de Dirac. Finalment, x és la coordenada longitudinal del carril.

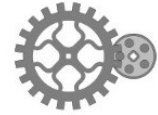
A continuació es mostra l'equació que representa la distribució de força p entre el carril i les travesses. Aquesta depèn de la rigidesa α i de l'esmoreïment μ dels elements de fixació del carril. Ambdós paràmetres estan definits per unitat de longitud:

$$p(x,t) = \alpha [y_s(x,t) - y_r(x,t)] + \mu [\dot{y}_s(x,t) - \dot{y}_r(x,t)] \quad (2.8)$$

L'equació de moviment vertical de les travesses distribuïdes uniformement és:

$$m \ddot{y}_s(x,t) + (\mu + \eta) \dot{y}_s(x,t) + (\alpha + \beta) y_s(x,t) = \mu \dot{y}_r(x,t) + \alpha y_r(x,t) \quad (2.9)$$

On m representa la massa de les semi-travesses i β i η són la rigidesa del balast i el coeficient d'esmoreïment respectivament. Tots aquests paràmetres també estan definits per unitat de longitud.



2.4.2 Model de paràmetres discrets

El model de via de paràmetres discrets considera les travesses com a elements discrets, amb els seus respectius elements d'escorredament entremig. Més concretament s'analitza un model de mitja via de paràmetres discrets.

Aquest model també considera tant la rigidesa entre el carril i les travesses com a la rigidesa de sota les travesses distribuïda de manera discreta. En definitiva, permet incloure en el model l'efecte de la distància entre travesses.

La següent figura en mostra el model:

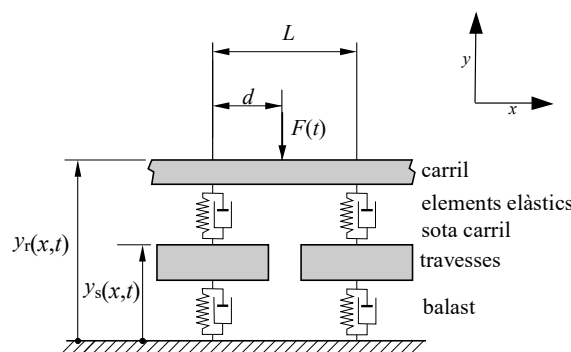


Figura 2.18: Model de via de travesses distribuïdes de forma discreta i balast

Tot seguit es mostren les equacions de moviment de la via en la direcció vertical, quan aquesta és sotmesa a una càrrega vertical mòbil.

L'equació del model de biga infinita d'Euler-Bernoulli del carril és:

$$EI \frac{\partial^4 y_r(x,t)}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 y_r(x,t)}{\partial t^2} - \sum_{n=-\infty}^{+\infty} F_{sn} \delta(x-nL+d) = -F(t) \delta(x-vt) \quad (2.10)$$

On els paràmetres del carril són els mateixos que els emprats en el model anterior. Les diferències es troben a l'hora d'introduir en l'equació l'efecte de les fixacions i les travesses; així L és la separació física entre travesses, n és l'indexador del número de travessa, F_{sn} és la força que exerceix cada travessa a sobre del carril, d és la distància entre la càrrega vertical, aplicada a sobre del carril, i la primera travessa aigües amunt de la càrrega.

Cal dir que en aquest model, en lloc de tenir la força uniformement distribuïda sota el carril, hi ha forces puntuals aplicades a sobre el carril per les fixacions entre carril i travesses.

2.4.3 Models numèrics de via

Diversos autors com Otero i altres [43, 44] s'han centrat en l'estudi de les vibracions generades en un via ferroviària sotmeses a l'acció de vehicles mòbils, i han presentat diferents teories i models analítics, que són els que s'acaben de comentar en els apartats anteriors. Aquests models solen ser de mitja via en tram recte i en contacte amb una roda suspesa del bogie a través de la suspensió primària. Aquests models tenen l'inconvenient que no consideren la interacció entre carrils, és a dir, la influència de la força fluctuant de contacte generada en un carril sobre la vibració a l'altre carril. Aquesta interacció afecta poc a la generació de la força de contacte roda-carril [45].

Amb la finalitat d'analitzar aquesta interacció, hi ha autors com Zougari i altres [46, 47] que proposen un model numèric de via completa basat en el mètode d'elements finits, orientat a la caracterització del mecanisme de generació de vibracions. A partir d'aquest model de via completa es determina la resposta en freqüència de la via i es compara amb la resposta en freqüència proporcionada per models analítics presentats en publicacions anteriors [36].

Tot seguit es mostra la modelització de via completa de travesses i balast feta per Zougari [45]:

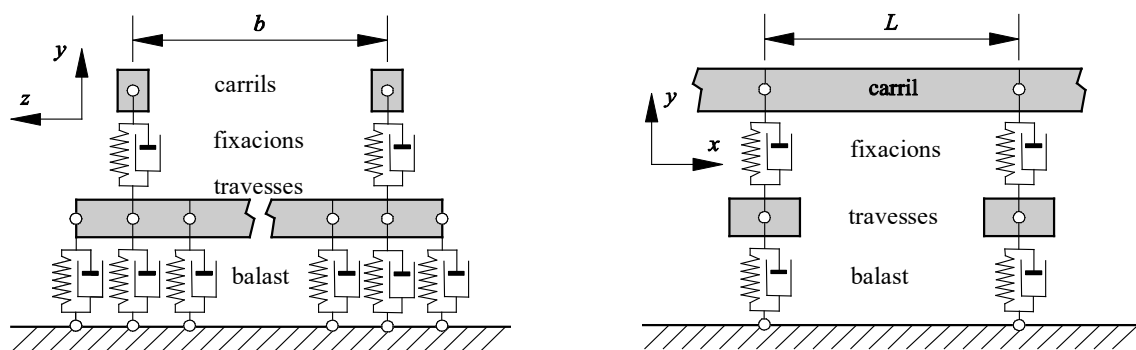


Figura 2.19: Model numèric de via completa convencional de travesses i balast. [45]

Com a exemple dels resultats que s'obtenen amb aquest model numèric, la figura 2.20 mostra una gràfica comparativa del mòdul de la receptància del model de via completa de travesses i balast obtingut per elements finits, amb el mòdul de la receptància del model continu de mitja via de travesses i balast obtingut analíticament. La receptància del sistema via és la funció de transferència, en el domini freqüencial, entre el desplaçament vertical de carril i la força harmònica aplicada.

Es pot observar que ambdós models tenen un comportament pràcticament igual:

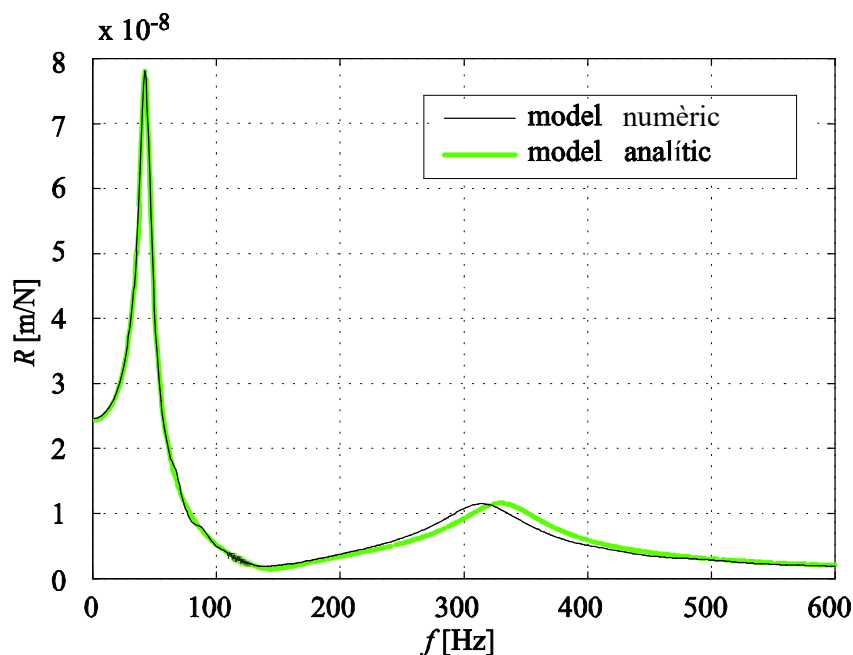


Figura 2.20: Comparació de la receptància vertical de la via convencional de travesses i balast determinada a partir del model numèric complet i el model analític de mitja via. [45]

Finalment es comprova que la interacció entre carrils és petita, i que per tant els mecanismes de generació de força de contacte que tenen lloc en cada contacte roda-carril, de rodes del mateix eix, són força independents entre si. La major part de transmissió d'un carril a l'altre passa a través de l'eix de transmissió que uneix les dues rodes. L'atenuació de la vibració generada per la força excitadora és important.

Aquest fet justifica la utilització de models analítics de mitja via que han utilitzat i utilitzen molts investigadors de l'àmbit de la generació i transmissió de vibracions produïdes pel transport ferroviari.

2.5 Model de suspensió primària del cotxe

Un cotxe d'un tren de passatgers metropolità acostuma a tenir una doble suspensió, entre el cotxe pròpiament dit i cadascun dels dos bogies, anomenada suspensió secundària, i entre cada bogie i cada eix ferroviari, el conjunt d'un eix amb dos rodes, anomenada suspensió primària.

El sistema suspensió primària del cotxe-roda es modelitza mitjançant un sistema massa molla amortidor, on la roda es considera un sòlid rígid i l'estructura del bogie és una massa sísmica no afectada per la vibració vertical de la roda. Aquesta hipòtesi és acceptable en el context de model global de simulació de la força de contacte roda-carril, causat per les irregularitats de la banda de rodament de la roda. Cal considerar que els components freqüencials de la força de contacte que generen vibracions i que interessa

modelitzar es situen per sobre dels 20 Hz; fet que es pot comprovar en captar experimentalment i analitzar la vibració vertical del carril. Les freqüències pròpies de vibració que presenta l'estructura d'un bogie queden per sota d'aquesta freqüència, el que justifica el que el bogie es pugui considerar com a massa sísmica, sense moviment vibratori vertical.

Tot seguit es mostra una il·lustració tridimensional d'un bogie de cotxe de passatgers i l'esquema que representa la modelització de la suspensió primària del cotxe:

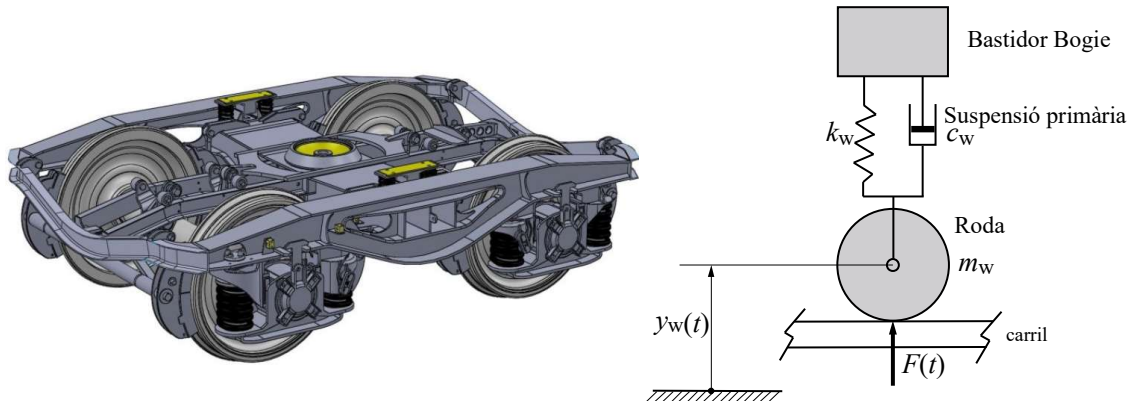


Figura 2.21: Detall de la suspensió primària del cotxe (esquerra). [81], i la seva modelització (dreta).

La rigidesa de la suspensió primària del cotxe s'ha obtingut de tesis realitzades anteriorment al departament d'Enginyeria Mecànica [9, 44, 45]. Que es va obtenir mitjançant la informació proporcionada per TMB.

La rigidesa de la suspensió primària del cotxe és de:

$$k_w = 2,2 \cdot 10^6 \text{ N/m} \quad (2.11)$$

A continuació es calcula el coeficient d'escoriment viscos de la suspensió del cotxe. Per al càlcul del coeficient d'escoriment viscos es considera una raó d'escoriment del cotxe de $\sqrt{2}/2$. Aquest valor és un valor frontera entre l'escoriment subcrític i l'escoriment sobre-crític, ja que és busca que no creï oscil·lacions en el cotxe ni faci el seu comportament massa dur [48]. S'obté:

$$\left\{ \begin{array}{l} \zeta = \sqrt{2}/2 \\ \zeta = \frac{c_w}{2 \cdot 2 \sqrt{k_w \cdot \frac{m_{\text{cotxe}}}{8}}} \end{array} \right\} \rightarrow c_w = 160 \cdot 10^3 \text{ Ns/m} \quad (2.12)$$

2.6 Models de la força de contacte roda-carril

Hi ha varies teories per al càlcul de la força de contacte roda-carril, tot seguit es citen i s'expliquen breument.



A la literatura hi ha diversos models de contacte de la roda-rail per descriure la força en la direcció normal al pla de contacte. El més conegut és el model basat en la teoria de Hertz no lineal [49, 50] i altres models a destacar són, per exemple, el model basat en la teoria Boussinesq [9, 48] i el model DPRS [9, 48].

Els models esmentats anteriorment es poden utilitzar per obtenir la força de contacte vertical entre la roda i el carril assumint que, en una via recta de ferrocarril, la força de contacte normal és principalment vertical. Però és necessari utilitzar models de contacte més complexos si l'objectiu és realitzar simulacions dinàmiques de vehicles. Aquests models han d'incloure components de força transversals i longitudinals. En ordre cronològic, es pot esmentar el model basat en la teoria de Carter [51], el model de contacte de Johnson i Vermeulen [52], i més recentment el model de Kalker [53]. Kalker va desenvolupar dues teories específiques de contacte. La teoria exacta, molt complexa per resoldre i utilitzar, i la teoria simplificada, que divideix el problema en dues parts. Aquests són: la determinació de la força de contacte normal, basada en la teoria d'Hertz; i la determinació de les forces de contacte tangencials, que depenen dels coeficients de Kalker i dels lliscaments longitudinals, transversals i de spin o de pivotament. Aquest segon enfocament s'implementa en l'algorisme FASTSIM [54].

Per altra banda, la teoria de Boussinesq-Cerruti considera tant la superfície de rodolament de la roda com la del carril, com subespais elàstics infinits perquè l'àrea de contacte roda-carril és molt més petita si es compara amb els dos sòlids en contacte. Si es comparen les dimensions de l'àrea de contacte amb els radis de curvatura d'ambdues superfícies també s'observa que són molt més petites. Aquesta teoria també considera que la deformació puntual en qualsevol lloc del subespai elàstic, produïda per una força puntual normal és inversament proporcional a la distància entre el punt on es determina la deformació i el punt d'aplicació de la força de contacte [48, 55, 56].

La teoria de Boussinesq-Cerruti tot i que ofereix uns resultats coherents i significatius comporta un elevat cost computacional, perquè el temps de càlcul necessari en cada iteració és significatiu [48]. Aquest fet fa que aquest mètode sigui poc pràctic a causa de la càrrega computacional associada.

Una altra teoria per a l'estudi del contacte roda-carril és la denominada DPRS, acrònim de *Distributed Point Reacting Spring*. Aquest mètode modelitza l'elasticitat de la roda i del carril mitjançant un conjunt de molles de comportament no lineal distribuïts a la perifèria de la roda i del carril.

Aquesta teoria s'utilitza considerant que també es compleixen les hipòtesis que estableix la teoria no lineal de Hertz i així es pot caracteritzar la força normal de contacte roda-carril, tenint en compte els perfils d'irregularitat d'ambdós cossos. Per a la realització del càlcul de la força normal de contacte, prèviament s'ha de calcular la constant d'elasticitat no lineal k_{DPRS} , que és la rigidesa equivalent a les molles del model de contacte roda carril. Aquesta constant es determina a partir de l'àrea de contacte de Hertz i correspon a un

valor mig per a cada molla del model. La força que exerceix cada molla és proporcional a l'arrel quadrada de la deformació conjunta roda-carril.

A continuació es mostra el model DPRS en el següent esquema:

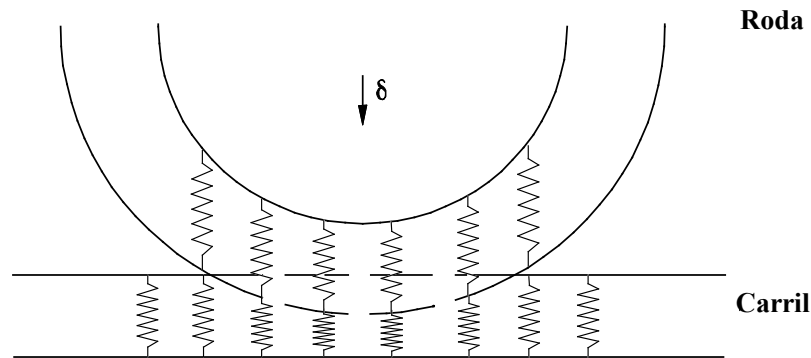


Figura 2.22: Representació del contacte roda-carril segons el model DPRS.

La rigidesa de contacte k_{DPRS} depèn dels radis de curvatura de la roda i del carril respectivament. Per les rodes i carrils de FMB es pot estimar un valor de k_{DPRS} de $k_{\text{DPRS}} = 123,4 \text{ GN/m}^{5/2}$ [9]:

Per a una rugositat harmònica de longitud d'ona λ llarga, en que és molt més gran que les dimensions de l'àrea de contacte tant en les direccions transversal i longitudinal, el càlcul de la distribució de tensions a l'àrea de contacte mitjançant el model de Boussinesq-Cerruti com utilitzant el model DPRS corren bastant (per rugositats des d'un 10% fins a un 50% de la deflexió estàtica) [48]. Si la longitud d'ona de la rugositat harmònica és de l'ordre de les dimensions de l'àrea de contacte ambdós models DPRS i Boussinesq-Cerruti no corren massa bé, aquests presenten diferències significatives.

El model DPRS però té una aplicació limitada segons Fernández-Díaz [9] ja que el model queda condicionat en funció del grau de severitat de les irregularitats dels perfils de roda. A més si l'amplitud de la irregularitat és del mateix ordre que la geometria de contacte roda-carril, aquest mètode dona resultats divergents.

El model de força normal de contacte més utilitzat, per la seva simplicitat i pel fet de donar resultats prou acceptables i coherents amb la realitat, és el model no lineal de Hertz. També existeix el model de Hertz lineal, que no és més que el model original linealitzat al voltant d'un valor de força de contacte concret. Tot seguit es farà un breu esment al model de contacte no lineal de Hertz, perquè més endavant hi ha un apartat específic dedicat a la força de contacte roda-carril en que s'utilitza aquest model i s'opera amb diferents tipus d'irregularitats de les rodes ferroviàries.



Aquest model permet relacionar el desplaçament vertical del conjunt roda-suspensió primària del cotxe, el desplaçament vertical del carril i la irregularitat de la roda en la seva banda de rodolament.

El contacte entre roda i carril es pot descriure com si es tractés d'una molla de comportament no lineal de rigidesa k_H . Aquesta rigidesa depèn de:

- Dels radis de curvatura principals de les superfícies en contacte a la zona local on es produeix el contacte.
- Del comportament elàstic de la roda i del carril.

En el context del present treball, en el que es desenvolupa una metodologia per a identificar plans i altres irregularitats de perfil en les rodes dels ferrocarrils metropolitans, es considera que el carril és perfectament llis, sense irregularitats. Aquesta hipòtesi es justifica pel fet que es preveu instal·lar la instrumentació per a captar la vibració vertical del carril en trams d'aquest totalment controlats pel que fa al seu estat, i d'aquesta manera garantir que la vibració té el seu origen en les irregularitats del perímetre de les rodes.

2.7 Mesura experimental de la irregularitat de diversos perfils de rodes de trens d'àmbit metropolità

Treballs previs elaborats pel Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Politècnica de Catalunya (UPC) [9, 31, 57] han permès dissenyar un sistema de mesura de la rugositat del perfil d'una roda ferroviària. Per mitjà d'aquest sistema i aprofitant les instal·lacions que l'empresa Transports Metropolitans de Barcelona (TMB) té per tornejar les rodes ferroviàries que estan en mal estat, es van obtenir diferents registres de perfils de rugositats de rodes ferroviàries.

Per perfilar de nou les rodes no es desmunten els eixos, sinó que els cotxes es situen damunt d'un pou de reparació de manera que la roda que cal tornejar quedi recolzada sobre dos corròns accionats mitjançant un motor [9]. En lloc de tenir una eina de tall i/o rectificat, muntat al capçal del torn, s'hi instal·la un transductor de desplaçament tipus LVDT que està en contacte amb la banda de rodolament de la roda. Aquesta es fa girar i es va enregistrant la rugositat de la roda a llarg d'una volta. Autors com Fernández-Díaz [9] en van realitzar les primeres mesures. Tot seguit se'n mostra una imatge (Figura 2.23) del sistema de mesura:

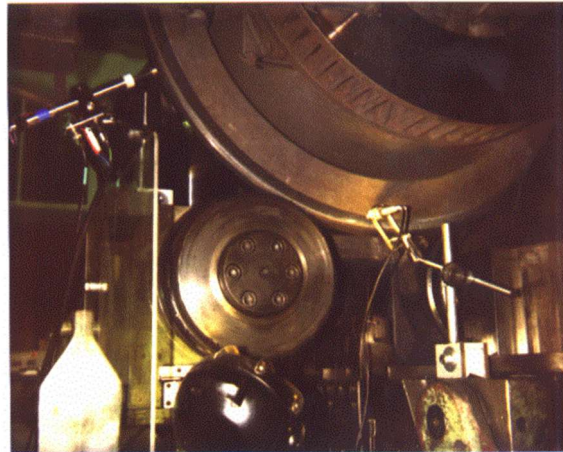


Figura 2.23: Roda d'un tren de FMB recolzada damunt de dos corrons giratoris accionats mitjançant un motor i transductor de desplaçament LVDT emprat per a mesurar irregularitats. [9]

També es disposava d'un captador electromagnètic per indicar quan una roda havia realitzat una volta sencera. En fer mesures es va suposar que la roda girava a velocitat angular constant (el fet que el moment d'inèrcia axial de la roda fos molt gran ajudava a regular la velocitat angular). Aquesta hipòtesi fa innecessari l'ús d'un sensor de velocitat angular per a poder relacionar la irregularitat del perfil de la roda amb la seva coordenada perimetral. Amb el captador electromagnètic que indica el temps per volta ja és suficient (usat per [58]). Aquest taco generador produeix polsos que permeten mostrejar el senyal analògic procedent del transductor de desplaçament [9].

Tot seguit es mostra un esquema (Figura 2.24) del dispositiu de mesura de la rugositat d'un perfil de roda ferroviària:

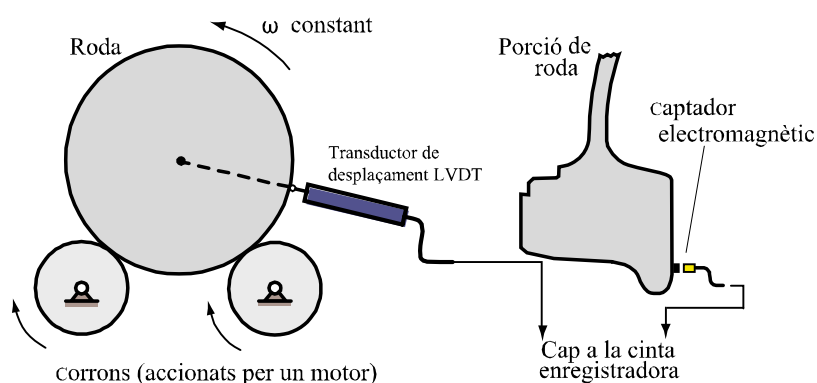


Figura 2.24: Esquema del dispositiu de mesura de la rugositat d'un perfil de roda ferroviària. [9]

Es van mesurar quatre perfils d'irregularitat de la banda de rodolament corresponents a quatre perímetres de roda situats en la banda on el contacte amb el carril és més probable quan el tren circula per un tram recte de via. Per a cada roda es mesuraven diferents llesques en profunditat de la banda de rodolament, tal i com es mostra a la següent imatge:

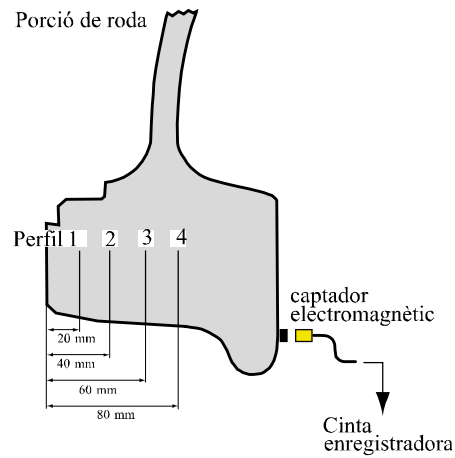
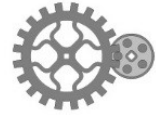


Figura 2.25: Detall porció de roda a on s'han col·locat els sensors LVDT per mesurar les irregularitats de les diferents rodes.

La primera roda tenia un desgast apreciable de caire mitjà segons els operaris de FMB, la segona roda s'acabava de tornejar, la tercera roda tenia un desgast més sever que la primera roda, la quarta roda tenia un tornejat bast no acabat.

Es van enregistrar varies voltes de roda per a cada perfil de roda seleccionat, i s'anaven enregistrent els senyals provinents de l'LVDT i del captador magnètic. Els senyals analògics es van digitalitzar a una freqüència de 200 punts/s.



Capítol 3

Anàlisi, definició i caracterització de plans en rodes ferroviàries

Tal i com s'ha esmentat en el capítol anterior, un dels defectes més comuns que es pot presentar a la banda de rodolament d'una roda ferroviària són els plans.

Quan un tren circula a certa velocitat i, com a conseqüència d'alguna incidència a la via, es realitza una frenada brusca pot arribar a bloquejar momentàniament alguna de les rodes del cotxe. Llavors la roda deixa de desplaçar-se per rodolament a sobre del carril i passa a desplaçar-se per lliscament. Un cop la roda està lliscant fa que es generi un pla a la zona de contacte permanent (s'està llimant la zona de contacte roda-carril durant el bloqueig).

L'efecte més evident que provoca aquest tipus d'irregularitat és l'aparició de fortes fluctuacions de la força de contacte roda-carril que al seu torn provoquen altes fluctuacions de tensió i l'aparició de vibracions. A més pot provocar l'aparició de fissures i cràters per fatiga superficial a la banda de rodolament de la roda. Els plans no tan severos poden provocar deteriorament de la via i la necessitat d'escurçar el temps entre actuacions de manteniment dels elements que formen part de la via. Els plans en roda més severos, a part dels problemes ja citats, poden arribar a causar fins i tot problemes de seguretat [33].

En aquest capítol es realitzarà una anàlisi exhaustiva dels diferents tipus de plans i irregularitats associades a la banda de rodolament de la roda.

S'analitzaran tant els plans de cantells no arrodonits com els plans de cantells arrodonits. La diferència entre ells és que els plans de cantells no arrodonits són aquells plans incipients que tenen els cantells vius perquè encara no s'han deformat per laminació en el contacte continu entre la roda i el carril. En canvi els plans de cantells arrodonits són

aquell tipus de plans que porten temps rodant i els seus cantells s'han anat polint per laminació continuada a causa del contacte amb el carril; aquests plans inicialment havien estat plans de cantells no arrodonits.

També s'analitzaran en detall quatre perfils de roda, que havien estat mesurats experimentalment durant la realització de la tesi de Fernández-Díaz [9].

Finalment també es farà esment d'un mètode per a sintetitzar perfils d'irregularitat a partir d'una densitat espectral de potència associada a les irregularitats, que és una representació estadísticament significativa de l'estat de la banda de rodolament de rodes ferroviàries que han estat en servei durant un temps prolongat. Aquest mètode va ser desenvolupat per diferents autors com Dings i Dittrich [58] i també Squicciarini, Thompson i altres [59]. Inicialment es mesura experimentalment diferents perfils reals d'irregularitat de rodes ferroviàries i així es pot construir un espectre del nivell de rugositat en funció de la longitud d'ona. S'expressen el nivell de rugositat de diferents rodes reals mesurades experimentalment al cap d'una certa distància recorreguda. En el cas dels estudis realitzats per Dings i Dittrich és de l'ordre d'uns dos-cents mil quilòmetres.

S'obtenen varis espectres d'amplitud de rugositat, expressats mitjançant el seu valor RMS en funció de la longitud d'ona, utilitzant la transformada discreta de Fourier i amitjanant els espectres. Es construeixen diferents espectres segons el tipus de rodes ferroviàries, més concretament segons el mecanisme de fre que tingui el tren. En l'estudi d'irregularitats de Dings i Dittrich [58], els mecanismes de fre van des de sistemes de fre de disc a sistemes de fre de sabata fregant directament a la banda de rodolament. Dins d'aquesta última categoria també hi ha una subcategoria que fa distinció entre sabates de fre de fosa i sabates de fre de sinteritzat metàl·lic.

Finalment s'obtenen uns quants perfils d'irregularitat sintetitzats a partir del mètode que s'acaba d'esmentar. Per a l'obtenció dels perfils s'utilitzen els espectres de rugositat en funció de la longitud d'ona, en el que es consideren amplituds de bandes de longitud d'ona d'un terç d'octava i s'assigna una fase aleatòria per a cada banda.

Tots aquests perfils d'irregularitat sintetitzats s'utilitzaran posteriorment per calcular la força de contacte roda-carril introduint aquestes irregularitats en el model de càlcul. També s'utilitzaran per calcular la velocitat de vibració vertical del carril al pas d'una roda sobre un punt fix de mesura. En la simulació s'utilitzaran varies voltes de roda per estudiar-ne l'atenuació de la velocitat de vibració vertical del carril a mesura que aquesta s'allunya del punt fix de mesura situat a sota del carril.



3.1 Caracterització de plans a la banda de rodolament de les rodes ferroviàries

3.1.1 Descripció d'un pla en roda ferroviària

Tal i com s'ha esmentat anteriorment, els plans a la banda de rodolament de les rodes ferroviàries es generen quan un tren que circula a una certa velocitat, i com a conseqüència d'alguna incidència, es realitza una frenada brusca en que momentàniament es poden bloquejar les rodes del cotxe.

La Figura 3.1 mostra l'esquematzació d'un pla com una recta secant a la banda de rodolament. També exposa la parametrització de la longitud del pla en vers l'angle d'obertura intern d'aquest.

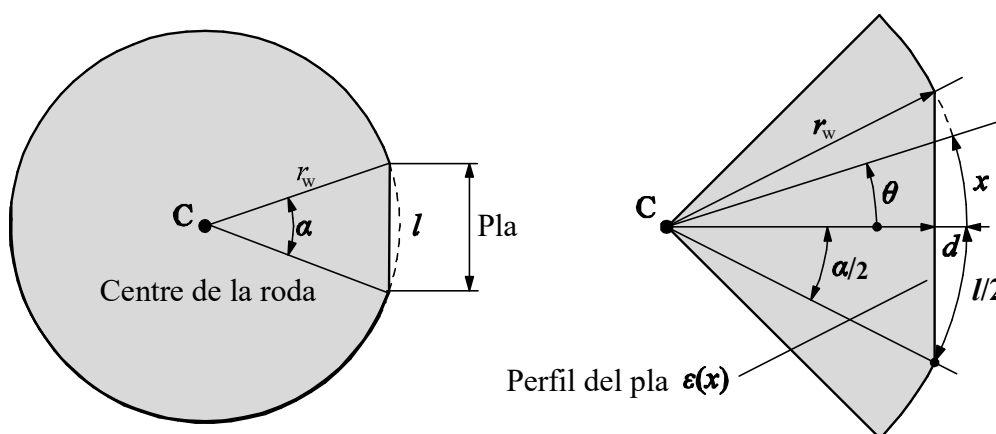


Figura 3.1: Representació d'una a la banda de rodolament d'una roda.

A la figura anterior, r_w és el radi de la roda, l és la longitud de l'arc de circumferència circumscriu entre els cantells del pla, α és l'angle associat a l'arc i d és la profunditat màxima del pla. A part, a la figura també és defineixen les següents coordenades amb origen sobre l'eix de simetria del pla: x coordenada perimetral de la roda, θ coordenada angular de la roda, $\varepsilon(x)$, profunditat del pla en funció de la coordenada perimetral x .

Cal esmentar que la longitud de l'arc definit pel pla està relacionada amb la profunditat del pla d .

De la figura anterior (Figura 3.1) es pot deduir que:

$$\alpha = \frac{l}{r_w} \quad ; \quad \theta = \frac{x}{r_w} \quad (3.1)$$

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{r_w - d}{r_w} \rightarrow \alpha = 2 \cdot \arccos\left(\frac{r_w - d}{r_w}\right) \quad (3.2)$$

Si a l'equació 3.2 s'aproxima el cosinus mitjançant un desenvolupament en sèrie de Taylor de segon ordre s'obté:

$$\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) \approx 1 - \frac{1}{2}\left(\frac{\alpha}{2}\right)^2 = 1 - \frac{1}{8}\alpha^2 \quad (3.3)$$

I per tant, si es substitueix el resultat obtingut a l'equació 3.3 a l'equació 3.2 s'obté:

$$1 - \frac{1}{8}\alpha^2 \approx \frac{r_w - d}{r_w} \rightarrow 1 - \frac{1}{8}\left(\frac{l}{r_w}\right)^2 \approx \frac{r_w - d}{r_w} \rightarrow d \approx \frac{l^2}{8r_w} \quad (3.4)$$

3.1.2 Pla de cantells no arrodonits

La tipologia de pla que habitualment s'acostuma a formar inicialment després d'una frenada brusca és el pla de cantells no arrodonits. Aquest tipus de pla es dona just quan s'acaba de generar el pla, abans de que plastifiquin els cantells del pla al desbloquejar-se la roda i aquests entrin en contacte amb el carril. Les elevades pressions de contacte entre la roda i carril fa que plastifiquin localment els cantells del pla. Un cop comencen a plastificar, es va obtenint progressivament un pla de cantells arrodonits, que s'estudiarà més endavant.

A continuació es mostra el detall de definició i un petit esquema d'un pla de cantells no arrodonits:

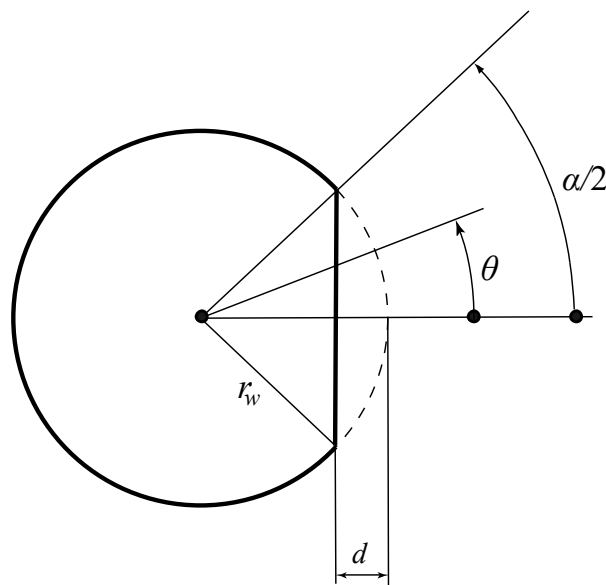


Figura 3.2: Detall del pla de cantells no arrodonits acotat de forma paramètrica. [60]



Tot seguit es mostra l'expressió de la variació del radi de la roda en funció de l'angle girat per la roda quan conté un pla de cantells no arrodonits:

$$\varepsilon(x) = \begin{cases} r_w - \frac{r_w - d}{\cos(\theta)} & \text{per a } -\frac{\alpha}{2} \leq \theta \leq \frac{\alpha}{2} \\ 0 & \text{per a } \theta < -\frac{\alpha}{2} \text{ i } \theta > \frac{\alpha}{2} \end{cases} \quad \text{amb } \theta = \frac{x}{r_w} \text{ i } \alpha = \frac{l}{r_w} \quad (3.5)$$

De l'equació anterior $\varepsilon(x)$ és la variació del radi de la roda en funció de l'angle girat, r_w és el radi de la roda, d és la profunditat del pla i θ és l'angle.

Tot seguit es mostra un gràfic múltiple (Figura 3.3) que conté la representació de varis plans de cantells no arrodonits; des de plans de 50 μm fins a plans de 300 μm de profunditat, en increments successius de 50 μm . Aquest rang de profunditats de plans són els que s'acostumen a trobar amb mes freqüència, tal i com es mostrarà més endavant, segons els perfils d'irregularitat reals mesurats experimentalment.

Es pot observar a la figura 3.3 que s'ha realitzat una translació dels plans a sobre l'eix de les abscisses, és a dir, s'han descentrat començant a longitud de pla nul·la fins a la seva longitud total en lloc de tenir el pla centrat a l'origen i tenir la meitat de la longitud negativa i l'altra meitat positiva.

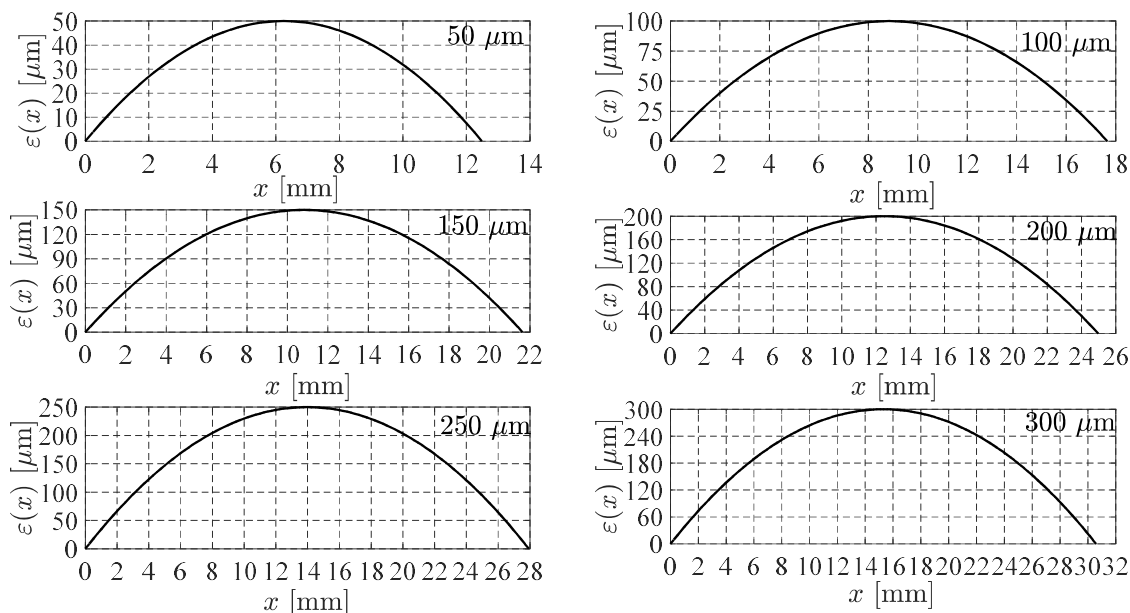


Figura 3.3: Diferents plans de cantells no arrodonits. Des de profunditats de 50 μm de profunditat (superior esquerra) amb increments de 50 μm fins arribar a les 300 μm (ordenats d'esquerra a dreta i de posició superior a posició inferior).

En el gràfic anterior, es pot observar que aquest tipus de plans arrenquen amb una certa pendent important a l'origen del pla. Això indica que són plans amb singularitats als cantells, de fet indica que són plans de cantells no arrodonits. També s'observa que a mesura que augmenta la profunditat del pla, la seva longitud creix però no amb la mateixa proporció. Això indica que quan més profund és el pla més afuada és la forma del pla. En definitiva, el pla és més sever.

3.1.3 Pla de cantells arrodonits

Tal i com s'ha esmentat anteriorment, un pla es genera bàsicament durant les frenades del tren en que la roda pot quedar bloquejada un cert instant de temps.

Una modelització usualment emprada per a descriure plans de cantells arrodonits és la proposada per Clark i altres [33]. L'equació 3.6 mostra l'expressió del pla de cantells arrodonits. S'obté l'amplitud de la irregularitat en funció de la coordenada perimetral de la roda:

$$\varepsilon(x) = \frac{d}{2} \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot x}{l}\right) \right) \quad \text{on} \quad d \approx \frac{l^2}{8 \cdot r_w} \quad (3.6)$$

De l'equació anterior, els paràmetres d , l , r_w i x són els mateixos que s'han definit a la figura 3.1.

La figura 3.4 representa diversos plans de cantells arrodonits; des de plans de 50 μm de profunditat fins a plans de 300 μm de profunditat, en increments successius de 50 μm :

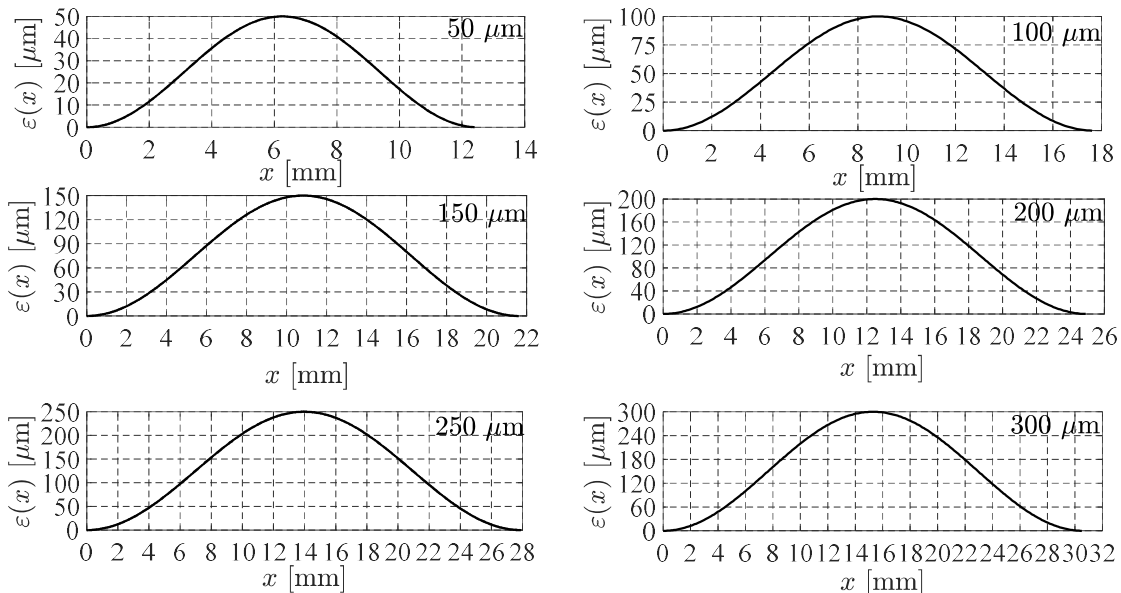


Figura 3.4: Diferents plans de cantells arrodonits. Des de profunditats de 50 μm de profunditat (superior esquerra) amb increments de 50 μm fins arribar a les 300 μm (ordenats d'esquerra a dreta i de posició superior a posició inferior).



3.1.4 Comparació de plans de cantells no arrodonits amb plans de cantells arrodonits

En aquest apartat es realitzarà un anàlisi comparatiu entre els plans de cantells no arrodonits i els plans de cantells arrodonits.

Els principals trets diferencials que s'observen en la comparació dels dos tipus de plans són:

1. La variació inicial de la profunditat del pla respecte la variació de la longitud del pla és major en el pla de cantells no arrodonits que en el pla de cantells arrodonits.
2. El pla de cantells no arrodonits genera una transició més severa entre no tenir pla i el començament d'aquest a causa de tenir els cantells vius.
3. El pla de cantells arrodonits presenta una forma més afuada a la zona central, en la profunditat en funció de la coordenada perimetral de longitud.
4. Tot i ser plans diferents, ambdós tipus de plans tenen la mateixa longitud per una profunditat del pla donada.

3.2 Perfil d'irregularitat real d'una roda

Tal i com s'ha comentat anteriorment, treballs previs elaborats per investigadors Departament d'Enginyeria Mecànica de la Universitat Politècnica de Catalunya (UPC) [9] han permès dissenyar un sistema de mesura de la irregularitat del perfil d'una roda ferroviària. Per mitjà d'aquest sistema i aprofitant les instal·lacions que l'empresa Transports Metropolitans de Barcelona (TMB) té per tornejar i rectificar les rodes ferroviàries que estan en mal estat, es van obtenir diferents registres de perfils de d'irregularitats de rodes ferroviàries.

La figura següent mostra l'esquema del dispositiu de mesura de la irregularitat d'un perfil de roda ferroviària, tal i com s'ha descrit en detall al capítol anterior:

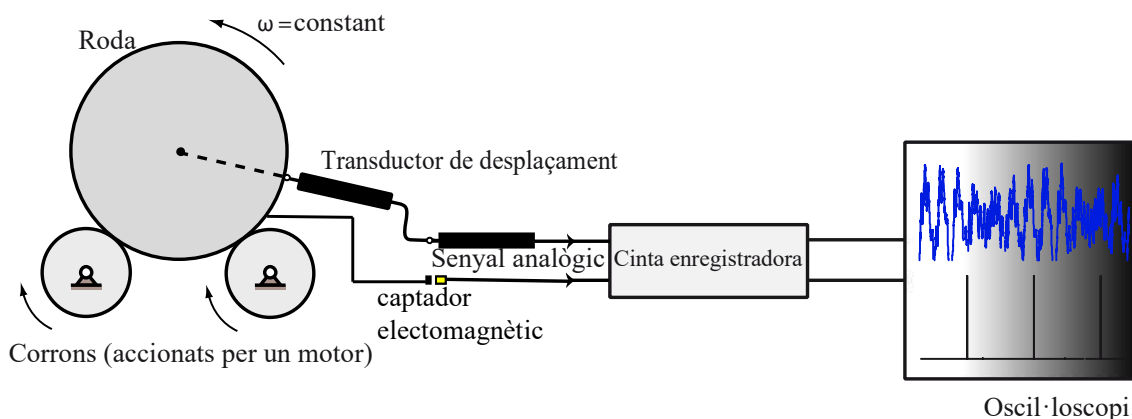


Figura 3.5: Sistema experimental de mesura d'un perfil d'irregularitat d'una roda. [9]

Es van enregistrar varies voltes de roda per a cada perfil de roda seleccionat, i s'anaven enregistrent els senyals provinents de l'LVDT i del captador magnètic. Els senyals analògics es van digitalitzar a una freqüència de 200 punts/s.

Es van mesurar quatre perfils d'irregularitat de la banda de rodolament corresponents a quatre rodes ferroviàries diferents. La primera roda tenia un desgast apreciable de caire mitjà segons els operaris de FMB, en la que es pot apreciar alguna irregularitat de fins a unes 350 µm de profunditat.

La segona roda mesurada s'acabava de tornejjar, per tant l'amplitud pic-vall màxima és menor que en les altres rodes.

La tercera roda mesurada tenia un desgast més sever que la primera roda. Es poden apreciar irregularitats d'una amplitud pic-vall de l'ordre de 425 micres.

Finalment la quarta roda mesurada tenia un tornejat bast, pràcticament a desbast, sense realitzar un acabat fi de torn. De fet, tal i com es pot veure a la figura 3.9, s'observa una periodicitat molt clara al llarg del perímetre de la roda.

Cal esmentar que els perfils d'irregularitat mesurats experimentalment han estat filtrats i remostrejats posteriorment. El filtratge elimina els components amb una longitud d'ona inferior a la dimensió longitudinal de la petjada de contacte entre la roda i el carril. Més concretament, es filtren les rugositats que tenen longitud d'ona inferiors a la dimensió longitudinal màxima de la petjada generada en el contacte roda-carril, que és de l'ordre d'entre 10 mm i 15 mm. Es filtren aquestes rugositats perquè tota irregularitat que queda dins de la petjada s'aplana per la deformació elàstica a la zona de contacte. A més, l'excitació que generen aquestes irregularitats en el contacte roda-carril s'atenua ràpidament si es compara amb la generada per altres rugositats de longituds d'ona superiors a la longitud de la petjada [61]. En definitiva, la rugositat que queda a dins de la petjada de contacte no té una contribució significativa en la dinàmica de contacte entre la roda i el carril.

El tipus de filtre que s'ha escollit és un filtre de tipus Gaussià perquè aquest tipus de filtre és àmpliament utilitzat en metrologia de rugositats superficials. Aquest tipus de filtre utilitza una finestra Gaussiana que dona més pes als valors de rugositat de la part central de la finestra respecte els valors més propers als extrems d'aquesta.

De fet aquest tipus de filtre Gaussià està estandarditzat segons la norma ISO 11562:1996 i també segons la norma ASME B46.1-2002 per a la mesura de rugositats superficials [59, 62, 63].

L'expressió del filtre Gaussià en el domini de longitud d'ona es mostra a l'equació 3.7:

$$f(s) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2\sigma^2}} \quad (3.7)$$



De l'equació 3.7, x és la coordenada perimetral, amb $x=0$ és el màxim de la funció Gaussiana. El paràmetre σ està directament relacionat amb l'amplada de la funció Gaussiana i també està relacionat amb la freqüència de tall del filtre. S'escull una freqüència de tall del filtre tal que la longitud d'ona correspongui a la longitud màxima de la petjada de contacte roda-carril, que és de l'ordre de 15 mm.

Tot seguit es mostra la integral de convolució que representa el filtratge en el domini temporal:

$$\varepsilon_{\text{filtrat}}(x) = \int_{-\infty}^{\infty} \varepsilon_{\text{mesurat}}(s) f(x-s) ds \quad (3.8)$$

amb $\varepsilon_{\text{mesurat}}(x) = \varepsilon_{\text{mesurat}}(x \pm 2\pi r_w)$ periòdica, (periode: 1 volta de roda).

Cal esmentar que el remostrejat redueix el nombre de mostres per unitat de temps i adapta la freqüència de mostratge de la irregularitat a la freqüència de mostratge i el pas d'integració utilitzats en càlculs posteriors [61].

Tot seguit es mostraran els perfils d'irregularitat de les quatre rodes que han estat mesurades experimentalment.

El primer perfil mostrat és el perfil de la roda número 1. Es pot observar el perfil d'irregularitat sense filtrar i el mateix perfil filtrat:

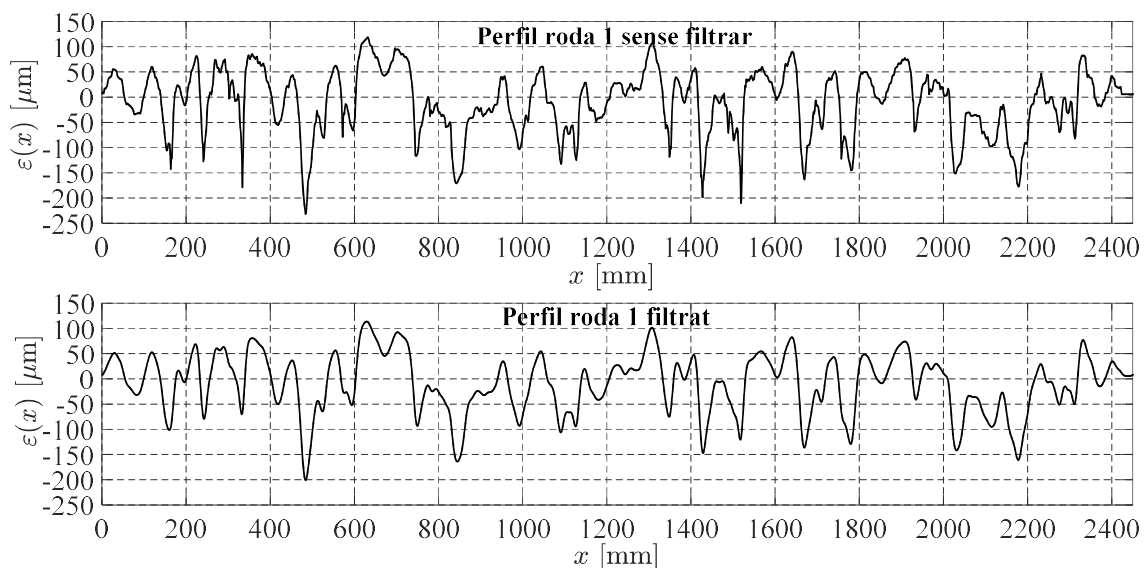


Figura 3.6: Perfil de rugositat de la roda número 1 mesurat experimentalment, filtrat i sense filtrar.

El segon perfil mostrat és el perfil de la roda número 2. Aquesta roda és la roda que just abans de mesurar-la havia estat tornejada:

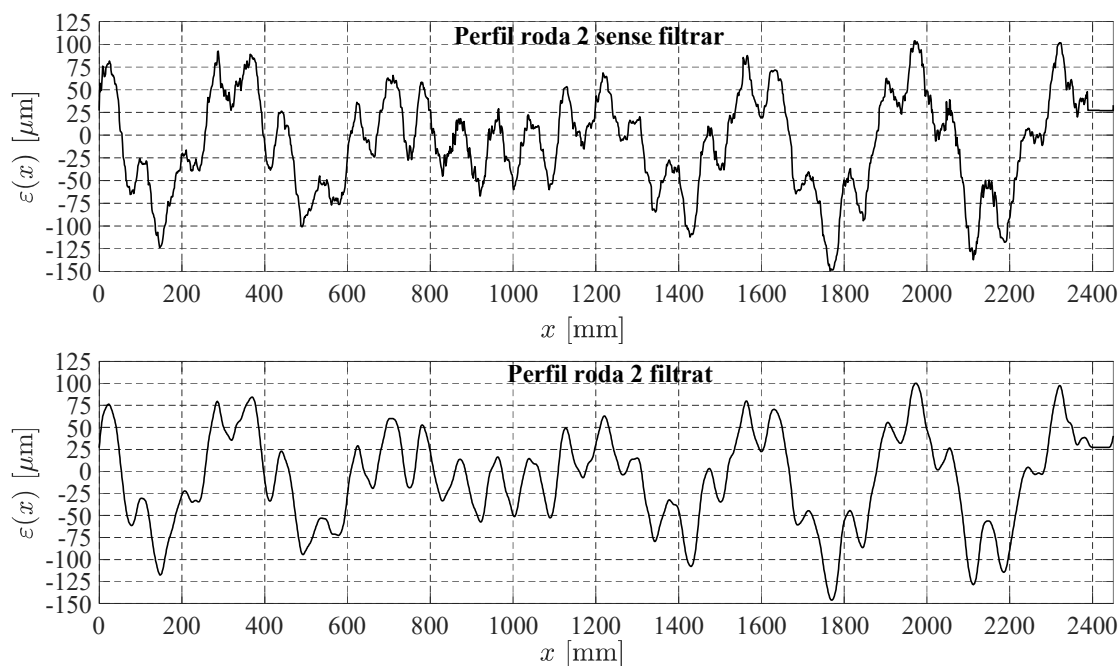


Figura 3.7: Perfil de rugositat de la roda número 2 mesurat experimentalment, filtrat i sense filtrar.

El tercer perfil mostrat és el perfil corresponent a la roda número 3. Aquesta roda conté un pla bastant sever en la seva banda de rodolament. Tal i com s'ha comentat anteriorment, és de l'ordre d'unes 425 μm :

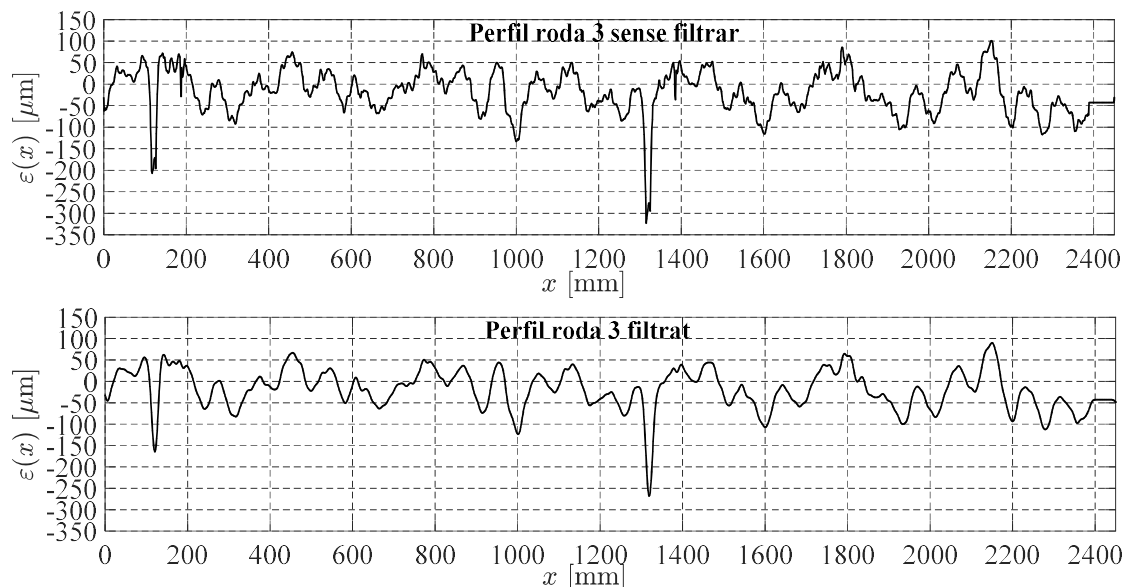


Figura 3.8: Perfil de rugositat de la roda número 3 mesurat experimentalment, filtrat i sense filtrar.

Finalment, el quart perfil mostrat és el perfil de la roda número 4. Aquesta roda havia estat tornejada a desbast, sense acabat fi de torn. S'observa una periodicitat molt clara de baixa freqüència al llarg del perímetre de la roda. En el següent gràfic es pot observar tant el perfil d'irregularitat sense filtrar i filtrat:

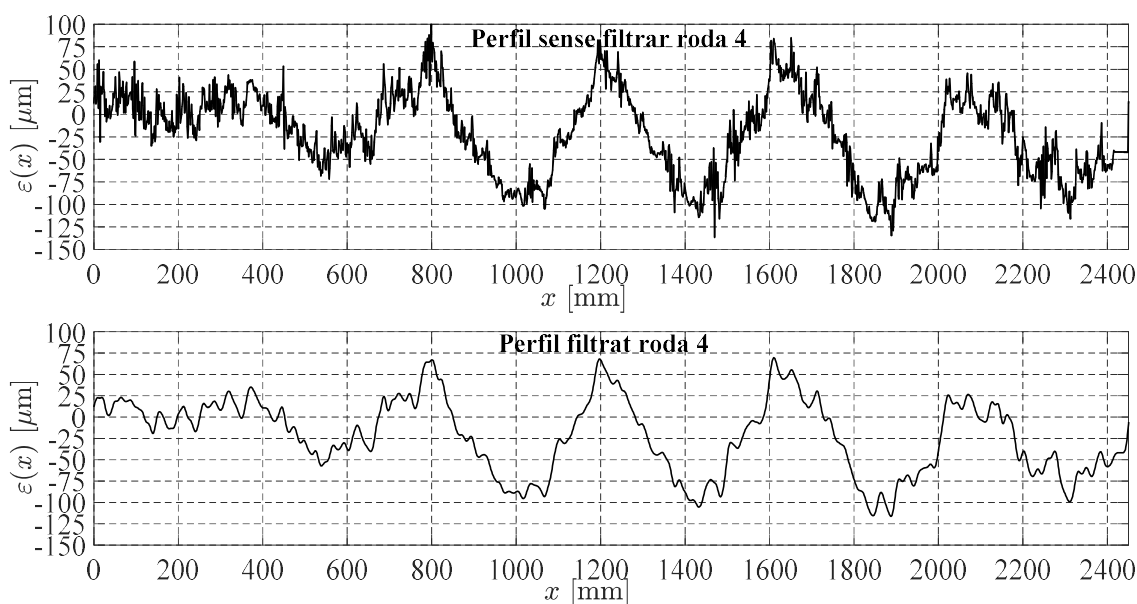


Figura 3.9: Perfil de rugositat de la roda número 4 mesurat experimentalment, filtrat i sense filtrar.

3.3 Pla real extret d'un perfil d'irregularitat d'una roda mesurat experimentalment

En aquest apartat s'analitzaran uns quants plans que han estat extrets dels perfils d'irregularitats mesurats experimentalment, mostrats a l'apartat anterior. El procediment seguit ha estat el següent:

1. Llegir els perfils experimentals d'irregularitat de les quatre rodes.
2. Realitzar-ne el filtrat per eliminar la microrugositat que queda embeguda a dins de la petjada de contacte entre la roda i el carril.
3. Buscar possibles plans a dins d'aquests perfils d'irregularitat mesurats.
4. Un cop s'ha trobat el pla, s'enregistra la seva profunditat en funció de la longitud d'aquest.

Els plans que s'han extret de perfils reals tenen profunditats de:

- Pla roda 1: 200 μm
- Pla roda 2: 150 μm
- Pla roda 3: 270 μm
- Pla roda 4: 150 μm

En el següent gràfic es mostra el conjunt de plans extrets de perfils reals, que s'acaben d'esmentar, on es mostra la profunditat del pla en funció de la seva longitud:

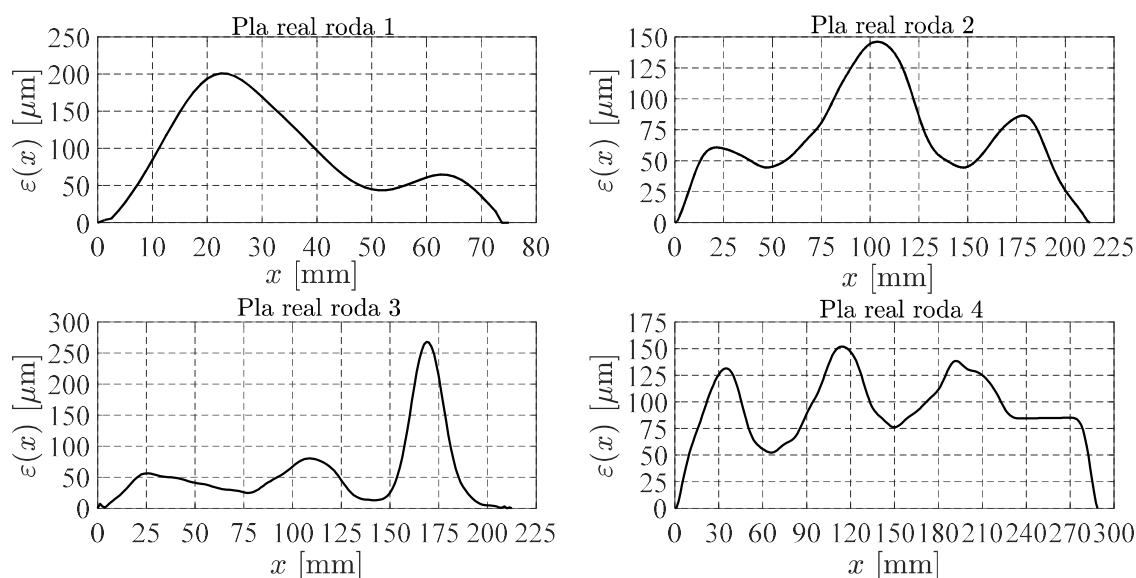


Figura 3.10: Plans reals extrets de perfils d'irregularitat de rodes mesurades experimentalment.

Tot seguit es realitza un breu anàlisi comparatiu entre els plans teòrics de cantells arrodonits o de Newton i Clark, plans teòrics de cantells no arrodonits i els plans extrets de perfils reals. En la següent figura es pot observar un conjunt de gràfics on es comparen entre si diversos plans de profunditats semblants.

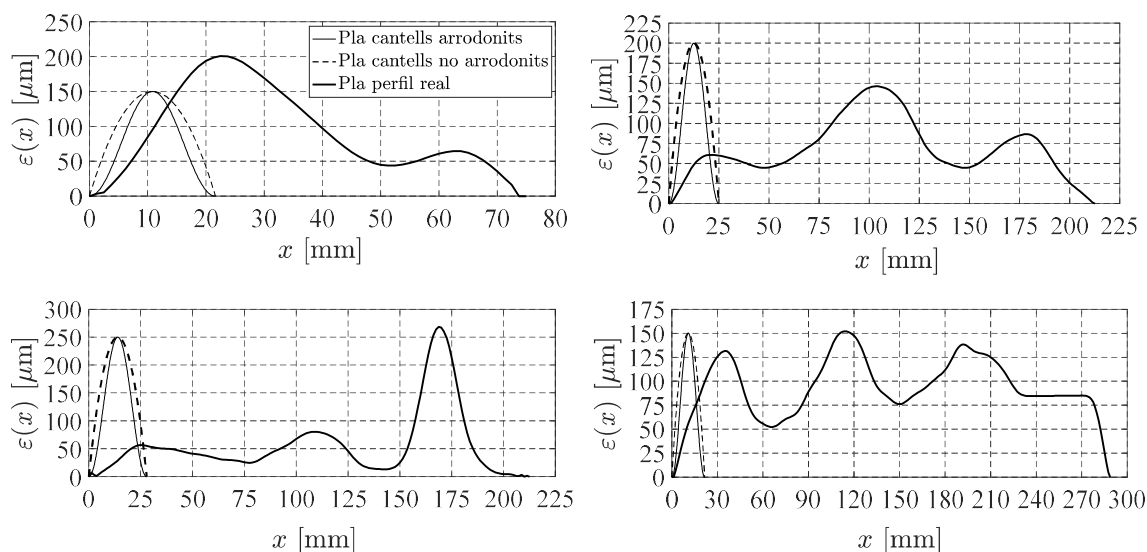


Figura 3.11: Comparació de diferents plans de cantells arrodonits, plans de cantells no arrodonits i plans reals. Des de profunditats de 150 μm fins arribar a les 250 μm.

Els principals trets diferencials que s'observen en la comparació d'aquests tres tipus de plans són:

1. Per a una mateixa profunditat del pla, tant el pla de cantells no arrodonits com el de cantells arrodonits tenen una longitud menor respecte al pla real. Aquest fet indica que una pla real, d'una profunditat determinada, tindrà un perfil més suau que un pla



teòric de cantells arrodonits i un pla de cantells no arrodonits. El pla real es comportarà de manera menys severa, en el contacte roda-carril, per plans d'igual profunditat.

2. L'evolució de la profunditat en funció de la seva longitud en plans reals presenta més fluctuacions. És a dir, s'observen certes irregularitats tipus pic-vall al llarg del pla real en funció de la seva longitud. Aquest fet pot ser a causa de que quan es genera un pla en una roda real, la superfície ha patit un desgast no uniforme durant la seva creació.
3. Tant els inicis com els finals del pla, la variació de la profunditat d'aquest en funció de la distància recorreguda és menor en els plans reals que en els plans sintetitzats teòricament. Fet que sembla que els plans reals tinguin una transició d'entrada i sortida menys agressiva que els plans teòrics.

3.4 Perfils d'irregularitat real sintetitzats

Autors com Dings i Dittrich [58] van realitzar diverses mesures experimentals amb l'objectiu de caracteritzar perfils d'irregularitat de rodes i de carrils. Aquests autors van obtenir els registres d'irregularitat de roda per mitjà d'un taco generador incorporat en el sistema de mesura, que generava polsos que permetien mostrejar el senyal analògic provinent d'un transductor de desplaçament del tipus LVDT (*Linear Variable Differential Transformer*). També es disposava un captador electromagnètic que indicava quan una roda havia realitzat una volta completa.

Van realitzar múltiples perfils de rodes de diferent tipologia. Bàsicament es va fer un estudi de diferents rodes segons el seu sistema de fre. És a dir, es van analitzar rodes en que el sistema de fre era fre de disc i fre de sabata (que podien ser de fosa gris o de sinteritzat metàl·lic).

Tot seguit es mostra un esquema del sistema d'enregistrament del senyal d'irregularitat de la banda de rodolament de les diferents rodes mesurades per Dings i Dittrich:

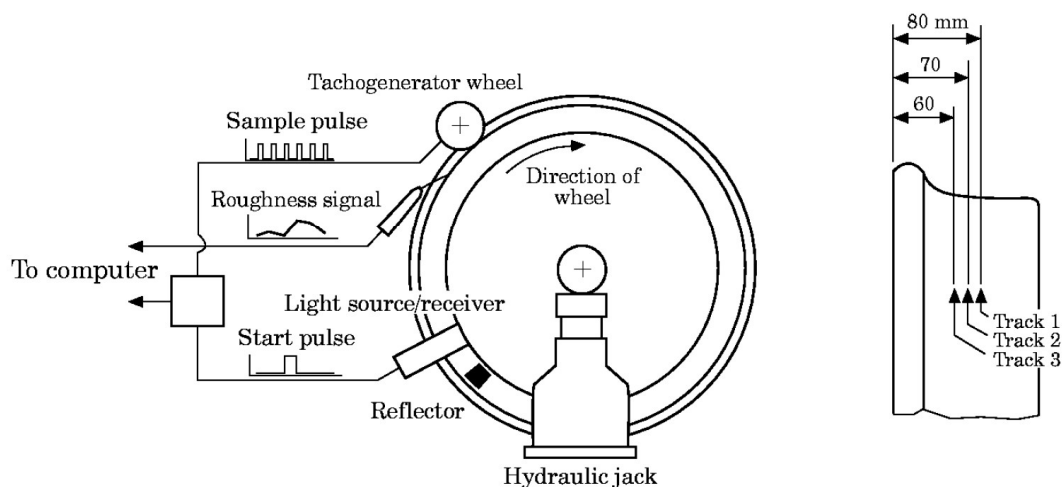


Figura 3.12. Sistema de mesura de la irregularitat de la banda de rodolament de diferents rodes ferroviàries utilitzat per Dings i Dittrich. [58]

Van mesurar l'amplitud de la rugositat dels perfils reals de rodes significatius i la van expressar en forma d'espectre de longitud d'ona de valor RMS, utilitzant la transformada discreta de Fourier i amitjanant els espectres obtinguts.

La figura 3.13 mostra aquest espectre d'amplitud de rugositat en dB, tenint en compte una amplitud de referència $\varepsilon_0 = 1$ mm. El tipus de roda seleccionada, a partir de la qual s'han obtingut les amplituds de la rugositat, correspon a rodes equipades amb frens de disc, després d'haver rodat 200.000 km.

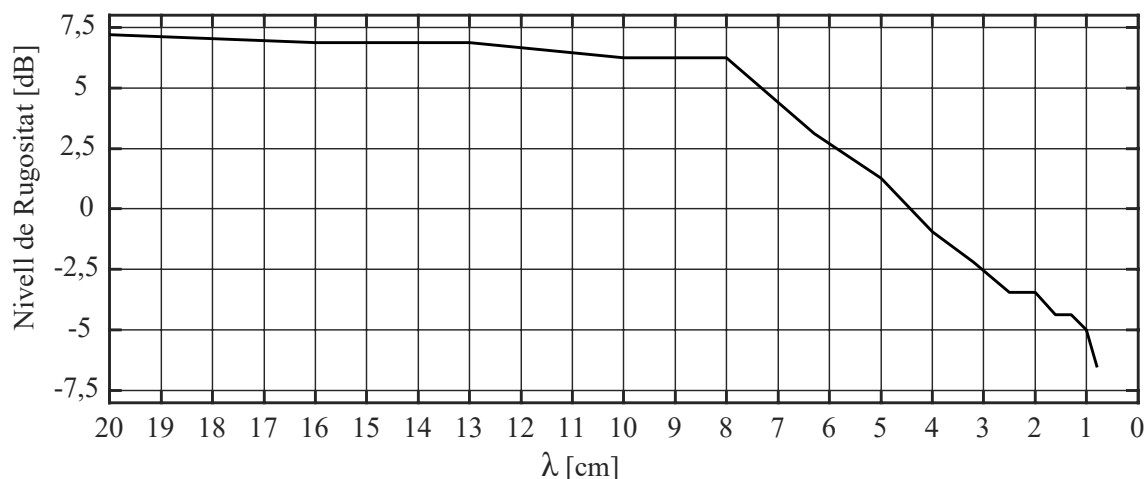


Figura 3.13: Espectre de nivell de rugositat en funció de la longitud d'ona segons Dings i Dittrich. [58]

A partir de l'espectre anterior, es poden obtenir els diferents perfils d'irregularitat de roda provinents de valors de rugositat reals mesurats experimentalment. S'han sintetitzat els perfils d'irregularitat determinant el valor RMS de longitud d'ona per a amples de banda



d'un terç d'octava i assignant una fase aleatòria a cada banda. La següent equació mostra el procediment per a l'obtenció del perfil d'irregularitat sintetitzat $\varepsilon(x)$, partint de valors de rugositats reals mesurats experimentalment:

$$\varepsilon(x) = \sum_{i=1}^n \sqrt{2} \varepsilon_{\text{RMS}_i} \cdot \sin\left(\frac{2\pi x}{\lambda_i} + \varphi_i\right) \quad (3.9)$$

De l'equació 3.9 $\varepsilon_{\text{RMS}_i}$ és el valor RMS d'amplitud de rugositat corresponent a la banda de longitud d'ona λ_i i φ_i és la fase aleatòria.

També autors com Squicciarini, Toward i Thompson [59] van realitzar un estudi semblant de perfils de rugositat de rodes ferroviàries.

Tot seguit es mostren alguns perfils d'irregularitats de rodes sintetitzats obtinguts segons el mètode, de Dings i Dittrich [58], explicat anteriorment. En cada gràfic es mostra el perfil d'irregularitat sintetitzat sense filtrar i filtrat aplicant el filtre Gaussià, que remou els components de longitud d'ona menor que la dimensió longitudinal de la petjada de contacte roda-carril.

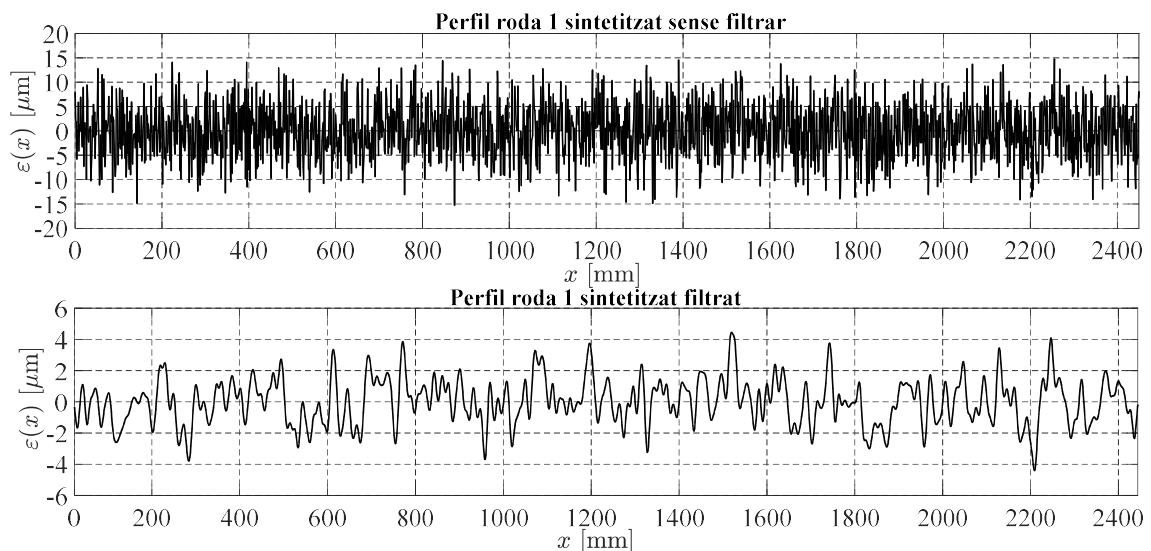


Figura 3.14: Perfil irregularitat sintetitzat roda simulació 1. El gràfic superior correspon al perfil sense filtrar i el gràfic inferior correspon al perfil d'irregularitat filtrat.

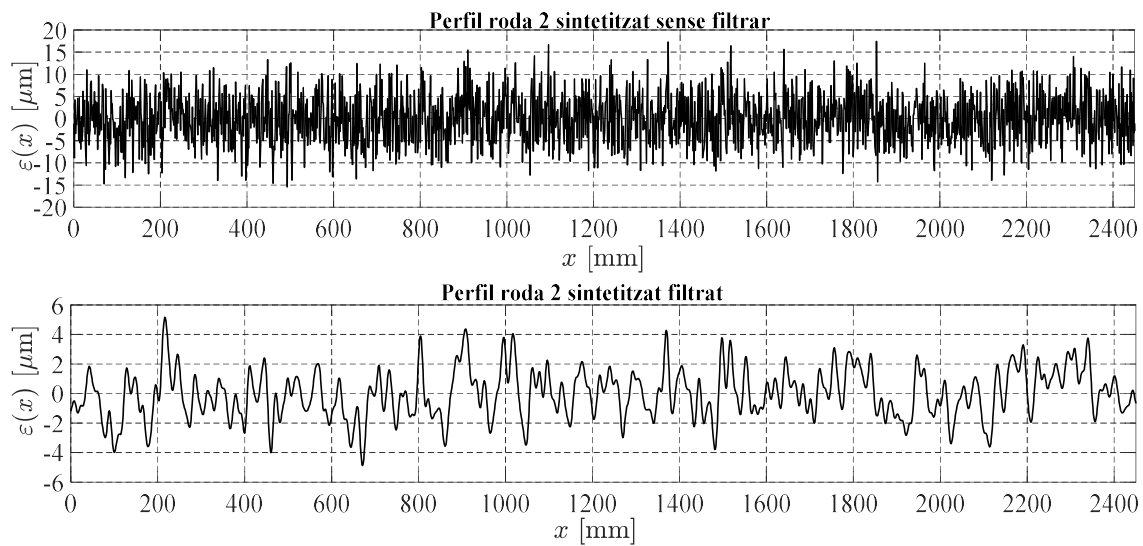


Figura 3.15: Perfil irregularitat sintetitzat roda simulació 2. El gràfic superior correspon al perfil sense filtrar i el gràfic inferior correspon al perfil d'irregularitat filtrat.

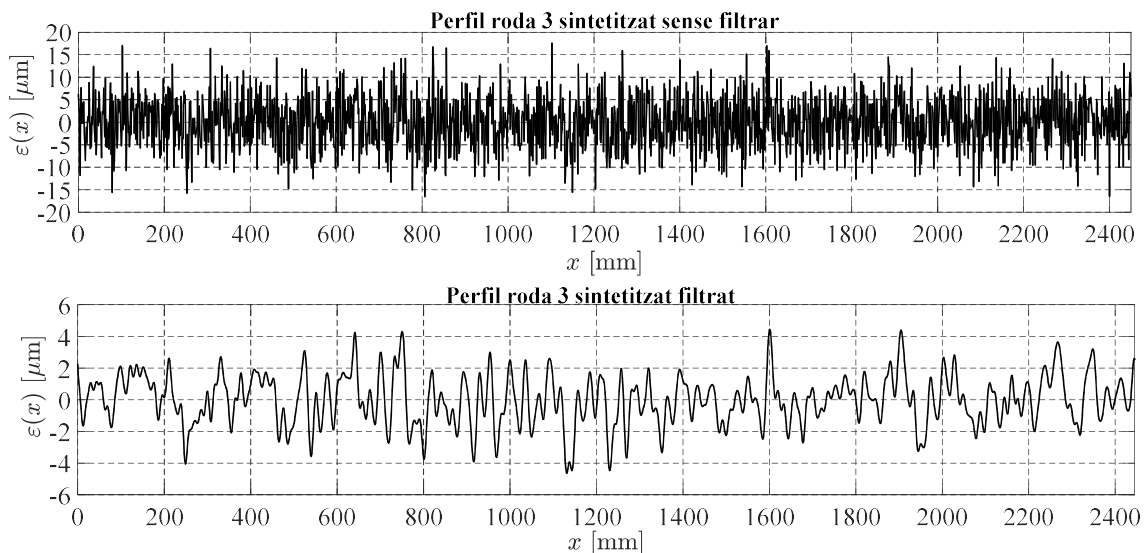


Figura 3.16: Perfil irregularitat sintetitzat roda simulació 3. El gràfic superior correspon al perfil sense filtrar i el gràfic inferior correspon al perfil d'irregularitat filtrat.

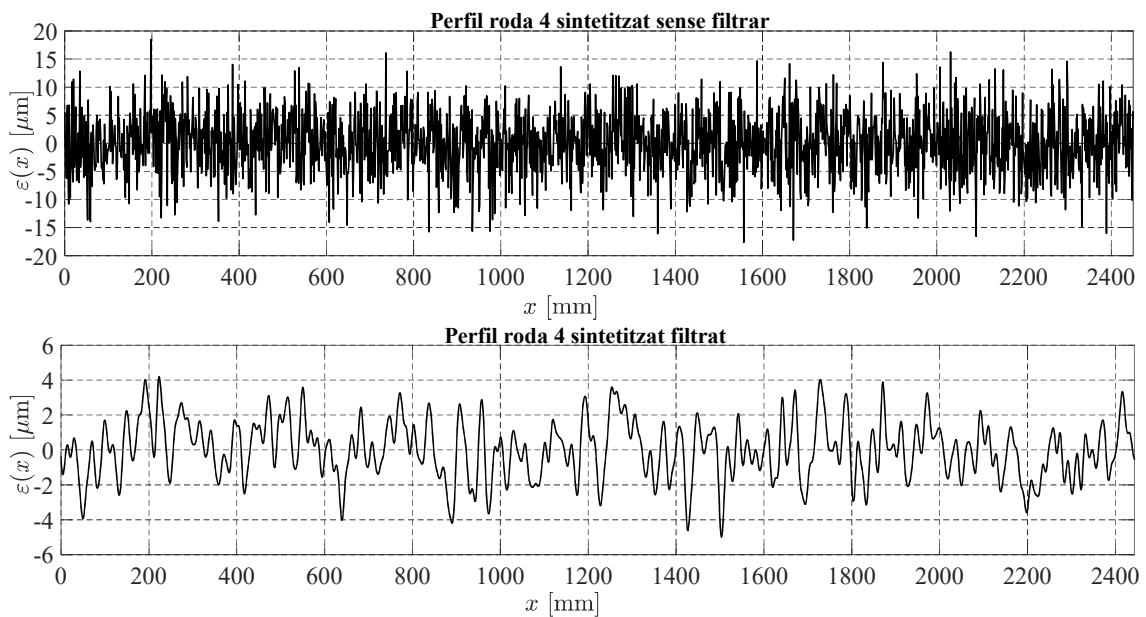


Figura 3.17: Perfil irregularitat sintetitzat roda simulació 4. El gràfic superior correspon al perfil sense filtrar i el gràfic inferior correspon al perfil d'irregularitat filtrat.

3.5 Comparació de perfils d'irregularitat real mesurats experimentalment amb perfils d'irregularitat sintetitzats

En aquest apartat es realitzarà un anàlisi comparatiu entre els perfils d'irregularitat de rodes mesurades experimentalment i els perfils d'irregularitat sintetitzats provinents de rodes reals.

A continuació es mostren un conjunt de gràfics on s'hi representen els perfils d'irregularitat reals mesurats experimentalment en vers els perfils d'irregularitat sintetitzats. La comparació es fa dos a dos, és a dir, en cada gràfic es representa un perfil d'irregularitat real versus un de sintetitzat.

El primer gràfic correspon al de la roda real número 1 mesurada experimentalment en vers al del perfil sintetitzat número 1:

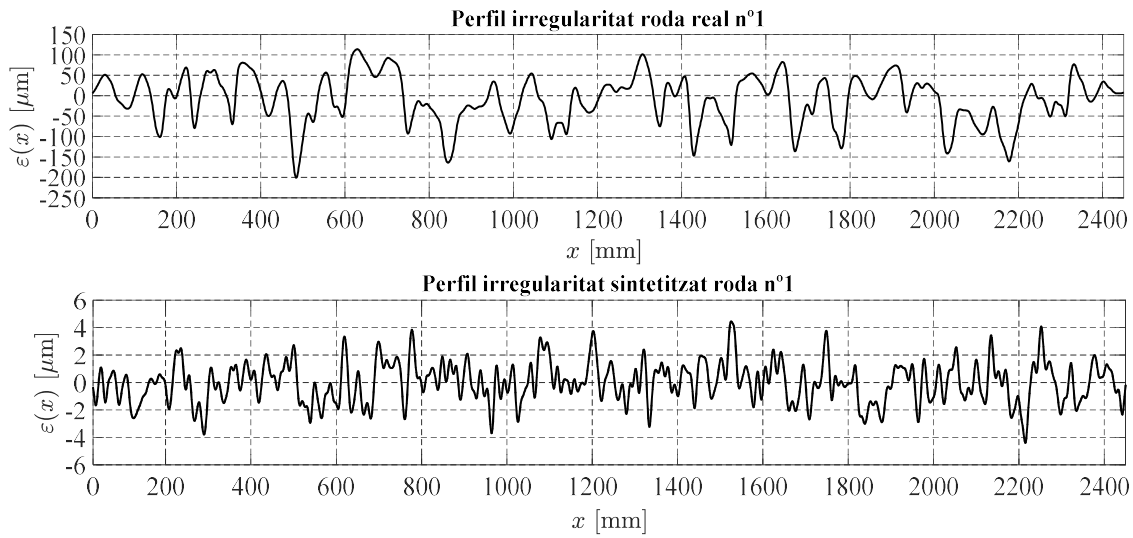


Figura 3.18: Perfil irregularitat real filtrat roda 1 versus el perfil sintetitzat de la roda corresponent a la primera simulació, segons Dings i Dittrich. [58]

El següent gràfic correspon al de la roda real número 2 mesurada experimentalment, que és la que acabava de ser tornejada, en vers al del perfil sintetitzat número 2 mostrat a l'apartat anterior:

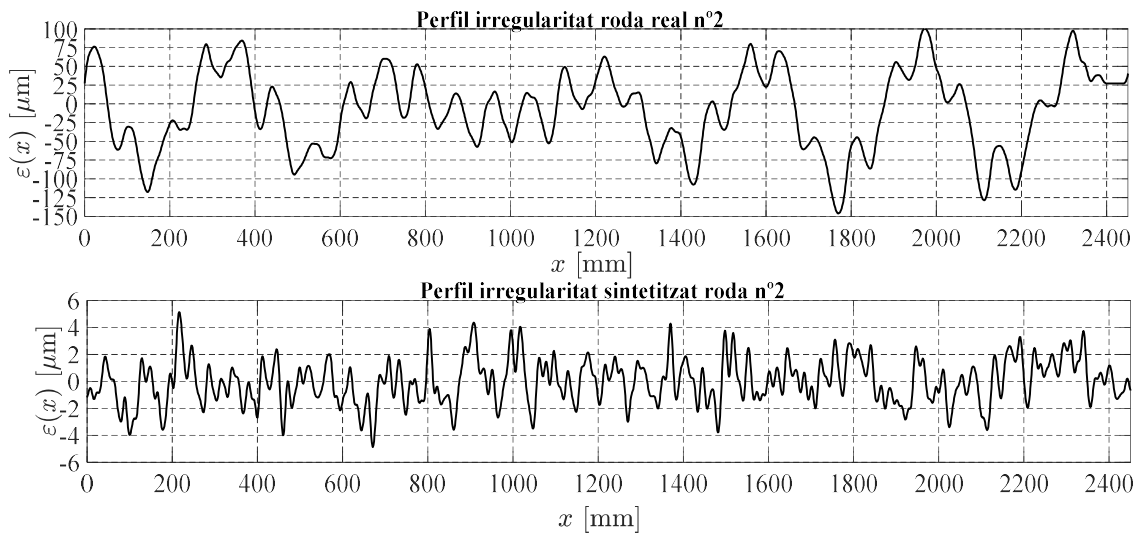


Figura 3.19: Perfil irregularitat real filtrat roda 2 versus el perfil sintetitzat de la roda corresponent a la segona simulació, segons Dings i Dittrich. [58]

El tercer gràfic correspon a la irregularitat de la roda real número 3, mesurada experimentalment, que conté un pla bastant sever a la seva banda de rodolament, en vers al del perfil sintetitzat número 3:

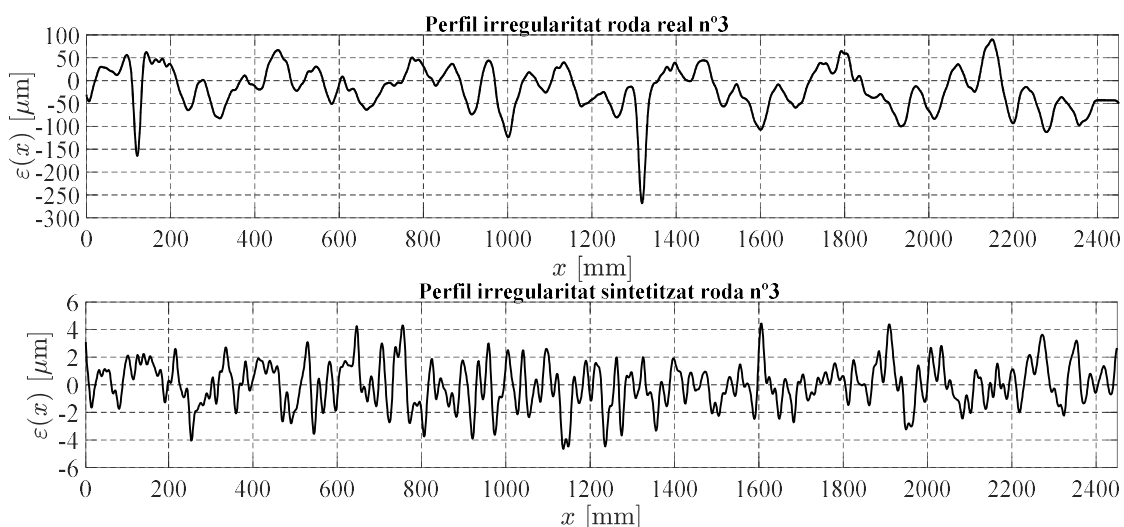


Figura 3.20: Perfil irregularitat real filtrat roda 3 versus el perfil sintetitzat de la roda corresponent a la tercera simulació, segons Dings i Dittrich. [58]

Finalment, l'últim gràfic correspon al de la roda real número 4 mesurada experimentalment, que havia acabat de ser tornejada però realitzant un tornejat bastant desbast, en vers al del perfil sintetitzat número 4:

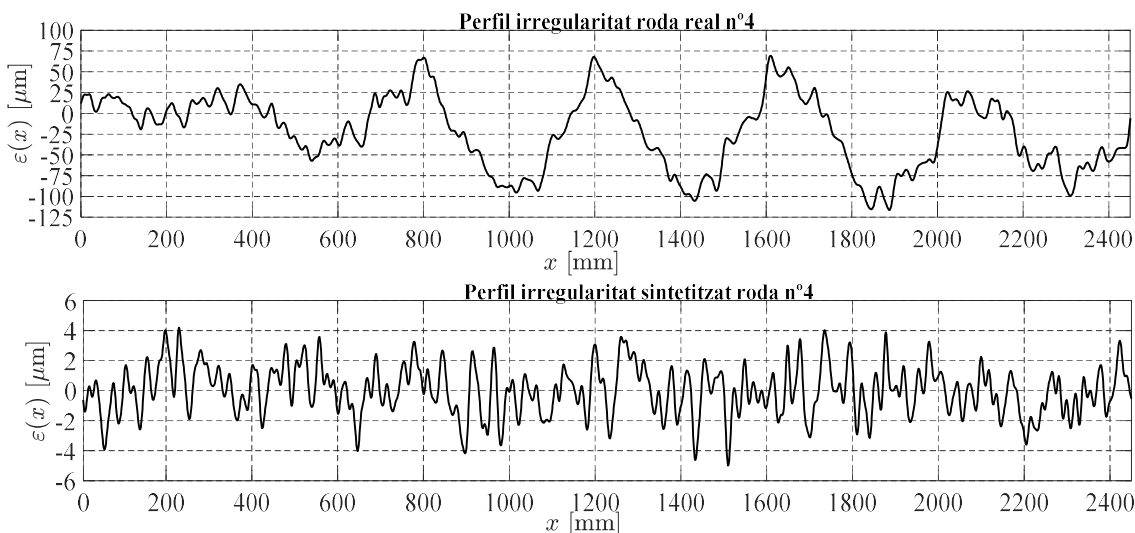


Figura 3.21: Perfil irregularitat real filtrat roda 4 versus el perfil sintetitzat de la roda corresponent a la quarta simulació, segons Dings i Dittrich. [58]

Els principals trets diferencials que s'observen en la comparació dels dos tipus de perfils són:

1. Primerament es pot observar que en les rodes mesurades experimentalment, l'amplitud de la rugositat és major que l'amplitud dels perfils d'irregularitat de les rodes sintetitzades. Les rodes reals mesurades tenen irregularitats més profundes que les rodes sintetitzades. El fet explicatiu podria ser que les quatre rodes seleccionades per



ser mesurades experimentalment estiguessin en més mal estat de conservació que el de les rodes sintetitzades.

2. Els perfils d'irregularitat sintetitzats tenen més components de longitud d'ona més petita que els perfils mesurats experimentalment.

Capítol 4

Obtenció de la receptància i de la resposta impulsional dels diferents tipus de vies i del sistema suspensió primària del cotxe i la roda

En aquest capítol inicialment es descriuran els elements principals que formen part del sistema via.

En segon lloc es realitzarà una descripció dels diferents tipus de vies més usuals que es poden trobar en traçats ferroviaris metropolitans. Un cop descrit cada tipus de via es procedirà a obtenir-ne la receptància vertical i la resposta impulsional.

Posteriorment es realitzarà una descripció del sistema suspensió primària del cotxe i roda i una posterior modelització d'aquest per també poder trobar-ne la receptància i la resposta impulsional.

Finalment també s'analitzarà l'efecte de la velocitat de desplaçament longitudinal de la càrrega vertical en l'obtenció de la resposta impulsional del sistema via.

4.1 Descripció de la via

Les principals funcions que ha de realitzar una via ferroviària és guiar el tren i suportar adequadament les càrregues estàtiques i dinàmiques que provoca la circulació del tren.

Tal i com s'ha exposat al capítol dos, la via està formada per: els carrils, les travesses o biblocs segons tipus de via, les subjeccions i el balast o llosa segons tipus de via. També en formen part el subbalast, que és aquella capa de sorra i/o grava per sota del balast, i els propis aparells de la via.

Es poden classificar els diferents tipus de vies segons: la seva capacitat de càrrega, la rigidesa vertical i transversal, i la capacitat d'atenuació de les vibracions generades en el contacte-roda-carril durant el rodolament.

Si es classifiquen segons la seva capacitat d'atenuació de les vibracions, generades al pas d'un tren, la via de travesses i balast, les vies tipus bibloc, stedef o de llosa massiva flotant tenen una alta capacitat d'atenuació. Hi ha diversos investigadors que han analitzat en deteniment la capacitat d'atenuació de les vibracions d'aquest tipus de vies [36, 43, 44].

4.2 Principals components d'una via convencional de travesses i balast

Tot seguit es descriuran els principals components que formen part del tipus de via de travesses i balast. Es treballa específicament amb aquest tipus de via perquè és un tipus de via molt usual a la xarxa que conforma el metro de Barcelona i perquè és en aquest tipus de via a on s'han dut a terme totes les mesures experimentals de vibració vertical del carril al pas de diferents trens. En la següent imatge es pot observar una via convencional de travesses i balast:



Figura 4.1: Via convencional de travesses i balast. [82]

4.2.1 El carril

La funció principal del carril és la de realitzar el guiatge de les rodes dels cotxes del tren. Per altra banda, el carril també és l'element responsable d'absorbir i resistir els esforços provinents dels elements rodants i transmetre'ls als altres elements estructurals de la via.



El carril també ha de conduir el corrent elèctric per la senyalització ferroviària i realitzar el retorn dels corrents provinents de la tracció elèctrica ferroviària.

Els tipus de carrils que s'utilitzen de manera més freqüent són els carrils derivats del carril Vignole [64]. Aquest conté tres parts: El cap, l'ànima i el patí. La següent imatge mostra una secció d'un carril indicant-ne cadascuna de les parts:

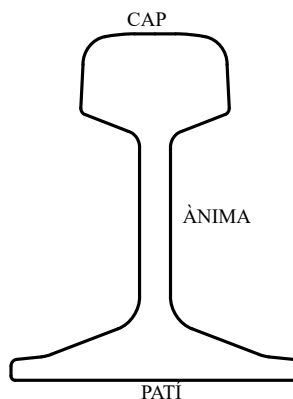


Figura 4.2: Secció transversal carril ferroviari amb cadascuna de les seves parts indicades.

Actualment els perfils més comuns que s'acostumen a utilitzar són el tipus estandarditzats per la UIC (Union International des Chemins de Fer). El perfil UIC 54 i el perfil UIC 60. El valor numèric de la designació indica la massa en kilograms per cada metre de longitud del carril.

4.2.2 Les travesses

Les travesses són els elements disposats transversalment respecte la direcció longitudinal del traçat de via. Es col·loquen al llarg de la via a una distància entre elles que se situa normalment entre 0,6 m a 0,75 m. El carril descansa i es subjecta sobre aquestes. Les travesses també són les encarregades de mantenir la separació entre carrils i la inclinació corresponent segons l'angle de peralt donat. També se n'encarreguen de rebre les càrregues provinents del carril i distribuir-les sobre el balast o llosa segons el tipus de via. Cal dir també que s'encarreguen de mantenir l'aïllament elèctric entre els carrils si la via disposa de circuit de senyalització ferroviària.

Per últim, cal dir també que les travesses es poden classificar segons el tipus de material utilitzat per fabricar-les [65].

4.2.3 Les fixacions

Les fixacions són els elements d'unió entre els carrils i les travesses. Tot seguit se'n descriuen les principals funcions:

- Evitar la bolcada del carril
- Mantenir unit el conjunt carril-travessa
- Contribuir a l'atenuació de les vibracions generades en el contacte roda-carril
- Evitar el lliscament del carril a sobre de la travessa.

Hi ha diferents tipus de fixacions aptes per a diferents tipus de via i que es poden classificar segons diferents criteris: la seva estructura, el tipus de via on es faran servir, la rigidesa desitjada, la capacitat d'atenuació de les vibracions que es transmeten a l'entorn.

Atenent a la seva estructura, es poden distingir:

- Subjeccions directes: les subjeccions del carril a la travessa es fa mitjançant un únic element. És a dir, l'element d'ancoratge a la travessa proporciona l'esforç de fixació entre carril i travessa. Típicament correspon a la unió del carril contra la travessa mitjançant un cargol.
- Subjeccions indirectes: el carril es recolza sobre una placa d'assentament en la que l'element que proporciona l'esforç de fixació és fixe, i aquest element és diferent de l'element d'ancoratge de la placa a la travessa.
- Subjeccions mixtes: en aquest tipus de subjeccions hi ha una placa d'assentament intercalada entre el carril i la travessa, però l'element d'ancoratge de la placa de recolzament és el mateix que el que proporciona la fixació del carril.

Per altra banda, si es realitza la classificació de les fixacions segons el seu comportament dinàmic [66], les subjeccions es divideixen en:

- Fixacions rígides: Si l'element de fixació a sobre del patí del carril és rígid.
- Fixacions elàstiques: Si l'element de fixació a sobre del patí del carril és elàstic.

4.2.4 El balast

El balast es troba entre les travesses i la base o llit de la via. Habitualment està format per una capa de pedra d'una granulometria que oscil·la entre 25 i 60 mm. Tot seguit es citen les principals funcions del balast:

- Esmorteir les vibracions generades al pas d'un tren mitjançant la dissipació energètica pel freg entre les pedres que el constitueixen.
- Distribució uniforme de les càrregues provinents de les travesses i proporciona estabilitat transversal i longitudinal a la via. El fet que les travesses estiguin embegudes dins el balast evita que es moguin i s'alteri la geometria de la via.



- Drenatge i filtració de les aigües pluvials.

4.3 Modelització del sistema via

Cal esmentar que el model de via escollit per modelitzar-la és el model de paràmetres uniformement distribuïts. El principal motiu és perquè aquest model no presenta diferències significatives, per baixes velocitats del tren, respecte al model de paràmetres discrets. És a dir, que aquest model proporciona resultats prou acurats fins a velocitats d'uns 100 km/h. [37, 38]. Que principalment és el cas dels ferrocarrils d'àmbit metropolità que s'estudia en aquesta tesi doctoral.

En el model de paràmetres uniformement distribuïts la massa de les travesses, la rigidesa i l'esmoreïment dels elements de sota del carril i de la travesses es distribueixen de manera uniforme. També cal dir que es negligeix la rigidesa a flexió de les travesses perquè tenen un efecte poc significatiu en la força de contacte roda-carril.

També cal esmentar que el carril es modelitza com una biga infinita. En el cas dels ferrocarrils d'àmbit metropolità, en que la velocitat de servei no supera els 80 km/h, permet utilitzar el model de biga infinita d'Euler-Bernoulli.

Per últim també cal dir que el model escollit és un model de mitja via ja que és un model prou representatiu, en que se n'ha justificat la seva utilitat al capítol de l'estat de l'art.

La figura següent mostra el model de paràmetres uniformement distribuïts d'una via convencional de travesses i balast:

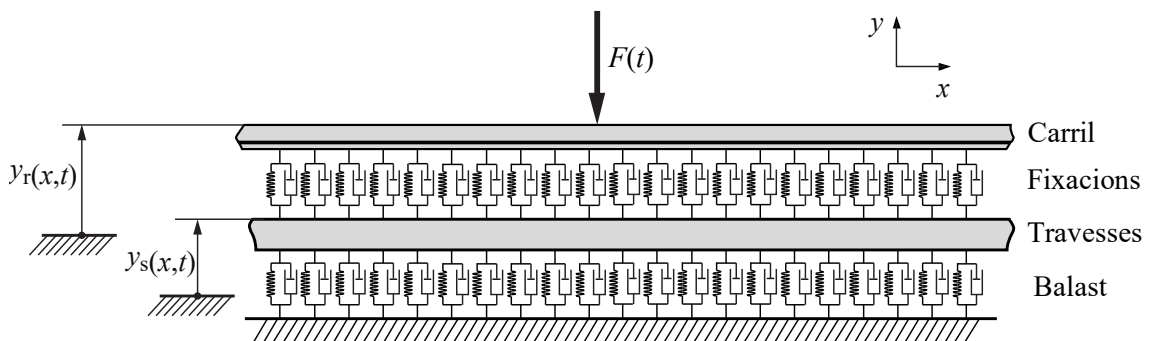


Figura 4.3: Model de via de travesses uniformement distribuïdes i balast.

Es mostren a continuació les equacions de moviment del sistema via en la direcció vertical quan aquesta és sotmesa a una càrrega vertical mòbil. Aquests equacions ja s'han mostrat prèviament al capítol de l'estat de l'art, però se'n farà un breu esment a continuació.

L'equació del model de biga infinita d'Euler-Bernoulli del carril és:

$$EI \frac{\partial^4 y_r(x,t)}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 y_r(x,t)}{\partial t^2} - p(x,t) = -F(t) \delta(x - vt) \quad (4.1)$$

L'equació que representa la distribució de força p entre el carril i les travesses:

$$p(x,t) = \alpha[y_s(x,t) - y_r(x,t)] + \mu[\dot{y}_s(x,t) - \dot{y}_r(x,t)] \quad (4.2)$$

Per últim, l'equació de moviment vertical de les travesses uniformement distribuïdes és:

$$m\ddot{y}_s(x,t) + (\mu + \eta)\dot{y}_s(x,t) + (\alpha + \beta)y_s(x,t) = \mu\dot{y}_r(x,t) + \alpha y_r(x,t) \quad (4.3)$$

4.4 Càlcul de la receptància i de la resposta impulsional dels diferents tipus de vies

La receptància es defineix com la funció de transferència entre una consigna de força harmònica vertical $F(\omega)$, aplicada a una certa posició del carril, respecte de la resposta de sortida que és el desplaçament vertical del carril $Y_r(\omega, x)$. La resposta de la sortida pot ser en la mateixa posició de la força harmònica o en una posició diferent, separada una distància x d'aquesta; llavors s'obté la receptància creuada. Tot seguit se'n mostra l'expressió:

$$R_r(\omega, x) = \frac{Y_r(\omega, x)}{F(\omega)} \quad (4.4)$$

Amb:

$$F(\omega) = F e^{j\omega t}$$

$$Y_r(\omega, x) = y_r e^{j(\omega t + \varphi)}$$

De l'equació 4.4 y_r és l'amplitud del desplaçament vertical del carril, F és l'amplitud de la força harmònica vertical, $\omega = 2\pi f$ és la freqüència angular i φ és la fase de la receptància.

A continuació es mostren els diferents tipus de via que se solen trobar a la xarxa de FMB. Se n'obté la seva receptància i de la seva resposta impulsional per a cadascun dels tipus de vies.

4.4.1 Receptància i resposta impulsional d'una via de travesses i balast

En aquest apartat es calcula la receptància de la via de travesses i balast. Per a la realització del càlcul de la receptància de la via de travesses i balast s'utilitza la documentació segons [44, 67].

A continuació es mostren unes imatges de la via de travesses i balast; en una d'elles les travesses són de fusta i en l'altra són de formigó:



Figura 4.4: Imatge via travesses de fusta (esquerra) i travesses de formigó (dreta).

La receptància, definida a l'equació 4.4, s'obté resolent el sistema format per les equacions diferencials del carril i les travesses (de l'equació 4.1 a l'equació 4.3). En concret es resol el sistema per al cas particular en que l'excitació és harmònica, $F(\omega)$.

La solució és la combinació de funcions exponencials complexes on els exponents són les quatre arrels de l'equació característica per a aquest cas concret: k , $-k$, jk i $-jk$. De les quatre arrels de l'equació només dues proporcionen possibles solucions tenint en compte que la part real de les arrels ha de ser negativa per complir la condició de contorn associada al fet que el moviment vertical del carril s'extingeix amb la distància x . Per això l'expressió de la receptància depèn del signe de la part real, k_r , i la part imaginària, k_i , de les arrels.

Tot seguit es mostra l'expressió de la receptància en cadascun dels casos, segons signe de k_r i k_i :

1. Cas $k_r > 0$ i $k_i > 0$

$$R_r(\omega, x)_- = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot x} - j \cdot e^{-jk \cdot x}] \quad (4.5)$$

$$R_r(\omega, x)_+ = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot x} - j \cdot e^{+jk \cdot x}] \quad (4.6)$$

2. Cas $k_r > 0$ i $k_i < 0$

$$R_r(\omega, x)_- = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot x} + j \cdot e^{jk \cdot x}] \quad (4.7)$$

$$R_r(\omega, x)_+ = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot x} + j \cdot e^{-jk \cdot x}] \quad (4.8)$$

3. Cas $k_r < 0$ i $k_i > 0$

$$R_r(\omega, x)_- = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot x} + j \cdot e^{-jk \cdot x}] \quad (4.9)$$

$$R_r(\omega, x)_+ = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot x} + j \cdot e^{+jk \cdot x}] \quad (4.10)$$

4. Cas $k_r < 0$ i $k_i < 0$

$$R_r(\omega, x)_- = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot x} - j \cdot e^{+j \cdot k \cdot x}] \quad (4.11)$$

$$R_r(\omega, x)_+ = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot x} - j \cdot e^{-j \cdot k \cdot x}] \quad (4.12)$$

On:

$$k = \left[\frac{\rho S \omega^2 - Q}{EI} \right]^{1/4} \quad \text{i} \quad Q = \frac{(\alpha + j\omega\mu)(\beta + j\omega\eta - m\omega^2)}{(\alpha + \beta) + j\omega(\mu + \eta) - m\omega^2} \quad (4.13)$$

Tot seguit a la taula següent es mostren els paràmetres utilitzats per a modelitzar una via de travesses i balast. Els paràmetres del carril es troben fàcilment a la bibliografia en ser un perfil normalitzat i el material acer. Els paràmetres de les travesses i de les fixacions han estat proporcionats per l'empresa del FMB; alguns són paràmetres estimats i altres mesurats experimentalment.

Finalment els paràmetres del balast han estat obtinguts de la bibliografia. Són paràmetres que presenten una gran dispersió i per tant s'han escollit valors significatius de cada paràmetre usualment emprats pels principals autors.

Cal recordar que molts dels paràmetres es donen per unitat de longitud de la via.

Carril UIC 54	
Massa del carril per unitat de longitud	54 kg/m
Densitat de l'acer ρ	7.850 kg/m ³
Mòdul de Young de l'acer E	210 GPa
Coefficient de Poisson de l'acer ν	0,3
Àrea secció transversal del carril S	6,93 · 10 ⁻³ m ²
Moment d'inèrcia d'àrea del carril I	2,35 · 10 ⁻⁵ m ⁴
Via convencional de travesses i balast amb travesses de formigó tipus monobloc	
Pas entre travesses L	0,6 m
Massa per unitat de longitud de via de les mitges travesses m	270 kg/m
Rigidesa de les fixacions del carril per unitat de longitud α	192 (MN/m)/m
Esmorteïment viscos de les fixacions del carril per unitat de longitud μ	18,833 (kNs/m)/m
Rigidesa del balast sota mitja travessa per unitat de longitud β	22,833 (MN/m)/m
Esmorteïment viscos del balast sota mitja travessa η	17,333 (kNs/m)/m

Taula 4.1: Taula de paràmetres utilitzats en el càlcul de la receptància de la via de travesses i balast.



La figura següent conté el mòdul i la fase de la receptància de la via en funció de la freqüència. El càlcul es realitza tenint en compte que el punt d'aplicació de la força i el punt a on es mesura el desplaçament és el mateix, és a dir, $x=0$:

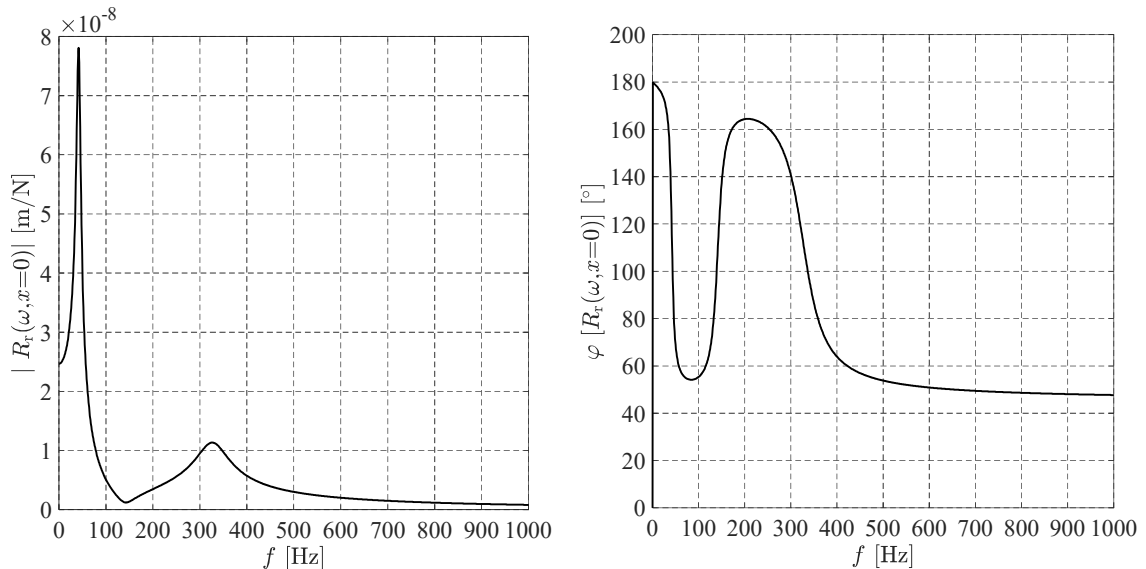


Figura 4.5: Mòdul i fase de la receptància vertical d'una via de travesses i balast.

A la gràfica anterior del mòdul de la receptància de la via es pot observar que hi ha dos pics, que corresponen a dues freqüències pròpies de vibració de la via. El primer pic correspon al primer mode propi de la via en el que el carril i les travesses tendeixen a vibrar en fase; la rigidesa de les fixacions no intervé pràcticament en aquest cas; aquest primer mode es dona a una freqüència d'uns 42 Hz. El segon pic correspon al segon mode propi de la via en el que el carril i travesses tendeixen a vibrar en contrafase; en aquest cas la rigidesa de les fixacions sí que intervé, i aquest segon mode és dona a una freqüència de 325 Hz.

Un cop s'ha obtingut la receptància de la via, es calcula la seva resposta impulsional. La resposta impulsional es calcula a partir de la inversa de la transformada de Fourier de la receptància. Cal recordar que la resposta impulsional representa la resposta de la via a una força tipus impuls ideal representat mitjançant una funció impuls de Dirac.

La següent gràfica mostra la resposta impulsional de la via de travesses i balast segons paràmetres de la taula 4.1:

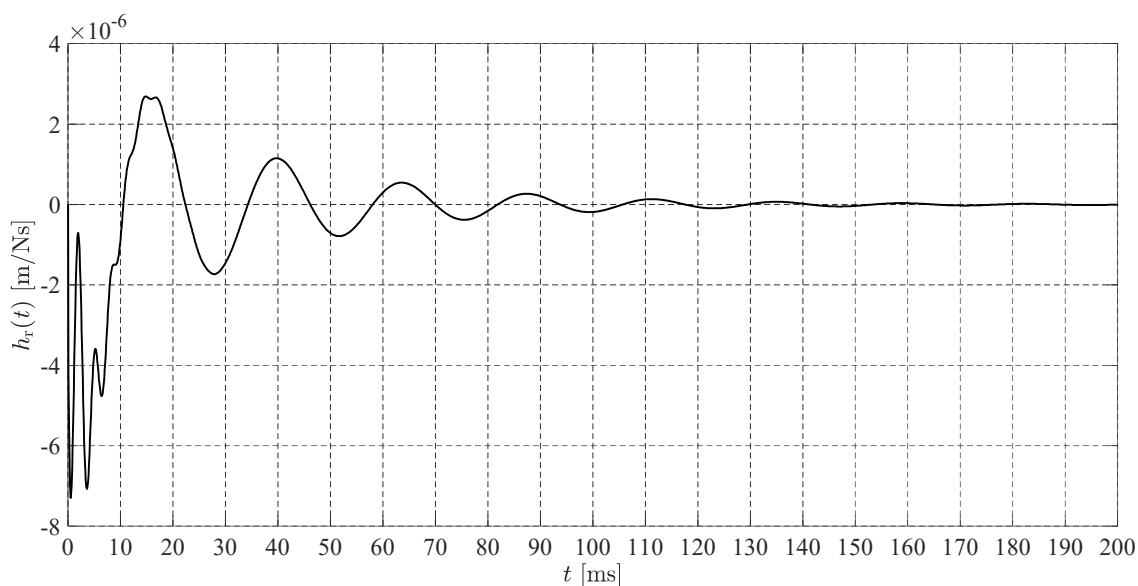


Figura 4.6: Resposta impulsional vertical d'una via de travesses i balast.

Al gràfic anterior es poden observar dues freqüències, una de menor que correspon al mode propi de moviment en fase de les travesses i el balast. L'altra de valor major correspon al mode propi del conjunt travesses i balast movent-se en contrafase. També es pot observar l'atenuació de la resposta impulsional degut a l'esmoreïment dels elements de la via. Per últim, també es pot observar que el mode propi de freqüència més alta s'atenua més ràpid que el de freqüència menor, ja que més freqüència implica més velocitat de vibració i per tant una dissipació d'energia més ràpida.

4.4.2 Receptància i resposta impulsional d'una via tipus DFF

La via tipus DFF (Direct Fixation Fastening), és àmpliament utilitzada en ferrocarrils metropolitans, especialment suburbans degut al seu fàcil manteniment, encara que no és el tipus de via que més aïlla de les vibracions generades pel rodolament. En aquesta via els carrils es fixen directament a la base de formigó de la via per mitjà de fixacions elàstiques, sense travesses. El carril és fixa contra una placa a través d'uns clips elàstics que actuen com una molla; així es controla la força d'unió entre la placa i el carril.

La següent imatge il·lustra aquest tipus de fixació:



Figura 4.7: Detall sistema de fixació tipus DFF (esquerra) i muntat en via (dreta). [83]

Tot el conjunt de placa es fixa directament a la base o llit de la via a través de dos cargols que porten una molla coaxial amb l'eix de cargol per controlar-ne la precàrrega.

De manera anàloga al càlcul desenvolupat en l'apartat de la via de travesses i balast, es procedeix de manera similar a l'obtenció de la funció de transferència receptància de la via tipus DFF. Per a l'obtenció de la receptància, prèviament s'utilitza el model de paràmetres uniformement distribuïts, però tenint en compte que ara no hi hauran les travesses.

Tot seguit es mostra el model de paràmetres uniformement distribuïts per una via de tipus DFF:

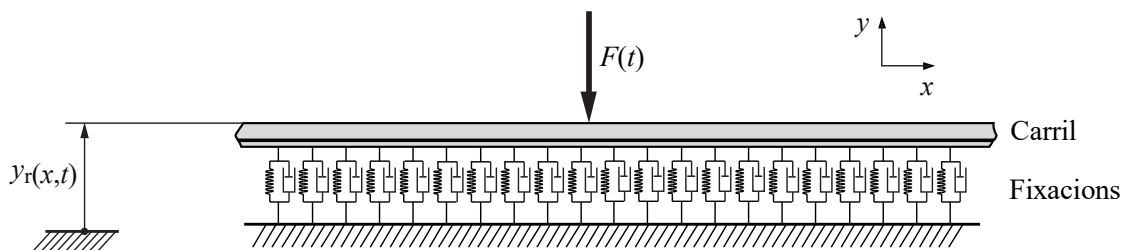


Figura 4.8: Model de via tipus DFF paràmetres uniformement distribuïts.

Tot seguit es mostra l'equació de moviment de la via en la direcció vertical, quan aquesta és sotmesa a una càrrega vertical mòbil. L'equació és la mateixa que la via de travesses i balast. Els paràmetres que hi intervenen ja han estat prèviament definits al capítol de l'estat de l'art.

L'equació del model de biga infinita d'Euler-Bernoulli del carril és:

$$EI \frac{\partial^4 y_r(x, t)}{\partial x^4} + \rho S \frac{\partial^2 y_r(x, t)}{\partial t^2} - p(x, t) = -F(t) \delta(x - vt) \quad (4.14)$$

A continuació es mostra l'equació que representa la distribució de força p entre el carril i el terra. Aquesta depèn de la rigidesa α i de l'esmoreïment μ dels elements de fixació del carril. Ambdós paràmetres estan definits per unitat de longitud:

$$p(x,t) = \alpha[-y_r(x,t)] + \mu[-\dot{y}_r(x,t)] \quad (4.15)$$

De manera anàloga a la via de travesses i balast, un cop obtinguda la receptància es passa a calcular la seva resposta impulsional a través del càlcul de la inversa de la transformada de Fourier de la receptància.

Tot seguit a la taula següent es mostren els paràmetres utilitzats per modelitzar la via DFF. Els paràmetres s'han obtingut de les mateixes fonts emprades en el cas de la via amb travesses i balast.

Carril UIC 54	
Massa del carril per unitat de longitud	54 kg/m
Densitat de l'acer ρ	7.850 kg/m ³
Mòdul de Young de l'acer E	210 GPa
Coefficient de Poisson de l'acer ν	0,3
Àrea secció transversal del carril S	6,93 · 10 ⁻³ m ²
Moment d'inèrcia d'àrea del carril I	2,35 · 10 ⁻⁵ m ⁴
Via tipus DFF	
Rigidesa de les fixacions tipus DFF del carril per unitat de longitud α	32,5 (MN/m)/m
Esmorteïment viscos de les fixacions tipus DFF per unitat de longitud μ	16,657 (kNs/m)/m

Taula 4.2: Taula de paràmetres utilitzats en el càlcul de la receptància de la via tipus DFF.

La gràfica següent conté el mòdul i la fase de la receptància de la via en funció de la freqüència. El càlcul es realitza tenint en compte que el punt d'aplicació de la força i el punt a on es mesura el desplaçament coincideixen, $x=0$:

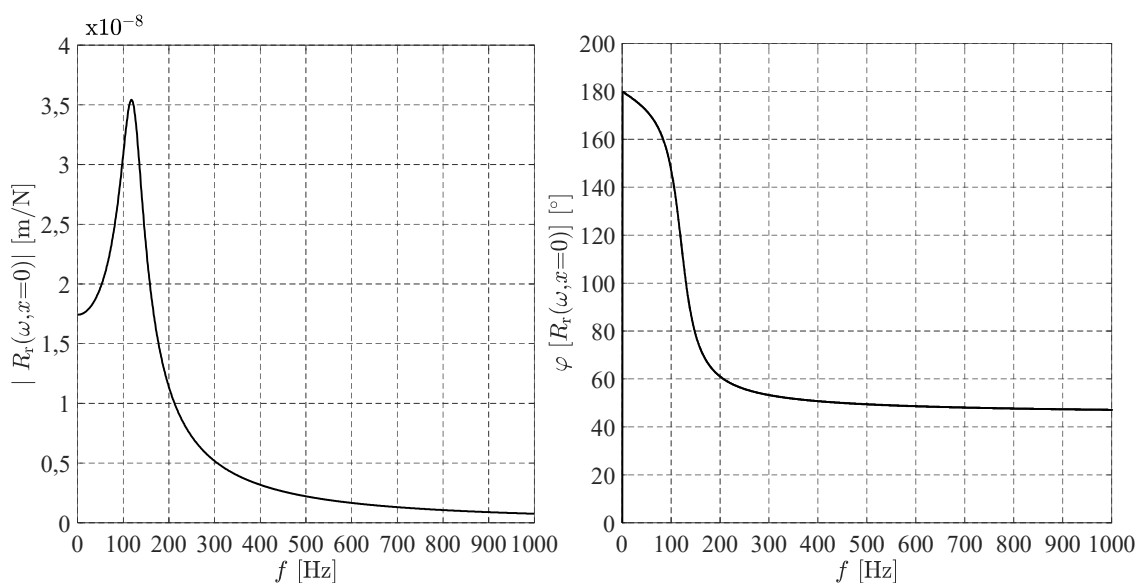


Figura 4.9: Mòdul i fase de la receptància vertical d'una via tipus DFF.



A la figura anterior es pot observar que en el mòdul de la receptància del conjunt de via tipus DFF hi ha un únic pic, a diferència dels dos pics del mòdul de la receptància del sistema de via de travesses i balast. El pic correspon al mode propi de vibració del conjunt carril més elements elàstics sota del carril. Aquest pic es dona a una freqüència d'uns 118 Hz.

Un cop s'ha obtingut la receptància del conjunt de via tipus DFF, es procedeix a calcular-ne la seva resposta impulsional. Tot seguit es mostra la resposta impulsional de la via tipus DFF:

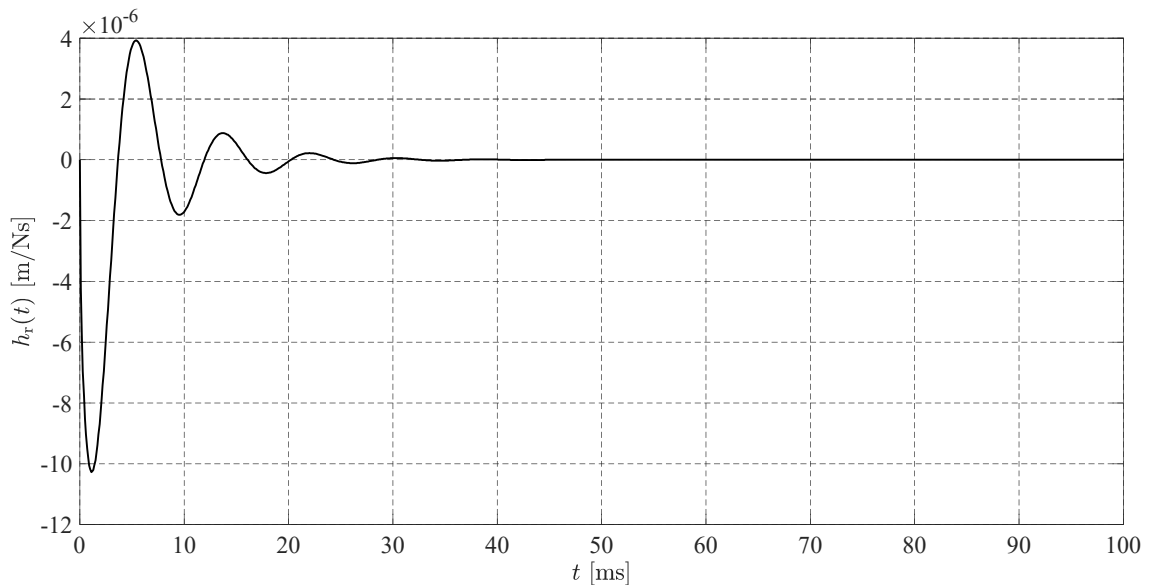


Figura 4.10: Resposta impulsional de la via tipus DFF.

A la figura 4.10 s'observa una única oscil·lació esmorteïda que correspon a la única freqüència pròpia que hi ha.

4.4.3 Receptància i resposta impulsional d'una via tipus bibloc i d'una via tipus Stedef

Una via Stedef i una via bibloc són un tipus de via sense balast en la que els carrils es fixen a blocs de formigó per mitjà de fixacions elàstiques. Segons Maynar [68], els sistemes tipus Stedef clàssic i sistema bibloc utilitzen travesses bibloc amb fixacions elàstiques pel carril (clip o làmina elàstica i placa elàstica de seient). La fixació, a part de mantenir el carril fixat a la travessa, també realitza un efecte de filtrat de les vibracions d'alta freqüència que es transmeten pel propi carril. L'absorció de les baixes freqüències es realitza per sota de les travesses, és a dir, per la part inferior d'aquestes s'hi troba un llit elàstic d'elastòmer. El llit elàstic està concebut per formar una envoltant elàstica en cada un dels blocs. La cobertura elàstica del bloc arriba fins a mitja altura. Això és el que

s'anomena la cassoleta elàstica. Controlant la massa dels blocs i la rigidesa d'aquests elements de goma s'aconsegueix establir les freqüències pròpies de la via i per tant la freqüència de tall per sobre de la qual s'atenuen les vibracions que es transmeten a l'entorn.

La diferència principal entre ambdós tipus de vies és que la via tipus Stedef s'uneixen els dos blocs de formigó, enfrontats a cada costat del carril respectivament, per mitjà d'una riosta.

Aquest tipus de vies presenten les següents característiques:

- La supressió del balast
- Quasi no es necessita manteniment de via.
- És un tipus de via amb una certa capacitat d'esmoreir vibracions, però més reduïda que la via convencional de travesses i balast.

Cal dir que tant per obtenir la receptància i la resposta impulsional de la via tipus Bibloc com de la via tipus Stedef, ambdós tipus de vies comparteixen el mateix model de via.

Tot seguit es mostra una imatge del metro de la línia 1 de TMB de Barcelona on es pot observar el tipus de via Bibloc:



Figura 4.11: Imatge d'una via tipus Bibloc de la Línia 1 de TMB. [45]

Per altra banda es mostra la via tipus Stedef en la següent imatge:



Figura 4.12: Detall sistema de fixació tipus STEDEF (imatge Esquerra). [83]. Fotografia detall via STEDEF (imatge dreta).



Tot següent a la taula següent es mostren els paràmetres utilitzats per a modelitzar una via tipus bibloc i una via tipus Stedef. Els paràmetres s'han obtingut de les mateixes fonts emprades en el cas de la via amb travesses i balast.

Carril UIC 54	
Massa del carril per unitat de longitud	54 kg/m
Densitat de l'acer ρ	7.850 kg/m ³
Mòdul de Young de l'acer E	210 GPa
Coefficient de Poisson de l'acer ν	0,3
Àrea secció transversal del carril S	6,93 · 10 ⁻³ m ²
Moment d'inèrcia d'àrea del carril I	2,35 · 10 ⁻⁵ m ⁴
Via tipus Bibloc i tipus Stedef	
Pas entre travesses L	0,6 m
Massa d'un bloc per unitat de longitud m	158 kg/m
Rigidesa per unitat de longitud de via de les fixacions del carril per unitat de longitud α	192 (MN/m)/m
Esmorteïment viscos de les fixacions del carril per unitat de longitud μ	16,080 (kNs/m)/m
Rigidesa dels elements elàstics sota els blocs per unitat de longitud β	29,333 (MN/m)/m
Esmorteïment viscos de via dels elements elàstics sota els blocs per unitat de longitud η	16,362 (kNs/m)/m

Taula 4.3: Taula de paràmetres utilitzats en el càlcul de la receptància de la via tipus Bibloc.

La gràfica següent conté el mòdul i la fase de la receptància de la via en funció de la freqüència. El càlcul es realitza de manera anàloga als tipus de via anteriors, és a dir, tenint en compte que el punt d'aplicació de la força i el punt a on es mesura el desplaçament és el mateix, $x=0$:

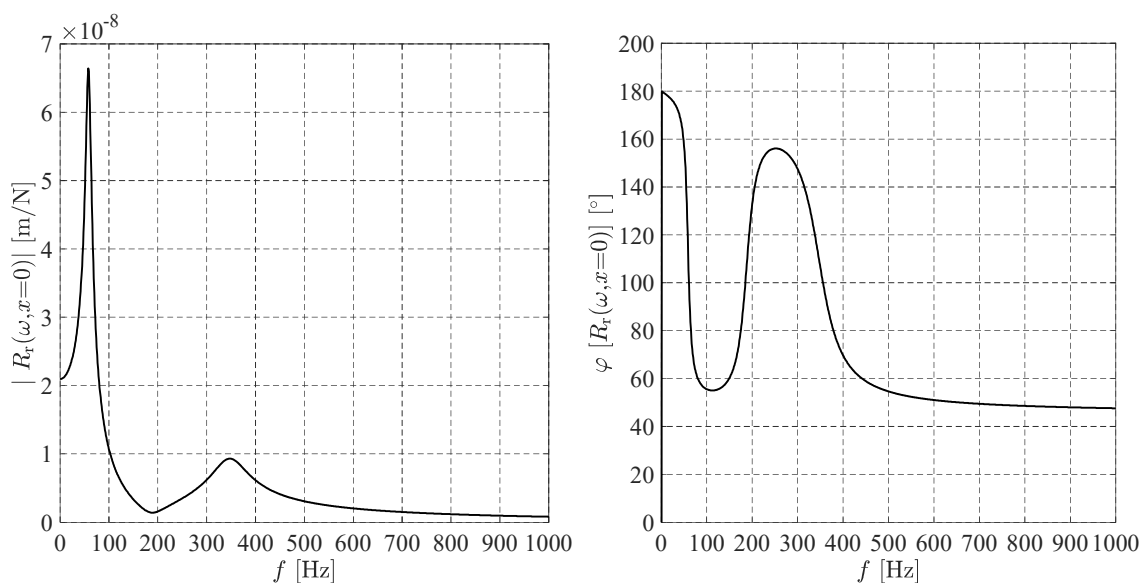


Figura 4.13: Mòdul i fase de la receptància vertical d'una via tipus Bibloc.

A la gràfica anterior es pot observar que hi ha dos pics, que corresponen a les freqüències pròpies de vibració de la via. El primer pic correspon al mode propi de vibració de la via corresponent al moviment en fase del carril i els blocs. Aquest primer mode es dona a una freqüència d'uns 58 Hz. El segon mode correspon al mode propi de vibració del carril i els blocs movent-se en contrafase. Aquest segon mode és dona a una freqüència de 347 Hz. En aquest cas la rigidesa de les fixacions sí que intervé, per aquest motiu la freqüència pròpia associada al segon mode propi és més alta.

Un cop s'ha obtingut la receptància de la via, es calcula la seva resposta impulsional. La següent gràfica mostra la resposta impulsional de la via bibloc i de la via tipus Stedef taula 4.3:

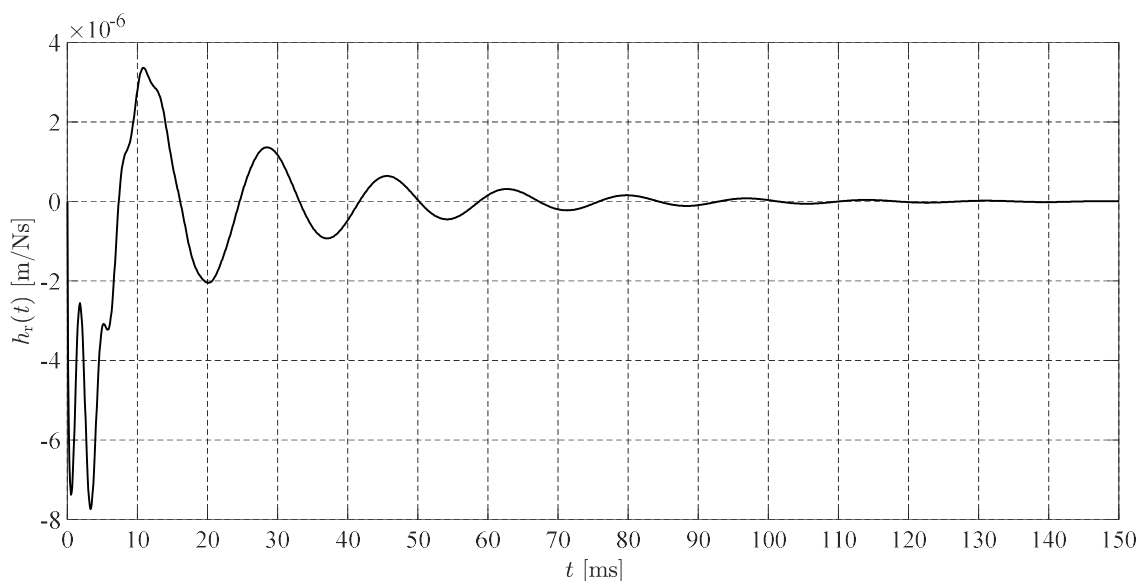
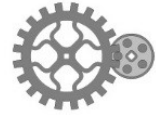


Figura 4.14: Resposta impulsional de la via tipus Bibloc.



4.4.4 Receptància i resposta impulsional de la via tipus llosa massiva flotant

De manera anàloga al que s'ha fet pels tipus de via anteriors, s'obté la receptància i la resposta impulsional d'una via tipus llosa massiva flotant.

Aquest tipus de via està format per una llosa de formigó sustentada de manera elàstica. Aquestes lloses són de formigó armat, el seu pes pot arribar a ser de l'ordre d'uns 45 kN. Cada llosa conté unes cavitats on s'hi munten uns blocs similars als emprats en la via Stedef, sobre els quals es fixa el carril per mitjà de fixacions elàstiques. Al centre de la llosa s'hi munta un topall anomenat *stopper*. Aquest element és un pivot metàl·lic fixat a la solera de la via, que pot lliscar dins un allotjament de la llosa i així poder evitar possibles moviments longitudinals i transversals d'aquesta, veure figura (Figura 4.15). En definitiva, aquest element fa de guiatge vertical de la llosa, permetent-li un cert desplaçament vertical.

Cal dir que entre la solera o base de la via i la llosa hi ha elements elàstics d'elastòmer que són els responsables, juntament amb la gran massa de la llosa, d'aïllar les vibracions generades en el contacte roda-carril.

A continuació es mostra una secció transversal de via on es mostra el sistema de llosa flotant:

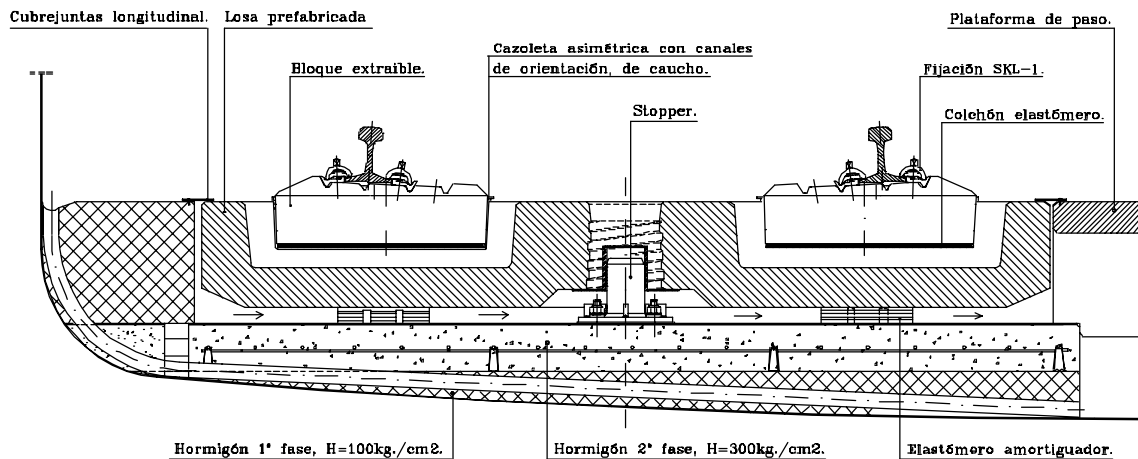


Figura 4.15: Secció de la via tipus llosa massiva flotant. [84]

A continuació es mostren dues imatges del tipus de via tipus llosa massiva flotant; a la primera es pot observar el mòdul de la llosa massiva amb els carrils muntats, i la segona es pot observar un conjunt de lloses ja instal·lades formant el traçat ferroviari.

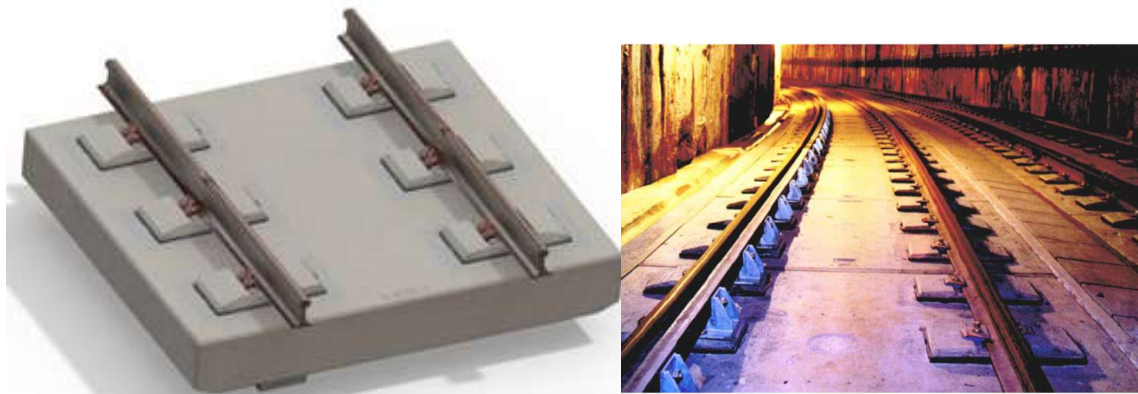


Figura 4.16: Detall llosa flotant aïllada i muntada en la via respectivament. [83]

Aquí la capa contínua formada per les travesses és el que li correspon a la llosa i els blocs encastats a dins de la llosa. Entre la llosa i el terra hi ha elements elàstics que són el que faran la funció similar al balast.

Tot seguit a la taula següent es mostren els paràmetres utilitzats per a modelitzar una via tipus llosa massiva flotant.

Carril UIC 54	
Massa del carril per unitat de longitud	54 kg/m
Densitat de l'acer ρ	7.850 kg/m ³
Mòdul de Young de l'acer E	210 GPa
Coefficient de Poisson de l'acer ν	0,3
Àrea secció transversal del carril S	$6,93 \cdot 10^{-3}$ m ²
Moment d'inèrcia d'àrea del carril I	$2,35 \cdot 10^{-5}$ m ⁴
Via tipus llosa massiva flotant (via en placa)	
Pas entre blocs L	0,6 m
Massa per unitat de longitud d'una semi llosa i blocs m	3000 kg/m
Rigidesa de les fixacions del carril per unitat de longitud α	90 (MN/m)/m
Esmorteïment viscos de les fixacions del carril per unitat de longitud μ	37,596 (kNs/m)/m
Rigidesa dels elements elàstics sota de la semi llosa per unitat de longitud β	130 (MN/m)/m
Esmorteïment viscos dels elements elàstics sota de la semi llosa per unitat de longitud η	62,697 (kNs/m)/m

Taula 4.4: Paràmetres utilitzats en el càlcul de la receptància de la via tipus llosa massiva flotant.



El gràfic que es mostra a continuació conté el mòdul i la fase de la receptància del conjunt via tipus llosa massiva flotant en funció de la freqüència, calculada just a sota del punt d'aplicació de la força:

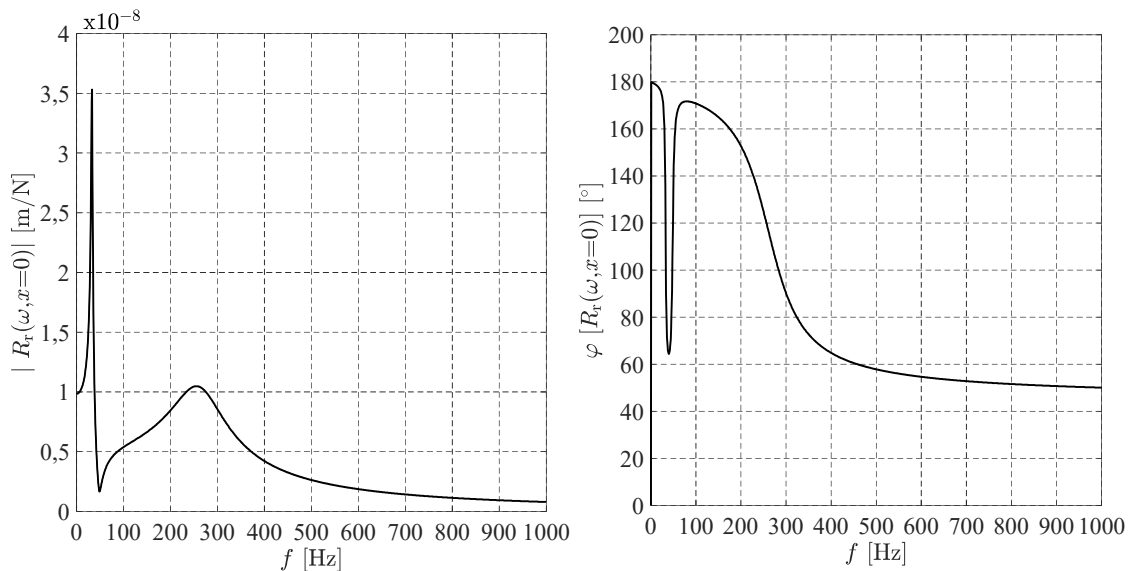


Figura 4.17: Mòdul i fase de la receptància vertical d'una via tipus llosa massiva flotant.

Es pot observar a la imatge anterior que hi ha dos modes propis de vibració vertical de la via. El primer pic correspon al mode propi de vibració del carril i de la llosa movent-se en fase, que es dona a una freqüència d'uns 33 Hz. Aquest primer mode propi es dona a una freqüència bastant baixa perquè la massa mòbil és molt més gran, comparada amb els altres tipus de vies, perquè hi intervé la massa de la llosa flotant. El segon mode propi correspon al mode propi de vibració del carril i de la llosa movent-se en contra fase, que es dona a una freqüència de 254 Hz.

Cal comentar que en aquest tipus de via baixa tant la magnitud com la freqüència dels dos modes propis per causa de la gran inèrcia de les lloses.

Un cop s'ha obtingut la receptància del conjunt de via tipus llosa massiva flotant, se'n calcula la resposta impulsional.

El gràfic següent mostra la resposta impulsional de la via tipus llosa massiva flotant:

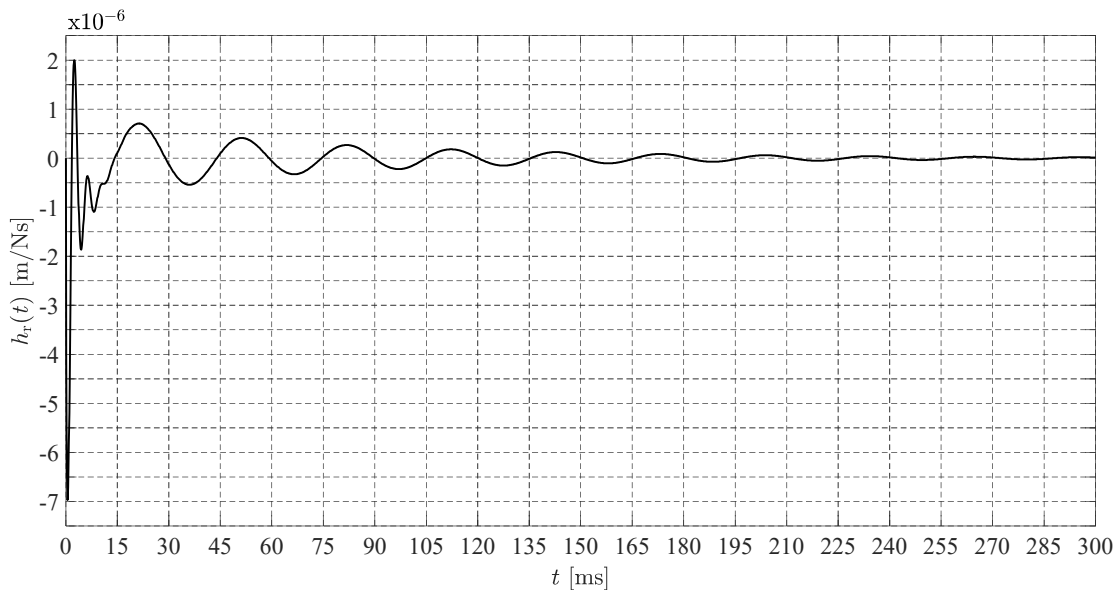


Figura 4.18: Resposta Impulsional de la via tipus llosa massiva flotant.

4.5 Receptància i resposta impulsional del sistema roda més suspensió primària

El sistema roda més suspensió primària del cotxe ja s'ha definit prèviament a l'apartat 2.5 del capítol de l'estat de l'art.

Prèviament a l'obtenció de la receptància del sistema suspensió primària del cotxe-roda es modelitzarà aquests sistema. Tot seguit, a la figura 4.19 s'esquematitza la suspensió primària d'una roda d'un bogie; es mostren dos gràfics, el gràfic esquerre mostra el detall de la suspensió primària d'un cotxe i el gràfic dret mostra l'esquematzació del model massa-molla-amortidor de la suspensió primària del cotxe:

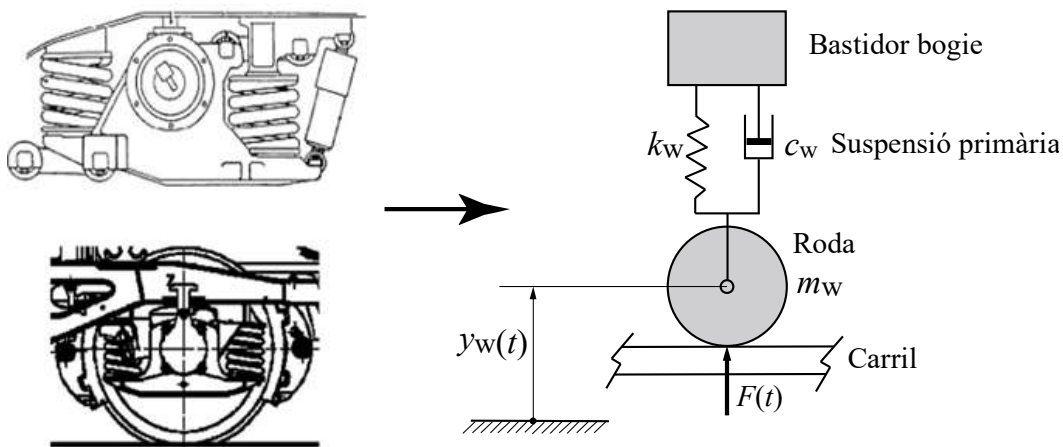


Figura 4.19: Detall del sistema de suspensió primària del cotxe i la seva modelització.



Tot seguit es fa un breu esment de les hipòtesis considerades per a la modelització del sistema roda més suspensió primària:

1. Es considera que el bogie no es mou verticalment, hipòtesi acceptable per a les freqüències que interessin, que són a partir d'uns 20 Hz en endavant.
2. Es considera comportament lineal dels elements de suspensió.
3. S'aplica una linealització al voltant dels valors de força de compressió corresponents a la càrrega que suporta l'eix.
4. Es considera que el moviment de la roda només pot ser vertical (trams de via en línia recta).

Si s'aplica el teorema de la quantitat de moviment en la direcció vertical al sistema roda més suspensió primària s'obté:

$$\sum_{i=1}^n F_{y_i} = m \cdot \ddot{y}_w(t)$$

$$\downarrow$$

$$m_w \cdot \ddot{y}(t) + k_w \cdot y(t) + c_w \cdot \dot{y}_w(t) = F(t) \quad (4.16)$$

A l'equació anterior, m_w és la massa de la roda i la massa del semieix, k_w és la rigidesa de la suspensió primària del cotxe, c_w és l'esmoreïment viscos de la suspensió primària del cotxe i $F(t)$ és la força excitadora.

Si es deixa el coeficient de la segona derivada unitari a l'equació diferencial 4.16 i es realitzen algunes parametritzacions s'obté:

$$\frac{k_w}{m_w} = \omega_0^2 \rightarrow k_w = \omega_0^2 \cdot m_w; \zeta = \frac{c_w}{2\sqrt{m_w \cdot k_w}} \rightarrow c_w = 2 \cdot \zeta \cdot m_w \cdot \omega_0$$

$$\ddot{y}_w(t) + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_0 \cdot \dot{y}_w(t) + \omega_0^2 \cdot y_w(t) = \frac{1}{m_w} \cdot F(t) \quad (4.17)$$

Com que el que es vol trobar és la solució de l'equació del moviment per al cas en que la força aplicada a la roda és de tipus impuls, és a dir la resposta impulsional del sistema, es té el següent:

$$\ddot{y}(t) = \frac{I}{m_w} \cdot \delta(t) \quad (4.18)$$

Segons [69] es consideren tres trams temporals per a l'obtenció de la resposta impulsional:

- Interval de temps $t \in (-\infty, 0^-]$ en que el sistema està en repòs.
- Interval de temps $t \in (0^-, 0^+]$ en que actua l'impuls descrit per la funció delta de Dirac.

- Interval de temps $t \in (0^+, +\infty]$ en que el sistema està vibrant lliurement.

A continuació es calcula la velocitat i posició del sistema en l'instant $t=0^+$ entenent que l'impuls actua en l'interval $(0^-, 0^+]$:

$$\begin{aligned} \dot{y}_w(0^+) &= \int_{0^-}^{0^+} \ddot{y}_w(t) dt + \dot{y}_w(0^-) \rightarrow \dot{y}_w(0^+) = \int_{0^-}^{0^+} \frac{I}{m_w} \cdot \delta(t) dt \rightarrow \dot{y}_w(0^+) = \frac{I}{m_w} \\ y_w(0^+) &= \int_{0^-}^{0^+} \dot{y}_w(0^+) dt + y_w(0^-) \rightarrow y_w(0^+) = \left[\frac{I}{m_w} t \right]_{0^-}^{0^+} + y_w(0^-) \rightarrow y_w(0^+) = 0 \end{aligned} \quad (4.19)$$

Un cop s'ha acabat l'aplicació de l'impuls al sistema, aquest es mourà lliurement entorn de la posició d'equilibri.

La solució analítica, corresponent al moviment d'oscil·lació lliure del sistema, de l'equació diferencial 4.17 amb les condicions inicials específiques, és:

$$\begin{aligned} y_w(t) &= \frac{I}{m_w \cdot \omega_d} \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot \sin(\omega_d \cdot t) \\ \text{amb: } \omega_d &= \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2} \end{aligned} \quad (4.20)$$

De l'equació anterior, m_w és la massa de la roda i del semieix, ω_0 és la freqüència angular o pulsació del sistema no esmorteït i ω_d és la freqüència angular o pulsació del sistema esmorteït. Per veure en detall la resolució de l'equació diferencial i obtenir-ne l'equació de moviment d'oscil·lació lliure del sistema, consultar l'annex A.

Tot seguit, a partir de l'equació diferencial 4.17 es calcula la receptància amb els paràmetres del sistema definits prèviament a l'apartat 2.5 del capítol de l'estat de l'art, que són: la massa de la roda i del semieix (m_w), la rigidesa de la suspensió primària de la roda (k_w) i el coeficient d'esmoreïment de la suspensió primària de la roda (c_w).

A continuació es mostren els valors més usuals d'aquests paràmetres:

$$\begin{aligned} \left. \begin{aligned} k_w &= 2,2 \cdot 10^6 \text{ N/m} \\ m_w &= 600 \text{ kg} \\ c_w &= 160 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{s/m} \end{aligned} \right\} \\ \text{amb:} \\ \omega_0 &= \sqrt{\frac{k_w}{m_w}} \rightarrow \omega_0 = 60,553 \text{ rad/s} \quad ; \quad \zeta = \frac{c_w}{2\sqrt{m_w \cdot k_w}} \rightarrow \zeta = 2,2019 \end{aligned} \quad (4.21)$$

Si ara s'aplica la transformada de Fourier a l'equació 4.17 s'obté la receptància del sistema suspensió primària-roda:

$$\begin{aligned} (j \cdot \omega)^2 \cdot Y_w(\omega) + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_0 \cdot j \cdot \omega \cdot Y_w(\omega) + \omega_0^2 \cdot Y_w(\omega) &= \frac{1}{m_w} \cdot F(\omega) \\ R_w(\omega) = \frac{Y_w(\omega)}{F(\omega)} \rightarrow R_w(\omega) &= \frac{1}{m_w \cdot [-\omega^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_0 \cdot j \cdot \omega + \omega_0^2]} \end{aligned} \quad (4.22)$$



La gràfica que es mostra a continuació conté el mòdul i la fase de la receptància del sistema roda-suspensió primària en funció de la freqüència:

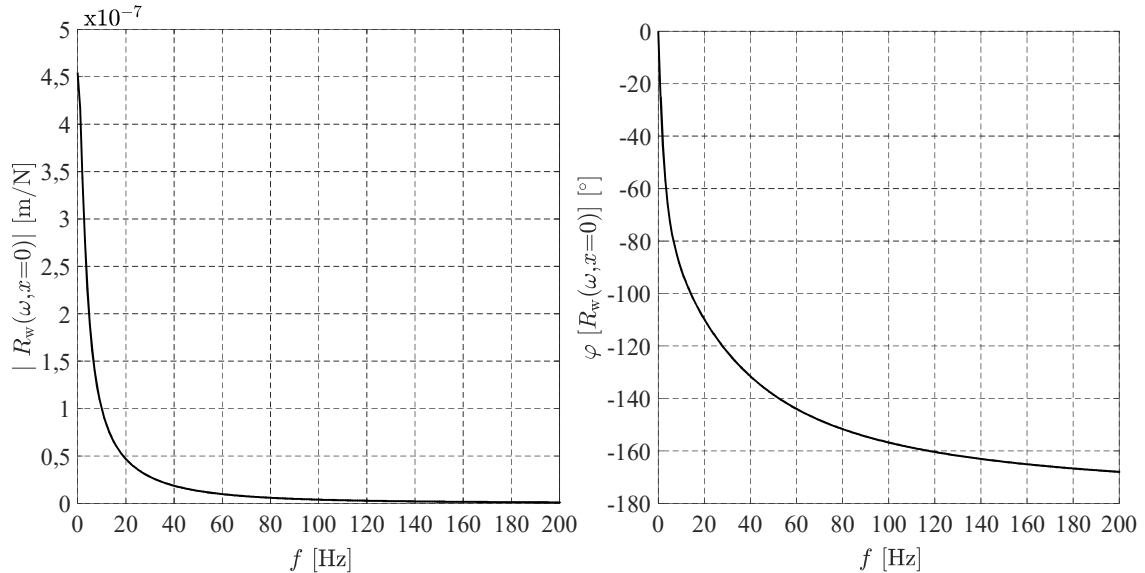


Figura 4.20. Mòdul i fase de la receptància del sistema suspensió primària del cotxe-roda.

Un cop obtinguda la receptància del sistema roda-suspensió primària, es calcula la resposta impulsional del sistema mitjançant la transformada inversa de Fourier, i s'obté:

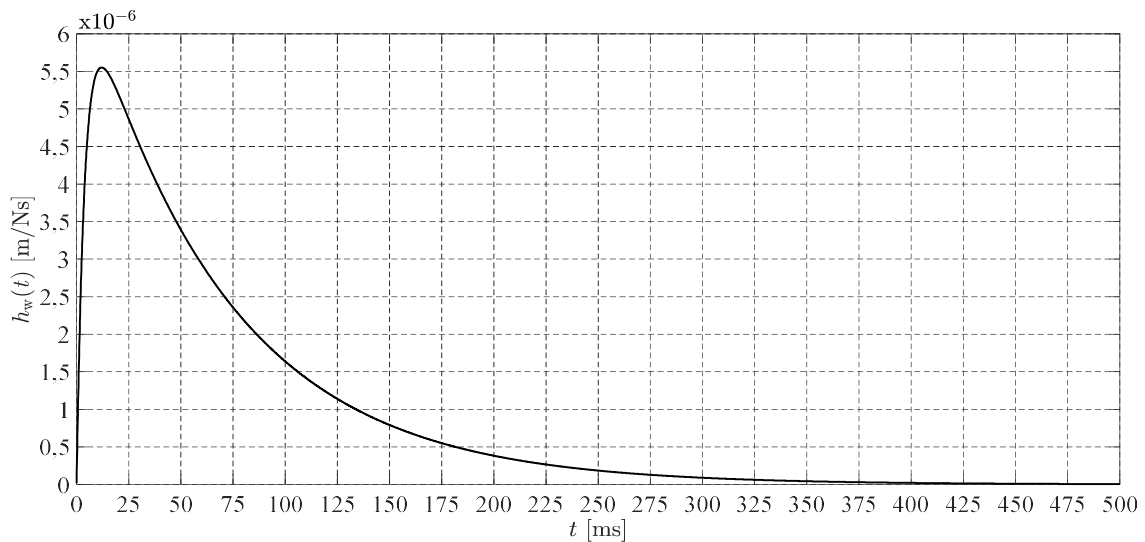


Figura 4.21: Resposta impulsional del sistema suspensió primària del cotxe-roda.

A la figura anterior, es pot observar que el sistema roda-suspensió primària és un sistema lleugerament sobre esmorteït, és a dir no hi ha oscil·lacions en la seva resposta. Aquesta resposta és típica d'aquests sistemes perquè es busca un confort dels passatgers i una estabilitat del sistema, i evitar així que el sistema estigui contínuament oscil·lant.

4.6 Efecte de la velocitat de desplaçament longitudinal de la càrrega mòbil vertical en la resposta impulsional del sistema via

En aquest apartat s'analitzarà l'efecte que té una càrrega vertical mòbil en la direcció d'avanç del tren, en la resposta impulsional del sistema via davant una pertorbació d'aquest tipus. El desplaçament longitudinal de la càrrega mòbil vertical simula el moviment del tren a sobre de la via.

En els apartats anteriors s'han obtingut les receptàncies i les diferents respostes impulsional dels diferents tipus de vies suposant que la força excitadora sempre s'aplica sobre el mateix punt sobre el carril.

Per analitzar l'efecte de la velocitat de desplaçament longitudinal de la càrrega mòbil en l'obtenció de la resposta impulsional es procedeix a calcular la receptància creuada. La receptància creuada permet relacionar l'entrada força al sistema en un punt d'aplicació determinat i obtenir la sortida desplaçament en un altre punt de mesura, diferent al de l'excitació. La receptància creuada respecte a un punt es defineix com la funció de transferència d'entrada força i sortida desplaçament en que el punt d'aplicació de la força i el punt de mesura del desplaçament no coincideixen, hi ha una certa distància entre ells.

L'expressió de la receptància es troba a l'equació 4.4 vista anteriorment. Si es vol trobar l'expressió de la receptància a una distància Δx respecte de la posició inicial d'una mode molt ràpid i que suposi un càlcul computacional mínim, es pot obtenir a través de la formulació recurrent pel càlcul de la receptància creuada [70]. Per a més informació consultar l'annex B.

Cal dir també que la receptància és la mateixa per a valors de x positius i negatius, com es pot veure a l'analitzar a l'equació 4.23 de la receptància en funció del signes de la part real i la part imaginària de k .

El procediment seguit per calcular la receptància creuada, per tenir en compte el desplaçament de la càrrega mòbil i l'allunyament o apropament d'aquesta respecte del punt fix de mesura, és el següent:

- S'estableix un temps de càlcul de: $dt = 0,1$ ms. S'escull aquest valor perquè posteriorment es veurà que és el temps d'integració escollit per realitzar el càlcul de la força de contacte roda-carril. Així s'obté una sincronització dels temps de mostratge de les respostes impulsional amb el càlcul de la força de contacte roda-carril.
- En cada diferencial de temps la força excitadora vertical es desplaça, i com a conseqüència avança un diferencial de longitud de: $dx = v \cdot dt$. Es suposa que la velocitat d'avanç es constant perquè el pas de roda per sobre del punt de mesura es realitza en una zona de circulació ferroviària a on els diferents trens hi circulen a velocitat constant.



- Es calcula la receptància a l' instant t_i , que en un diferencial de temps dt implica un diferencial de longitud dx desplaçat respecte a l' instant anterior: t_{i-1} , perquè la força excitadora vertical es desplaça:

$$R(\omega, x + dx)_{\pm} = \pm \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot \left[e^{\pm k \cdot (x+dx)} \pm j \cdot e^{\pm jk \cdot (x+dx)} \right] = \dots \pm \dots =$$

$$= e^{\pm k \cdot dx} \cdot R_1(\omega, x)_{\pm} \pm e^{\pm jk \cdot dx} R_2(\omega, x)_{\pm} \quad (4.23)$$

Sent :

$$R_1(\omega, x)_{\pm} = \pm \frac{e^{\pm k \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I}$$

$$R_2(\omega, x)_{\pm} = \pm \frac{j \cdot e^{\pm jk \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I}$$

De l' expressió anterior, el doble signe \pm és per cobrir tots els possibles casos de l' expressió 4.4 segons el signe de les arrels.

- Es realitza l' antitransformada de Fourier de la receptància a l' instant t_i , que en un diferencial de temps dt ha avançat un diferencial de longitud dx respecte a l' instant anterior: t_{i-1} , i s' obté la resposta impulsional h_{t_i} a l' instant t_i . És a dir, es té una resposta impulsional creuada diferent per a cada valor de x , i per tant la resposta varia a mesura que la força es desplaça longitudinalment per sobre del carril:

$$R_r(\omega, x) = \frac{Y_r(\omega)}{F(\omega, x)} \rightarrow \text{TF}^{-1} \left\{ \frac{Y_r(\omega)}{F(\omega, x)} \right\} = h_{t_i}(t, x) \quad (4.24)$$

- Finalment s' obté la resposta impulsional associada al punt de contacte roda-carril, des de la referència que es desplaça amb la roda. Aquesta s' obté combinant les respostes impulsional creuades, funció de la distància x , que es troben aplicant un impuls en un punt del carril i observant la resposta en una altre punt separat una distància x . Aquestes respostes impulsional són respecte del sistema de referència via. D' aquest mode es té en compte el moviment del tren en el càlcul de la força de contacte. Si v és la velocitat del tren, llavors es té el següent:

- $h_0(t)$ és la resposta impulsional per a $x=0$ (força F i desplaçament al mateix punt).
- $h_1(t)$ és la resposta impulsional creuada per a $x = v \cdot \Delta t$ (força F aplicada a una distància x del punt on s' avaluava el desplaçament vertical) i desplaçament al mateix punt).
- $h_2(t)$ és la resposta impulsional creuada per a $x = v \cdot 2\Delta t$.
- $h_k(t)$ és la resposta impulsional creuada per a $x = v \cdot t_k = v \cdot k\Delta t$.

Finalment, la resposta impulsional que té en compte l' efecte del desplaçament de la roda al llarg del carril, és:

$$h_r(t) = (h_0(t_0), h_1(t_1), h_2(t_2), \dots, h_k(t_k)) \quad (4.25)$$

Tot seguit es realitzarà un estudi de diferents respostes impulsional, per diferents velocitats de circulació, per la via de travesses i balast, provinent de les corresponents receptàncies creuades tenint en compte que la força d'excitació vertical es desplaça al llarg del carril, per poder simular l'avanç del tren al llarg del temps. L'estudi es realitza bàsicament en una via de travesses i balast perquè és el tipus de via corresponent al traçat ferroviari de la Línia 3 de FMB del metro de Barcelona; que és on hi ha instal·lada la instrumentació pertinent per poder enregistrar les vibracions verticals del carril al pas d'un tren.

El primer gràfic correspon a la resposta impulsional de la via si la càrrega mòbil vertical s'hi desplaça per sobre a 12,5 m/s (45 km/h). Aquest valor de velocitat correspon a la velocitat de circulació habitual dels trens del metro de TMB de la línia 3 de Barcelona quan passen per sobre del punt de mesura que, tal i com es veurà posteriorment, s'hi troba instal·lat un acceleròmetre a sota del carril i unes galgues extensomètriques a l'ànima. Aquest gràfic s'acompanya de la resposta impulsional quan la càrrega vertical no es desplaça, per poder-la comparar directament amb la resposta impulsional quan la força excitadora es desplaça longitudinalment a una velocitat de 12,5 m/s (45 km/h).

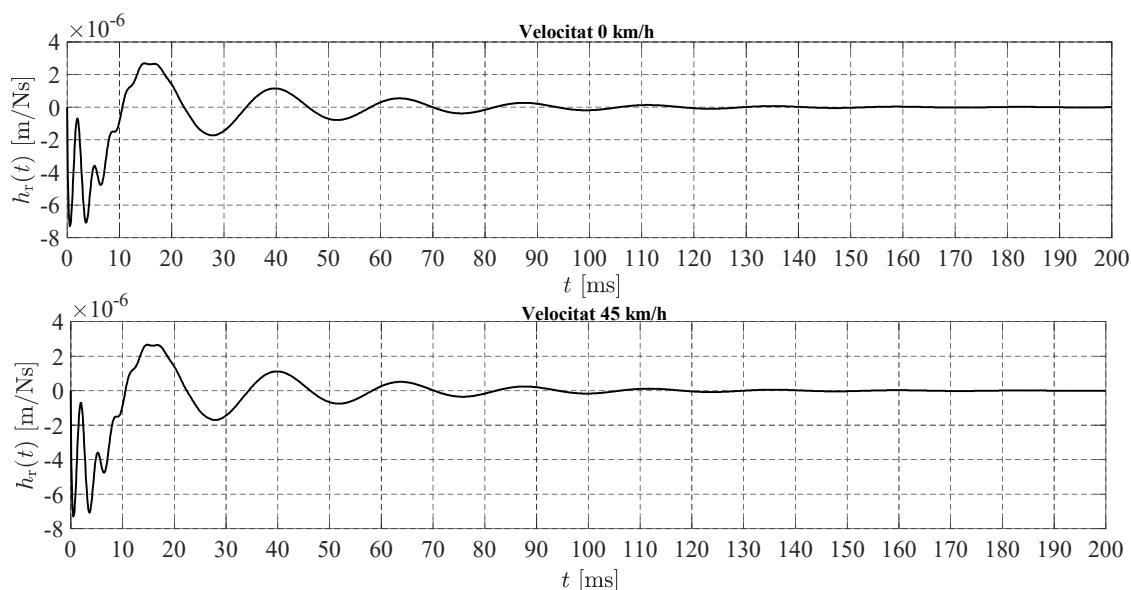


Figura 4.22: Resposta impulsional via travesses i balast. Força excitadora estàtica (gràfic superior) i força excitadora vertical mòbil desplaçant-se longitudinalment a una velocitat de 45 km/h en la direcció del carril.

En el gràfic anterior, es pot observar que ambdues respostes impulsional pràcticament són iguals, és a dir, la resposta impulsional estàtica i movent la càrrega longitudinalment a una velocitat de 45 km/h és pràcticament la mateixa. Això indica que per baixes velocitats es pot utilitzar la resposta impulsional estàtica.

Tot seguit, es realitza un escombrat de velocitats de desplaçament de la càrrega mòbil des de 0 km/h fins a 200 km/h, per poder observar-ne l'efecte de la velocitat de desplaçament longitudinal en la resposta impulsional en cadascun d'aquests casos.

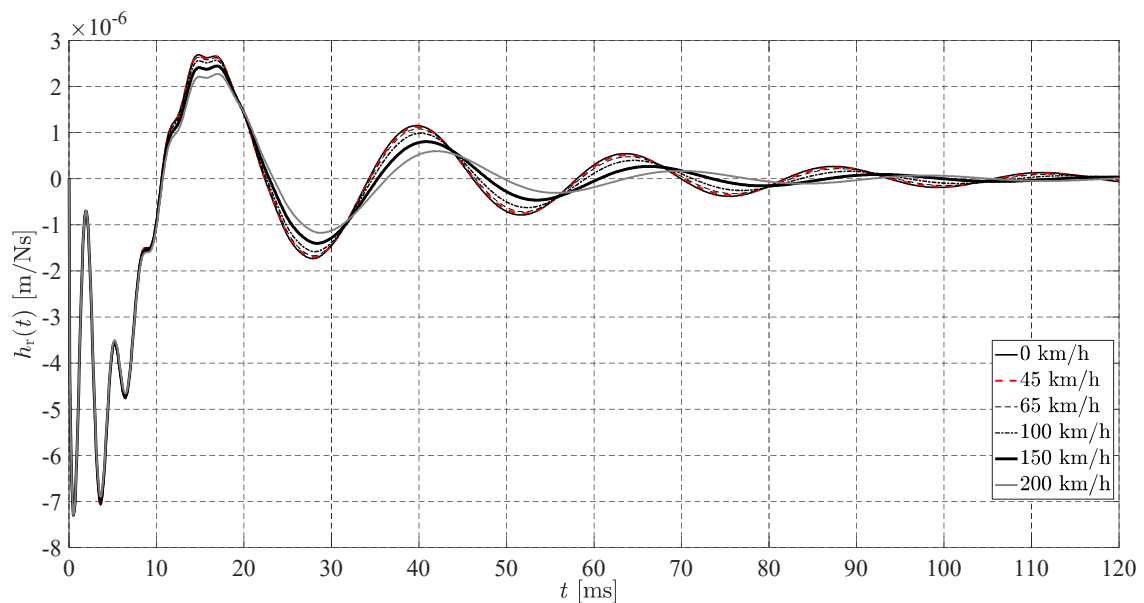


Figura 4.23: Respostes impulsional de la via de travesses i balast corresponents a diferents velocitats de desplaçament longitudinal de la càrrega mòbil al llarg del carril.

Les principals conclusions que se n'extreuen són:

- L'efecte de la velocitat de desplaçament de la força excitadora al llarg del carril en la resposta impulsional comença a ser significativa per velocitats de desplaçament longitudinals superiors a 100 km/h.
- S'aprecia una major atenuació, i més ràpida, de l'oscil·lació residual de la resposta impulsional quan major és la velocitat de desplaçament longitudinal de la força excitadora al llarg del carril.
- En la part de la resposta impulsional de baixa freqüència és on s'aprecia una major i més ràpida atenuació. És a dir, a més velocitat de desplaçament longitudinal de la força excitadora vertical s'observa una major atenuació de la resposta impulsional.
- Poca sensibilitat en la part d'alta freqüència de la resposta impulsional. Pràcticament és insensible pel rang de velocitats des de: 0 km/h fins a 200 km/h.



Capítol 5

Model de generació de la força de contacte roda-carril

En aquest capítol es descriurà el model de generació de la força de contacte entre la roda i el carril perquè l'estimació experimental fa necessari un procés de mesura complex. Per aquest motiu, es desenvoluparà un model matemàtic que permeti preveure l'evolució temporal de la força de contacte vertical entre roda i carril.

Més concretament es farà èmfasi en l'obtenció de la força de contacte roda-carril en la direcció normal al pla del contacte. Per això s'aplicarà el model de de contacte de Hertz no lineal. El model es particularitzarà per al cas d'un tram de via recte; en aquest tram la força de contacte entre la roda i el carril és pràcticament vertical. Se suposa també que en aquest tram el tren circula a velocitat constant, sense accelerar o frenar. S'ha escollit un tram de via recte perquè, tal i com es veurà més endavant, el sistema d'instrumentació i registre de vibracions verticals del carril per realitzar mesures experimentals al pas dels trens, està instal·lat en un tram recte.

Un cop escollit el model de contacte, es procedirà a l'obtenció de l'evolució temporal de la força de contacte roda-carril simulant que el tren es desplaça per sobre de la via a una certa velocitat constant. Aquest càlcul es realitzarà en el domini temporal aplicant un mètode de doble convolució. Aquest consisteix en calcular les respostes impulsional de la roda i de la via, tal com s'ha exposat al capítol anterior, i resoldre les integrals de

convolució de forma iterativa conjuntament amb l'expressió del model de contacte de Hertz.

Com a pertorbació d'entrada del sistema s'utilitzaran els diferents tipus de plans i irregularitats a la banda de rodament de les rodes ferroviàries que s'han definit en el capítol 3. Finalment s'analitzaran les principals diferències en l'evolució temporal de la força de contacte roda-carril pels diferents tipus d'irregularitats que s'acaben d'esmentar.

5.1 Model no lineal de Hertz de força de contacte roda-carril

Com s'ha exposat al capítol 2, el model de contacte de Hertz és utilitzat àmpliament per molts autors a l'hora de descriure la força normal de contacte roda-carril. El model de Hertz és un model no lineal però hi ha autors que empen una versió linealitzada vàlida al voltant d'unes certes condicions estàtiques. A continuació es farà esment al model no lineal perquè permet obtenir resultats més precisos i semblants a la realitat que el model linealitzat [44].

En el model de Hertz, la relació entre força i desplaçament local en la zona de contacte és no lineal i s'expressa per mitjà d'una rigidesa k_H . Aquesta rigidesa depèn de:

- La geometria a la zona del contacte roda-carril, més concretament depèn de les curvatures principals de la roda i del cap del carril.
- Del comportament elàstic de la roda i del carril.

Pel que fa la valor de rigidesa de contacte de Hertz k_H , per les rodes i carrils de FMB s'estima un valor de k_H de:

$$k_H = 89,9 \text{ GN/m}^{3/2} \quad (5.1)$$

Per a més informació detallada sobre el càlcul de la rigidesa de contacte no lineal de Hertz es pot consultar a l'annex C.

La següent imatge mostra un esquema on es descriu el sistema de coordenades emprat per a definir els desplaçaments de roda i carril, així com la definició de la deformació conjunta roda-carril tenint en compte la irregularitat del perfil de la roda.

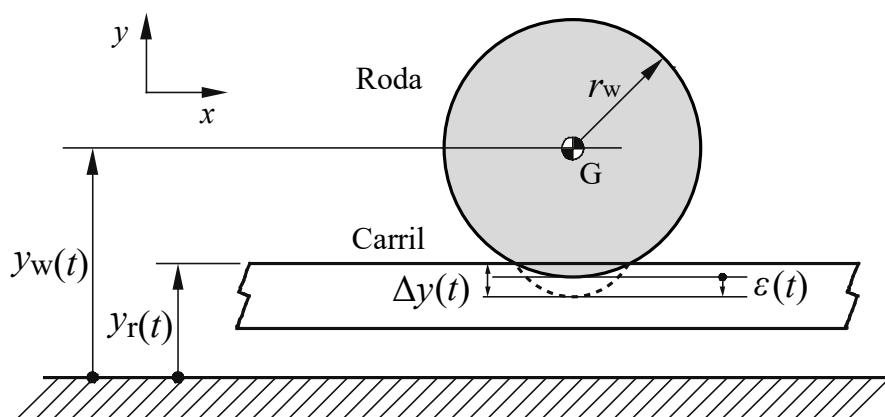


Figura 5.1: Situació de les coordenades generalitzades i de la deformació conjunta entre roda i carril.

A continuació es mostra l'expressió que relaciona la força i la deformació local a la zona de contacte segons aquest model:

$$F_c(t) = \begin{cases} k_H \cdot [\Delta y(t)]^{3/2} & \text{si } \Delta y(t) = y_r(t) - y_w(t) + r_w - \varepsilon(t) > 0 \\ 0 & \text{si } \Delta y(t) = y_r(t) - y_w(t) + r_w - \varepsilon(t) \leq 0 \end{cases} \quad (5.2)$$

De l'equació anterior k_H és la rigidesa de Hertz de contacte roda-carril, $y_r(t)$ és el desplaçament vertical del carril, $y_w(t)$ és el desplaçament vertical del centre de la roda, r_w és el radi de la roda, $\Delta y(t)$ és la deformació local a la zona de contacte roda-carril i $\varepsilon(t)$ és la irregularitat del carril i de la roda. La irregularitat es defineix positiva si és un forat i es defineix negativa si és una protuberància. Si la deformació local és negativa, significa que hi ha una pèrdua de contacte entre la roda i el carril i la força s'anul·la en aquest instant. Aquesta situació pot arribar a ser bastant habitual sobretot quan la irregularitat de la roda presenta singularitats bastant acusades.

Aquest model permet relacionar el desplaçament vertical del conjunt roda-suspensió primària del cotxe, el desplaçament vertical del carril i la irregularitat de la roda en la seva banda de rodolament.

Les principals assumpcions considerades durant la implementació d'aquest model de contacte són:

- La rigidesa de contacte de Hertz k_H és constant i depèn de la curvatura del radi de la roda i del carril i de les propietats elàstiques dels materials de la roda i del carril.
- Els radis de curvatura principals són constants.
- L'estudi del contacte entre roda i carril es dona en un tram de via recta, i com a conseqüència el contacte roda-carril es considera vertical.
- Es considera que el cap del carril és perfectament llis, sense irregularitats. Aquesta hipòtesi es justifica pel fet que es preveu instal·lar la instrumentació per captar la

vibració vertical del carril en trams d'aquest totalment controlats pel que fa al seu estat, i d'aquesta manera garantir que la vibració té el seu origen en les irregularitats del perímetre de les rodes.

5.2 Càlcul de les dimensions de l'àrea de contacte roda-carril i de la pressió de Hertz en situació estàtica

En aquest apartat es calcularan les dimensions de l'àrea de contacte entre la roda i el carril en situació estàtica. Al ser un contacte puntual entre una roda de perfil cònic i un carril amb una banda de rodolament arrodonida, la petjada de contacte roda-carril és una el·lipse. Pel que fa a la càrrega a considerar, se suposa una càrrega estàtica per roda d'una vuitena part del pes d'un cotxe ple de passatgers.

Bàsicament es calculen les dimensions de l'àrea de contacte roda-carril per saber quina longitud d'ona de tall ha de tenir el filtre de microirregularitat. S'anomena microirregularitat a tota aquella que quedi a dins de l'àrea de contacte; és a dir, tota aquella irregularitat que la seva longitud d'ona sigui menor que la dimensió longitudinal de la petjada estàtica de contacte de Hertz no contribueix de manera significativa en la fluctuació de la força de contacte, per tant es filtra per eliminar-la.

Tot seguit es mostra una taula dels diferents tipus de vagons motrius més usuals a la xarxa de metro de TMB de Barcelona, on hi apareixen la tara i la massa màxima autoritzada de cada model de cotxe [44]:

Tipus de cotxe motriu	TARA cotxe motriu [kg]	Massa màxima cotxe motriu [kg]
Sèrie 1000	31610	44220
Sèrie 1100	34200	45250
Sèrie 2100	32600	45300
Sèrie 3000	35280	49580
Sèrie 4000	35280	49580
Sèrie 5000	32180	44660
Sèrie 6000	34705	49850
Sèrie 9000	36170	47025

Taula 5.1: Massa dels cotxes que circulen per la xarxa de metro TMB de Barcelona.

A continuació es calculen les longituds dels semieixos de l'el·lipse de contacte roda-carril considerant el cotxe ple de passatgers de major massa màxima, que pot arribar a ser de 49850 kg. D'acord amb la formulació de Hertz, els semieixos de l'el·lipse de contacte s'obtenen segons:



$$a = m \cdot \sqrt[3]{\frac{3}{2} \cdot \frac{F_c \cdot 2 \cdot k}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'}}}$$

$$a = 5,8 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 5,8 \text{ mm} \tag{5.3}$$

$$b = \frac{n}{m} \cdot a \rightarrow b = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ m} = 4,9 \text{ mm}$$

En l'expressió anterior, k és un paràmetre que depèn de les propietats elàstiques del material de la roda i del carril respectivament. Els paràmetres m i n depenen de la geometria dels dos cossos a la zona de contacte. F_c és la força normal de contacte entre la roda i el carril. a és la longitud del semieix de l'el·lipse de contacte en la direcció longitudinal del carril i b és la longitud del semieix de l'el·lipse de contacte en la direcció transversal del carril. R_1, R_1', R_2, R_2' són respectivament els radis de curvatura principals màxim i mínim de les superfícies dels cossos 1 i 2 en la zona local de contacte (per a més informació veure annex C).

El següent gràfic mostra la petjada el·líptica del contacte roda-carril quan el cotxe està a plena càrrega:

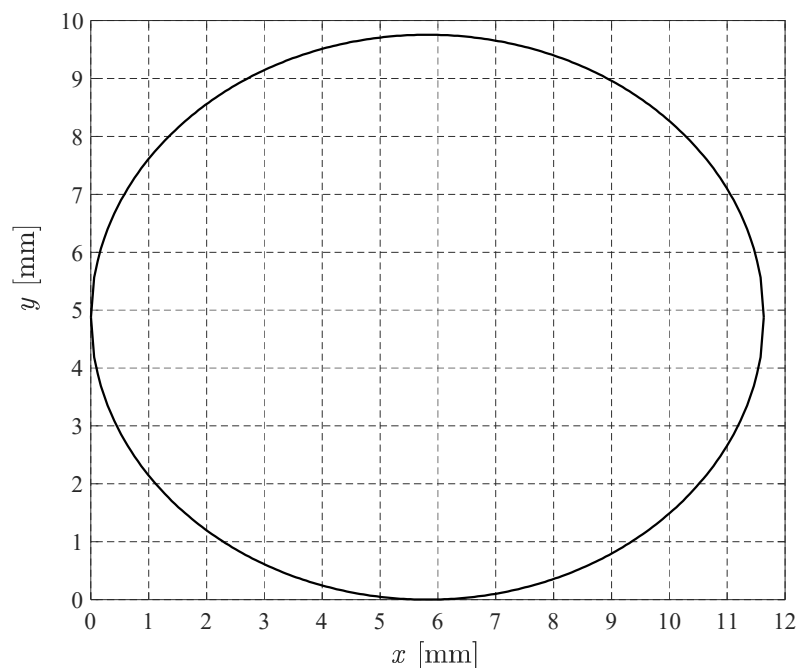


Figura 5.2: Petjada estàtica de contacte roda-carril.

Segons Hertz, a l'interior de la petjada el·líptica de contacte, la distribució de pressions és semiel·lipsoïdal:

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

(5.4)

Amb:

$$P_0 = \frac{3 \cdot F_c}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b}$$

On $P_H(x, y)$ és la pressió de Hertz en funció de les coordenades x i y , P_0 és la pressió de Hertz màxima, x i y són coordenades longitudinal y transversal de l'el·lipse de contacte.

A continuació es mostra el semi-el·lipsoide de distribució de pressions de Hertz a dins de la petjada de contacte roda-carril. També es mostra un gràfic de les corbes d'isopressió, que indiquen la variació de la pressió de contacte a dins de l'àrea de contacte de la figura 5.2:

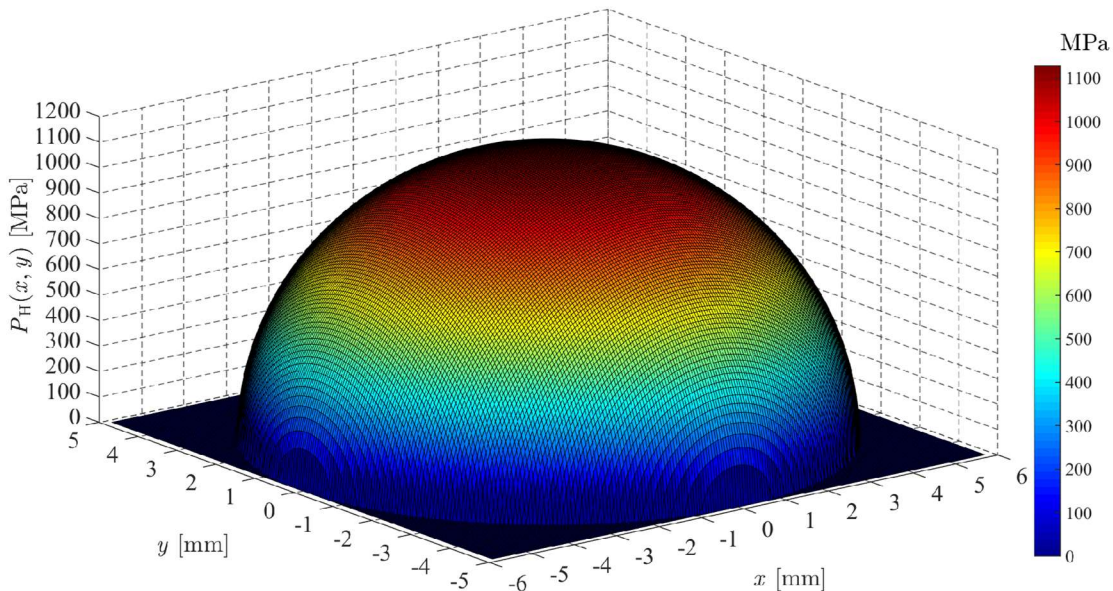


Figura 5.3: Semi-el·lipsoide de distribució de pressió de Hertz a dins de l'àrea de contacte.

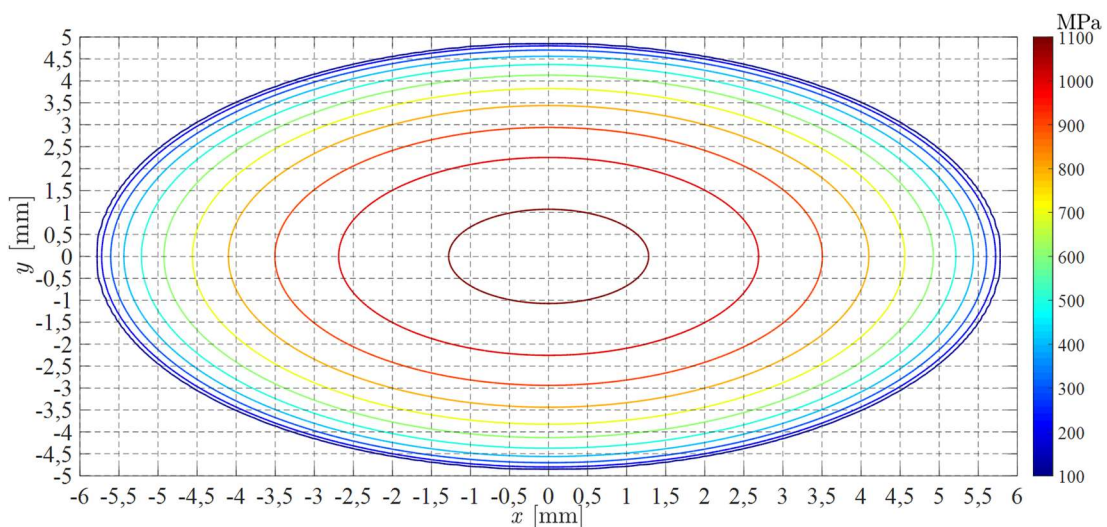


Figura 5.4: Corbes d'isopressió de contacte de Hertz entre roda i carril dins de l'àrea de contacte.



5.3 Model global de generació de la força de contacte roda-carril

Tot seguit es descriurà el model contacte roda-carril. S'utilitza el model de paràmetres uniformement distribuïts. Cal esmentar, tal i com s'ha descrit al capítol 4, que es considera també un model de mitja via.

El model consta de tres parts clarament diferenciades:

- El model corresponent al sistema format per la roda i la suspensió primària, presentat al capítol 4.
- El model de mitja via, de paràmetres uniformement distribuïts, presentat al capítol 4.
- El model de contacte no lineal de Hertz entre roda i carril.

La següent imatge mostra el model global de generació de la força de contacte roda-carril complet:

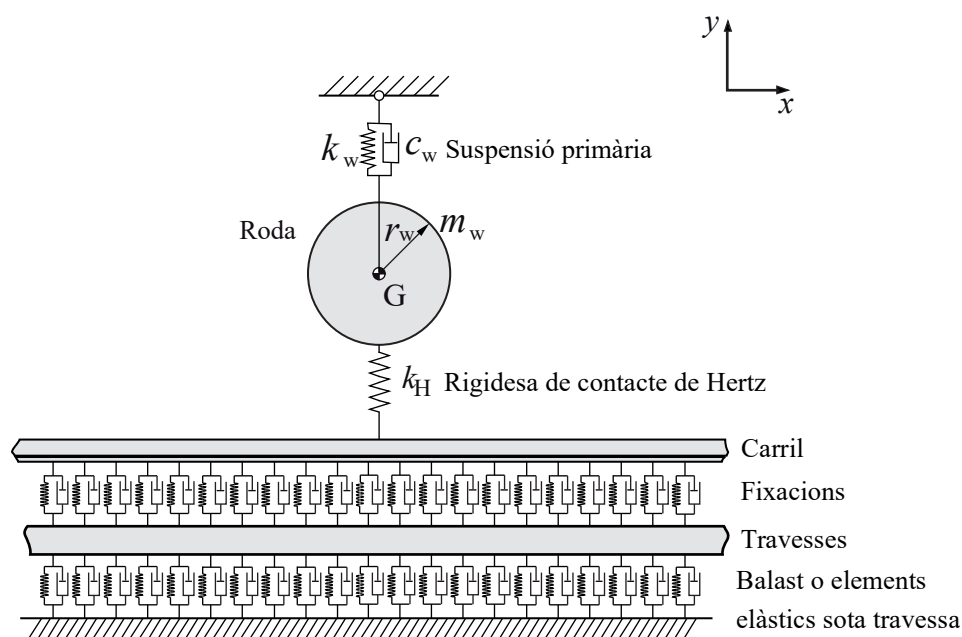


Figura 5.5: Model de contacte global de generació de la força de contacte roda-carril.

A partir d'aquest model global es treballa amb: la resposta impulsional vertical del sistema via (que es troba descrita al capítol 4), resposta impulsional del sistema roda més suspensió primària (que també es troba descrita al capítol 4) i l'equació de la força de contacte de Hertz entre la roda i el carril, descrita a l'inici del capítol, que enllaça els dos sistemes. El sistema que queda és el següent:

$$\begin{aligned}
 h_r(t) &= \text{TF}^{-1} \{R_r(\omega, x)_{\pm}\} = \text{TF}^{-1} \left\{ \frac{\pm 1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot \left[e^{\pm k \cdot x} \pm j \cdot e^{\pm j \cdot k \cdot x} \right] \right\} \quad (\text{sistema via}) \\
 h_w(t) &= \text{TF}^{-1} \{R_w(\omega)\} = \text{TF}^{-1} \left\{ \frac{1}{m_w \cdot \left[-\omega^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_0 \cdot j \cdot \omega + \omega_0^2 \right]} \right\} \quad (\text{sistema roda-suspensió primària}) \\
 F_c(t) &= \begin{cases} k_H \cdot [\Delta y(t)]^{3/2} & \text{si } \Delta y(t) = y_r(t) - y_w(t) + r_w - \varepsilon(t) > 0 \\ 0 & \text{si } \Delta y(t) = y_r(t) - y_w(t) + r_w - \varepsilon(t) \leq 0 \end{cases} \quad (5.5)
 \end{aligned}$$

A partir de les respostes impulsionalment anteriors, s'implementarà un mètode de resolució iteratiu per obtenir l'evolució temporal de la força de contacte, el desplaçament vertical de la roda i del carril respectivament. Aquest mètode, que es descriurà en detall al següent apartat, s'utilitzarà per determinar la força de contacte i els desplaçaments verticals de la roda i del carril generat pel pas dels trens en xarxes de metro d'àmbit metropolità.

Tal i com ja s'ha comentat breument al capítol de l'estat de l'art, en aquestes xarxes les velocitats habituals de circulació dels trens són inferiors als 80 km/h; com a conseqüència, els modes travessa-travessa (*pin-pin modes*) excitats en aquestes condicions presenten amplituds molt baixes i, per tant, l'ús d'un model de paràmetres uniformement distribuïts, que no inclou aquests modes, és prou adequat [38]. De fet, la presència dels modes travessa-travessa és molt més significatiu a velocitats del tren superiors a 100 km/h. A més, les freqüències naturals associades a aquests modes propis solen ser superiors a 1 kHz [61]. Cal tenir en compte aquests modes propis en l'estudi de temes acústics associats al contacte roda carril.

Si es té en compte el que s'acaba d'esmentar, el rang freqüencial d'interès va des de 20 Hz fins a 1 kHz, ja que els components principals de vibració generats en el contacte roda-carril, a velocitats del tren inferiors a 100 km/h, estan a dins d'aquest rang [39, 71].

Com que el principal objectiu és simular el mecanisme de generació de la força de contacte vertical entre la roda vertical i el desplaçament vertical del carril per detectar defectes a la banda de rodament de la roda en els ferrocarrils suburbans, el model proposat és adequat i s'obtenen uns resultats prou satisfactoris.

Més concretament, a la línia 3 de TMB del metro de Barcelona, que és on s'han realitzat les mesures experimentals, és un tipus de via de travesses i balast, on les travesses són de formigó. Pel que fa a la base del túnel és un sistema d'alta rigidesa i d'alta inèrcia en que la seva receptància vertical és molt més baixa que la receptància de la pròpia via. Per tant es pot considerar que la base del túnel és un medi completament rígid quan s'inclou en el model global de la generació de la força de contacte roda-carril [36]. Tampoc s'ha considerat la inèrcia del balast en el model global de la generació de la força de contacte roda-carril pel mateix motiu.

Hi ha varis autors que han utilitzat i/o utilitzen un model de via semblant. Autors com Thompson [71] utilitzen aquest model de via per analitzar la generació de soroll en el contacte roda-carril fins a una freqüència de 7 kHz. Grassie [39] també va utilitzar



aquest model per determinar la receptància vertical de la via. Altres autors com Iwnicki [72] i Mazilu [73] utilitzen models similars però més complexos que inclouen la inèrcia del balast, la rigidesa i l'esmoreïment del subbalast. Bàsicament són models per a l'estudi de la generació i propagació de vibracions en trens d'alta velocitat.

5.4 Obtenció de la força de contacte roda-carril i dels desplaçaments respectius roda-carril mitjançant el mètode de la doble convolució

Per resoldre el model de contacte descrit en els apartats anteriors es fa servir un mètode de doble convolució que proporciona l'evolució de la força de contacte al llarg del temps [74]. La variable d'entrada del model és la irregularitat de perfil de la roda considerada, i la sortida obtinguda és la força de contacte.

S'inicia el procés de resolució amb l'obtenció de les respostes impulsional del sistema roda més suspensió primària per un cantó, i del sistema via per l'altre. Per obtenir les respostes impulsional es realitzen les transformades inverses de Fourier de les corresponents receptàncies. Un cop s'han obtingut les respostes impulsional, comença el procés d'integració numèrica. Aquest procés consisteix en calcular la integral de convolució de la resposta impulsional del sistema via amb la força de contacte de Hertz a l'instant de temps t_i , i simultàniament també es calcula la integral de convolució de la resposta impulsional del sistema roda més suspensió primària amb la mateixa força de contacte de Hertz entre roda i carril també a l'instant de temps t_i . Un cop arribat en aquest punt, s'han obtingut els desplaçaments verticals a l'instant t_i de la roda i el carril respectivament. Finalment, aquests desplaçaments verticals s'utilitzen per recalculer la força de contacte normal de Hertz a l'instant t_{i+1} emprant l'equació 5.2. Aquesta força de contacte calculada s'utilitzarà en el següent instant de temps per obtenir ambdós desplaçaments a l'instant t_{i+1} , repetint la mateixa seqüència.

Aquest procés iteratiu es va repetint cada interval de temps fins a cobrir el rang temporal de simulació desitjat.

Tot seguit es mostra el resum esquemàtic del mètode de la doble convolució:

- Pas 1: Obtenció de les respostes impulsional provinents de la transformada inversa de Fourier de les receptàncies dels sistemes: roda més suspensió primària i del sistema via respectivament:

$$R_r(\omega, x) = \frac{Y_r(\omega, x)}{F_c(\omega)} \rightarrow \text{TF}^{-1}\{R_r(\omega, x)\} = h_r(t)$$

$$R_w(\omega) = \frac{Y_w(\omega)}{F_c(\omega)} \rightarrow \text{TF}^{-1}\{R_w(\omega)\} = h_w(t)$$
(5.6)

De l'equació anterior $h_r(t)$ és la resposta impulsional del sistema via, $h_w(t)$ és la resposta impulsional del sistema roda més suspensió primària.

- Pas 2: Realització de la doble convolució de la resposta impulsional del sistema via i la resposta impulsional del sistema roda més suspensió primària amb la força normal de contacte entre la roda i el carril respectivament. Així s'obtenen els desplaçaments vertical de la roda i del carril a l'instant de temps t_i :

$$\begin{aligned} y_r(t_i) &= \int_{-\infty}^{t_i} h_r(t_i - \tau) F_c(\tau) d\tau \\ y_w(t_i) &= \int_{-\infty}^{t_i} h_w(t_i - \tau) F_c(\tau) d\tau \end{aligned} \quad (5.7)$$

De l'equació anterior, $h_r(t)$ és la resposta impulsional del sistema via, que té en compte l'efecte de la velocitat, tal i com s'ha comentat al capítol anterior. En cada pas d'integració s'ha recalculat i actualitzat la resposta impulsional a partir de la receptància creuada, per poder tenir en compte l'efecte del desplaçament longitudinal de la càrrega vertical al llarg del carril. $h_w(t)$ és la resposta impulsional del sistema roda més suspensió primària. $y_r(t)$ és el desplaçament vertical del carril a l'instant t_i , $y_w(t)$ és el desplaçament vertical de la roda a l'instant t_i . F_c és la força normal de contacte entre la roda i el carril.

- Pas 3: Càlcul de la força de contacte entre roda i carril a l'instant t_{i+1} , mitjançant el model de força de contacte no lineal de Hertz:

$$F_c(t_{i+1}) = \begin{cases} k_H \cdot \Delta y(t_i)^{3/2} & \text{si } \Delta y(t_i) = y_r(t_i) - y_w(t_i) + r_w - \varepsilon(t_i) > 0 \\ 0 & \text{si } \Delta y(t_i) = y_r(t_i) - y_w(t_i) + r_w - \varepsilon(t_i) \leq 0 \end{cases} \quad (5.8)$$

Tal i com s'ha esmentat a l'inici, de l'equació anterior si la deformació conjunta $\Delta y(t_i)$ és negativa, la força de contacte entre roda i carril serà zero en aquell instant de temps determinat, ja que s'haurà perdut el contacte entre roda i carril. A continuació se'n mostra l'expressió:

El perfil d'irregularitat $\varepsilon(t)$ es descriu al voltant de la circumferència teòrica de la roda:

- Quan $\varepsilon(t_i) > 0$ el perfil d'irregularitat està orientat cap endins.
- Quan $\varepsilon(t_i) < 0$ el perfil d'irregularitat està orientat cap enfora.

Cal esmentar que el principal contribuïdor en la fluctuació de la força de contacte roda-carril, a baixes velocitats (velocitats inferiors a 100 km/h), és el perfil d'irregularitat de la banda de rodament de la roda ε , i també és el principal contribuïdor en la generació de vibracions.

- Pas 4: Es torna al pas 2 per calcular els desplaçaments verticals de roda i carril a l'instant t_{i+1} , i així successivament fins a obtenir un registre temporal de desplaçaments verticals de roda i de carril i de la força de contacte entre ells respectivament.



5.5 Evolució temporal de la força de contacte roda-carril per diferents tipus d'irregularitats en el perfil de la roda

En aquest apartat es calcularà la força de contacte entre la roda i el carril per diferents tipus d'irregularitats a la banda de rodolament de la roda. Bàsicament es calcularan les diferents forces de contacte pels diferents tipus d'irregularitats descrits al capítol 3.

Per a l'obtenció de l'evolució temporal de la força normal de contacte entre la roda i el carril, es considera que el tren es desplaça a una velocitat de 45 km/h. Aquesta velocitat és una mitjana de les velocitats de servei dels trens del FMB. A més, les mesures experimentals efectuades en la zona habilitada a tal efecte donen aquesta velocitat de pas com la més usual.

5.5.1 Força de contacte produïda per un pla de cantells arrodonits

Tal i com s'ha comentat al capítol 3, un pla de cantells arrodonits o de Newton i Clark és un pla en el que, per efecte de la laminació contínua entre roda i carril durant el servei, els cantells s'han anat arrodonint i suavitzant.

Segons Newton i Clark [33], hi ha dos efectes clarament diferenciats causats per un pla a la banda de rodolament d'un roda:

1. A velocitats de circulació del tren inferiors a 35 km/h, es genera una oscil·lació parcial de càrrega/sobrecàrrega al voltant de la càrrega estàtica, en que el moviment vertical del conjunt roda-carril es deu a la massa no suspesa del cotxe movent-se verticalment segons la rigidesa del balast.
2. A velocitats superiors a 55 km/h, la roda pot perdre el contacte del carril perquè la inèrcia de la via és prou gran perquè la rigidesa del balast no pugui mantenir el contacte entre la roda i el carril. També pot ser causat per la profunditat del pla de la roda, és a dir, si aquesta és prou gran pot ser que el moviment vertical del carril no pugui mantenir el contacte amb la roda, i aquesta romandrà a l'aire fins que es torni a restablir el contacte. Un cop la roda tornar a entrar en contacte amb el carril realitza un impacte que genera fluctuacions de la força de contacte.

Tot seguit es mostrarà un gràfic múltiple on hi apareixen les diferents forces de contacte roda-carril corresponents, generades per diferents plans de cantells arrodonits de diferents profunditats. El primer gràfic correspon a la forces de contacte produïdes per plans de: 50 μm , 100 μm , 150 μm i 200 μm de profunditat respectivament:

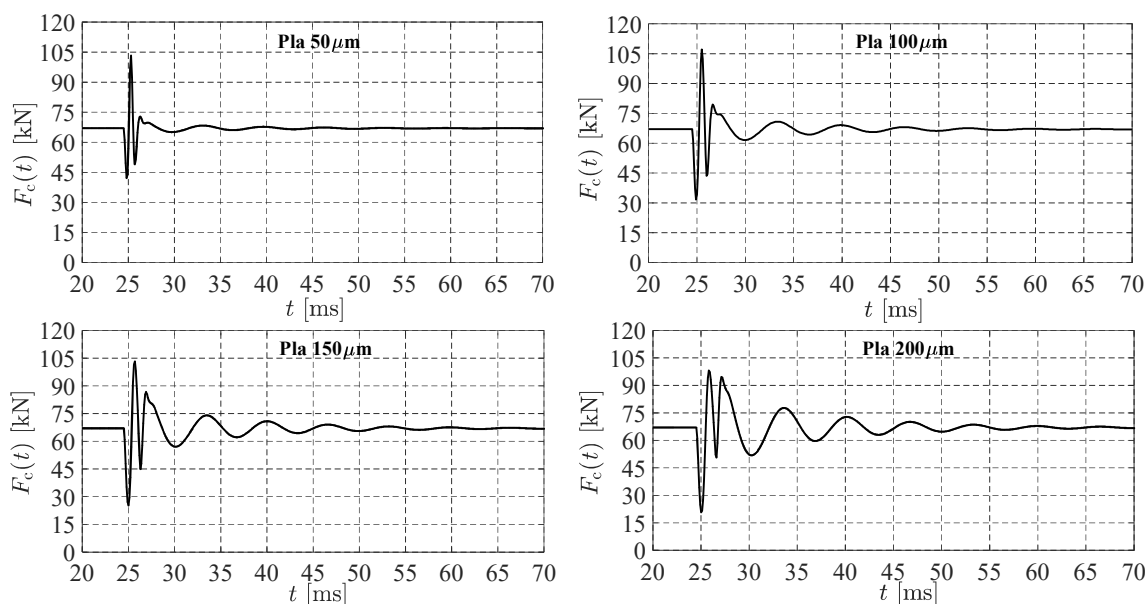


Figura 5.6: Forces de contacte roda-carril de diferents plans de cantells arrodonits des de 50 μm de profunditat fins a 200 μm de profunditat, a una velocitat de desplaçament del tren de 45 km/h en una via de travesses i balast.

El següent gràfic mostra les forces de contacte roda-carril quan la roda conté un pla de 250 μm i 300 μm de profunditat respectivament:

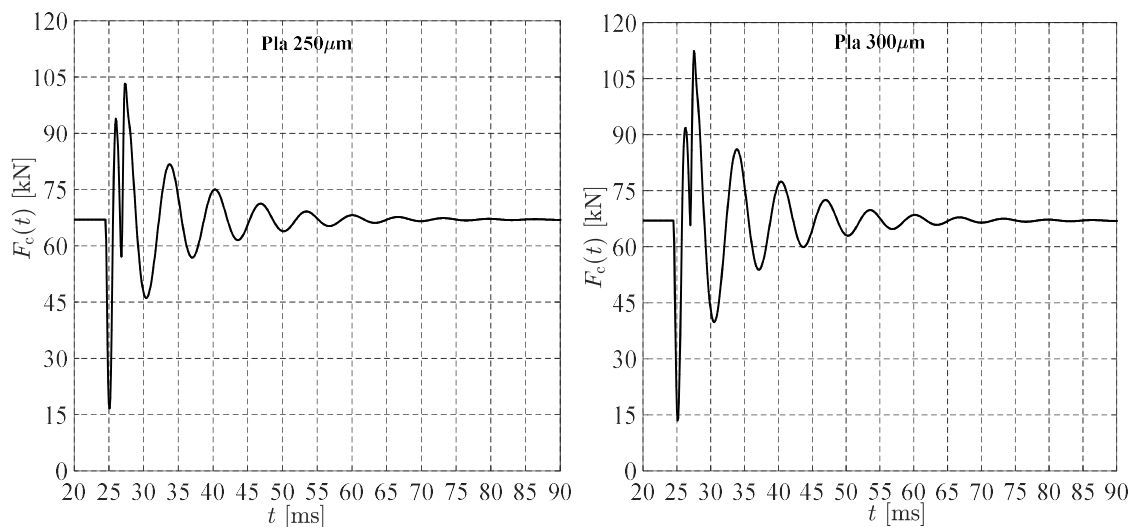


Figura 5.7: Forces de contacte roda-carril per un pla de cantells arrodonits de 250 μm de profunditat i per un pla de 300 μm de profunditat, a una velocitat de desplaçament del tren de 45 km/h en una via de travesses i balast.

Les principals conclusions que se n'extreuen són:

1. En tots els casos la fluctuació de la força de contacte s'inicia amb una disminució de la mateixa seguida d'un bruscat augment tot just el pla ha passat per sobre del carril.



2. La fluctuació romanent que queda, i que s'allarga tant més quant més profund és el pla, és deguda a la resposta dinàmica conjunta de la via i del sistema roda més suspensió primària.
3. Per un pla de profunditat superior a 300 μm i una velocitat de circulació al voltant de 45 km/h, la força de contacte pot arribar a duplicar la força estàtica, podent arribar a perdre el contacte entre la roda de carril.
4. Totes les forces de contacte, generades per plans de cantells arrodonits entre 50 i 300 μm de profunditat, tenen una forma semblant. És a dir, contenen una zona de més alta freqüència a l'inici, que correspon a la descompressió del carril per la pèrdua de circularitat de la roda deguda al pla, i un pic consecutiu, que és quan el pla entra en contacte amb la via immediatament després de la descompressió del carril.
5. El temps d'atenuació de la fluctuació residual de la força de contacte és de l'ordre de 40 ms per plans de profunditats fins a 100 μm , quan el tren circula a 45 km/h.
6. El temps d'atenuació de la fluctuació residual de la força de contacte per plans de profunditats superiors a 100 μm , quan el tren circula a 45 km/h, és major de 40 ms, podent arribar als 100 ms.

5.5.2 Força de contacte produïda per un pla de cantells no arrodonits

Tal i com s'ha definit prèviament al capítol 3, un pla de cantells no arrodonits és un pla incipient, que s'acaba de generar i encara no s'han arrodonit els cantells per efecte de la laminació continuada pel rodolament de la roda per sobre del cap del carril.

De manera similar a l'apartat anterior, es mostrarà un gràfic múltiple on hi apareixen les forces de contacte roda-carril corresponents generades per diferents plans de cantells no arrodonits de diferents profunditats. El primer gràfic correspon a la força de contacte produïda per plans de: 50 μm , 100 μm , 150 μm i 200 μm de profunditat respectivament:

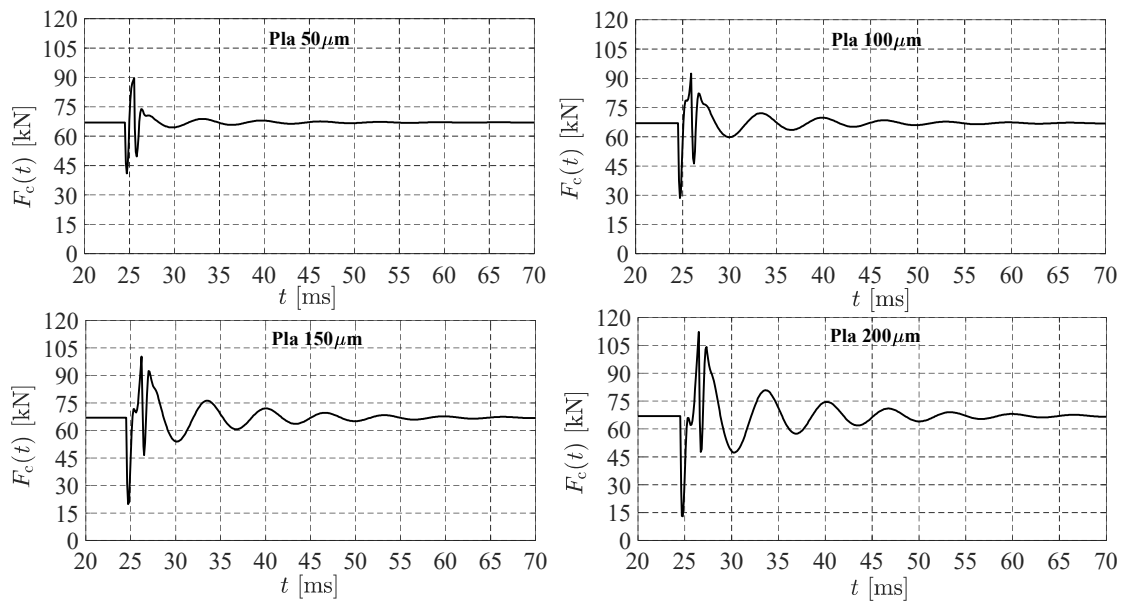


Figura 5.8: Forces de contacte roda-carril de diferents plans de cantells no arrodonits des de 50 μm de profunditat fins a 200 μm de profunditat.

El següent gràfic mostra les forces de contacte roda-carril quan la roda conté un pla de cantells no arrodonits de 250 μm i 300 μm de profunditat respectivament:

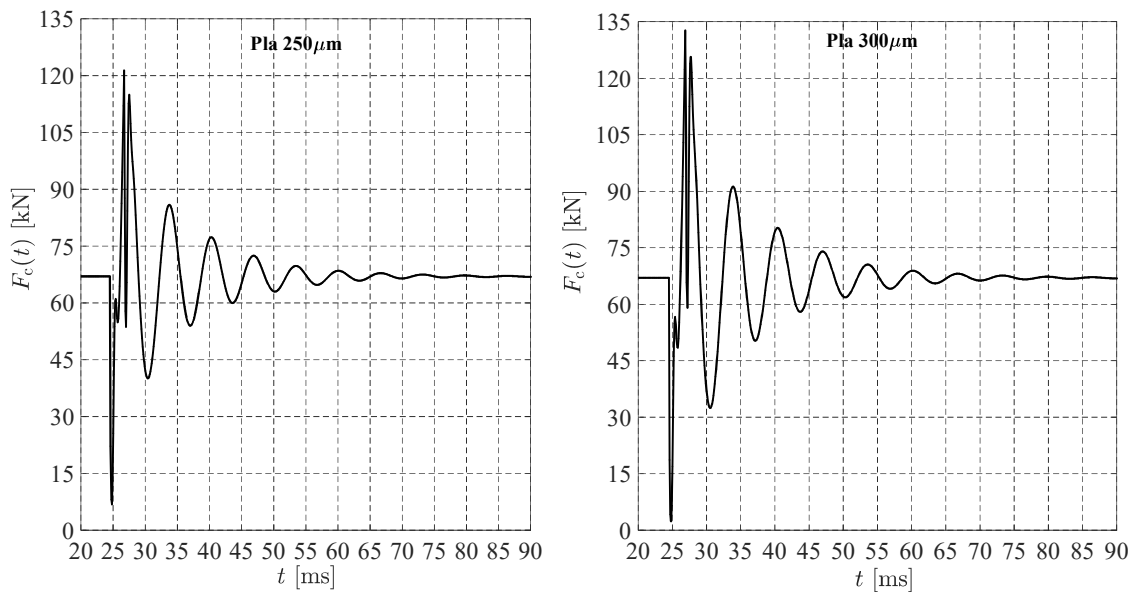


Figura 5.9: Forces de contacte roda-carril per un pla de cantells no arrodonits de 250 μm de profunditat i per un pla de 300 μm de profunditat.

Les principals conclusions que se n'extreuen són:

1. Per a una mateixa profunditat de pla i fins a profunditats de pla de l'ordre de les 150 μm , els plans de cantells no arrodonits tenen un pic màxim de força (en sentit positiu) de contacte menor que els plans de cantells arrodonits.



2. La força de contacte pot arribar a duplicar la força estàtica, quan la profunditat d'aquests és de l'ordre de 250 μm o superior i per velocitats de circulació de 45 km/h. Fet que iniciaria la pèrdua de contacte entre la roda de carril.
3. Per a una mateixa profunditat de pla, la força mínima de contacte entre roda i carril és menor en els plans de cantells no arrodonits que en els plans de cantells arrodonits. Aquest fet es pot explicar perquè el pla de cantells no arrodonits té un inici més abrupte que el pla de cantells arrodonits, això fa que es generi un pols de força més acusat durant el transitori d'entrada en contacte del pla amb el carril.

5.5.3 Comparació de les forces de contacte produïdes per plans de cantells arrodonits i de cantells no arrodonits

En aquest apartat es compararan les diferents forces de contacte entre la roda i el carril, generades per plans de cantells arrodonits i per plans de cantells no arrodonits respectivament. Es compararan les forces dos a dos, és a dir, es compararan les forces generades pels dos tipus de plans de la mateixa profunditat.

Tot seguit es mostren un conjunt de gràfics on s'hi pot observar la força de contacte roda-carril produïda per diferents perfils de rodes que contenen diferents plans. Es comparen les forces produïdes per plans de cantells arrodonits o de Newton i Clark i plans de cantells no arrodonits per diferents profunditats de pla:

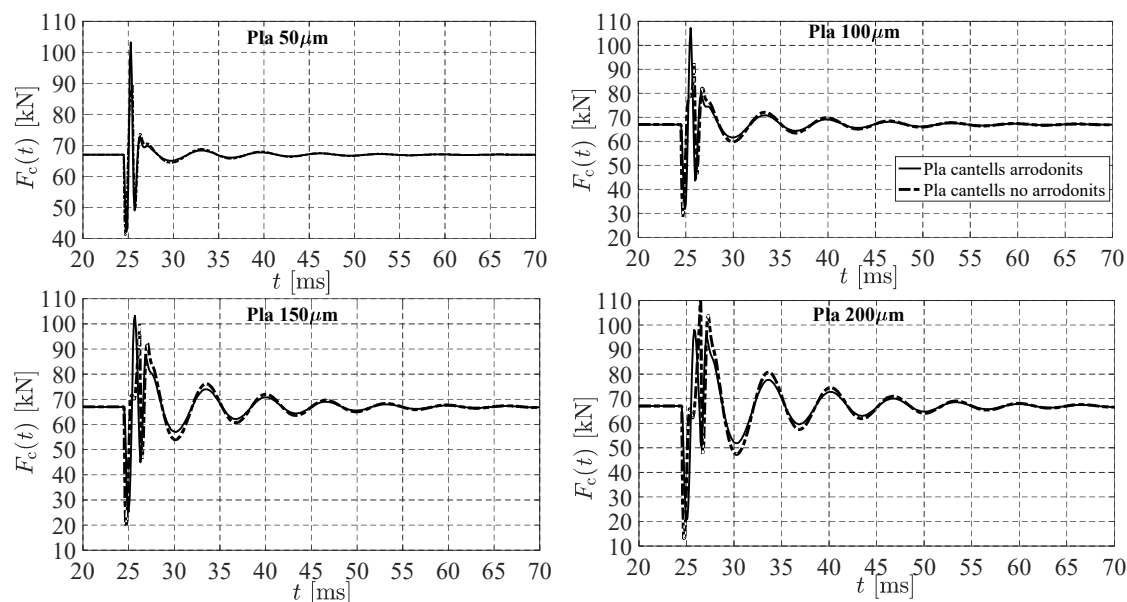


Figura 5.10: Comparativa de forces de contacte roda-carril generades per diversos plans de cantells arrodonits i per plans de cantells no arrodonits. Per plans de profunditats que van des de les 50 μm fins a les 200 μm .

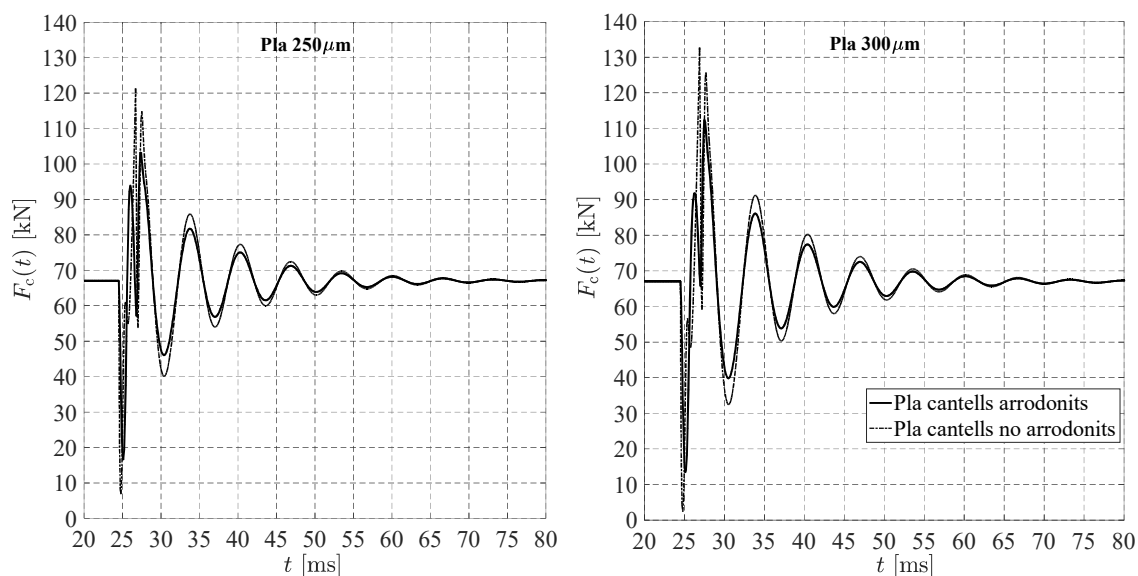


Figura 5.11: Comparativa de forces de contacte roda-carril generades per plans de cantells arrodonits i per plans de cantells no arrodonits de profunditats que van des de les 250 μm fins a les 300 μm de profunditat.

Les conclusions que se n'extreuen són les següents:

1. Per baixes velocitats, de l'ordre de 45 km/h, i per plans de fins a 100 μm de profunditat la força produïda pels plans de cantells no arrodonits és menys severa, és a dir, l'amplitud pic-vall és menor que en els plans de cantells arrodonits.
2. S'observa que per profunditats inferiors a 100 μm , el valor mínim de força de contacte és menor en els plans de cantells no arrodonits que el generat per plans de cantells arrodonits d'igual profunditat. Aquest fenomen es pot explicar perquè el primer pic inferior es deu per una descompressió del carril i una conseqüent descàrrega de la força de contacte; el pla representa una absència de material i falta de circularitat a nivell local de la roda i fa que es descomprimeixi el carril. El pla de cantells no arrodonits té una transició més brusca entre la zona corba del perfil de roda i el pla, i això fa que la força de contacte inicial sigui més severa.
3. A partir de profunditats del pla de 100 μm , els plans de cantells no arrodonits generen una força de contacte major que un pla de cantells arrodonits. És a dir, l'amplitud de la força en el tram de més alta freqüència és major.
4. A partir de profunditats del pla de 100 μm , els plans de cantells no arrodonits generen una força de contacte que s'atenua més ràpidament que la força de contacte produïda per un pla de cantells arrodonits.
5. Tant en els plans de cantells arrodonits com els plans de cantells no arrodonits, la vibració residual està directament relacionada amb la profunditat del pla, és a dir, a major profunditat del pla, la vibració residual és major i tarda més temps en atenuar-se.



- La fluctuació de la força de contacte està directament relacionada amb la profunditat del pla, sobretot en el primer pic de la força de contacte. Quan major és la profunditat del pla major és el primer pic de la força de contacte.

5.5.4 Força de contacte produïda per plans reals extrems de perfils d'irregularitat reals

En aquest apartat s'analitzaran les diferents forces de contacte produïdes per plans reals, que, tal i com s'ha explicat en detall al capítol 3, s'han extret de perfils d'irregularitats procedents de rodes reals mesurades experimentalment.

Es procedeix de forma similar als apartats anteriors, és a dir, tot seguit es mostraran un conjunt de gràfics corresponents a la força de contacte generada pels quatre plans extrems dels perfils d'irregularitat reals mostrats a la figura 3.10 del capítol 3. Es suposa que el perfil de la roda és totalment llis excepte a la zona local on conté el pla.

Anàlogament als apartats anteriors, per a la simulació de la força de contacte roda-carril se suposa que la velocitat de desplaçament del tren és de l'ordre de 45 km/h.

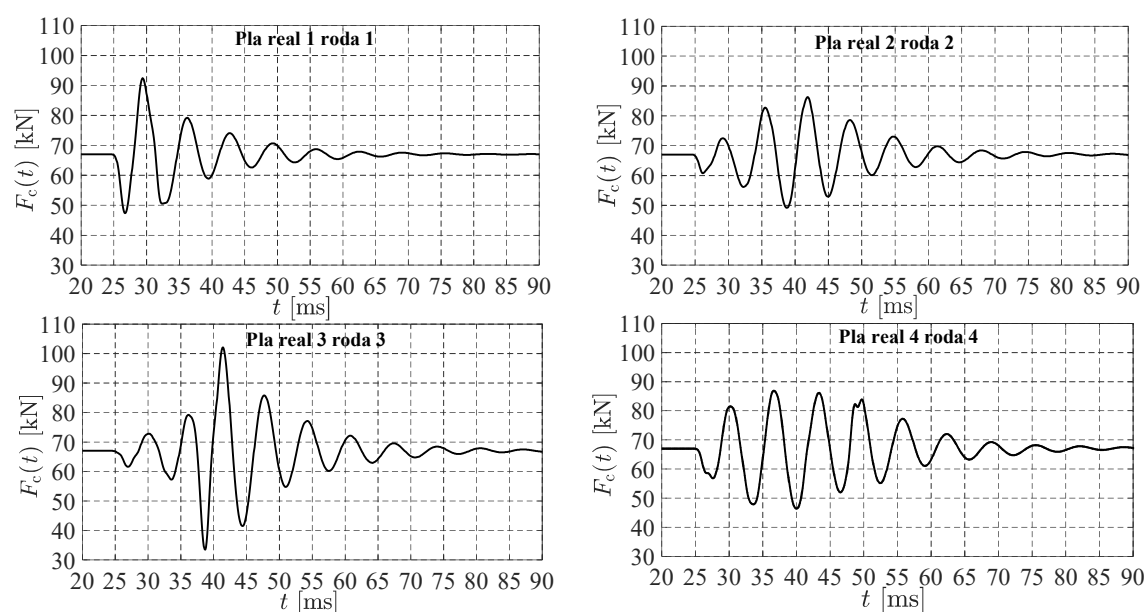


Figura 5.12: Forces de contacte roda-carril generades per plans reals de: 150 μm de profunditat (roda 2 i roda 4), 200 μm (roda 1) i 270 μm (roda 3).

Del gràfic anterior se'n pot concloure que:

- Igual que els plans teòrics, quan major és la profunditat del pla real, major és la fluctuació de la força de contacte.

2. La vibració residual produïda per un perfil real tornejat és molt més uniforme i l'atenuació és menor, sobretot si es compara amb la vibració residual corresponent a la generada per un perfil que contingui algun pla. En definitiva, el decaïment és menor.

5.5.5 Comparació de les forces de contacte produïdes per plans teòrics i plans reals

En aquest apartat es realitzarà un anàlisi comparatiu en les forces produïdes pels diferents plans que s'han anat mostrant als apartats anteriors.

Tot seguit es mostra un gràfic múltiple on es poden observar les diferents forces produïdes per diferents plans agrupant-los per profunditats de pla semblants:

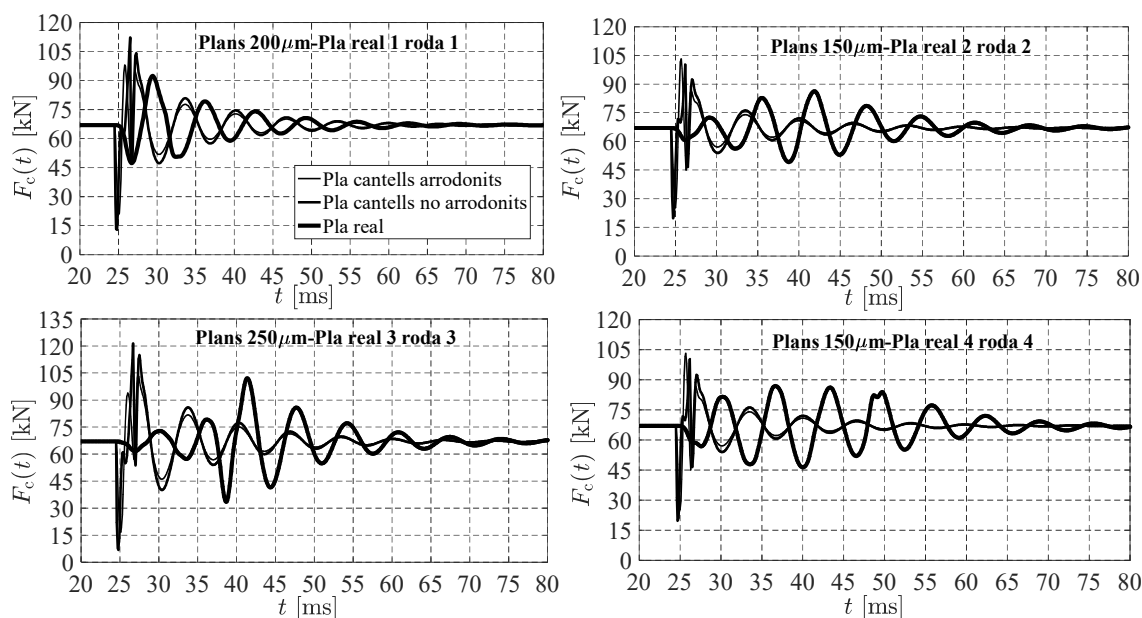


Figura 5.13: Comparativa de forces de contacte roda-carril generades per plans teòrics i per plans reals de profunditats semblants.

Les principals conclusions que s'observen són:

1. Les forces generades per plans reals presenten una atenuació més lenta que les dels plans teòrics, quan les profunditats són semblants.
2. La vibració residual generada per plans reals és major que en plans teòrics a igual profunditat de pla. Això es pot explicar perquè per a una mateixa profunditat de pla, els perfils dels plans reals són més complexos que els perfils dels plans teòrics. És a dir, que presenten més fluctuacions de profunditat a dins de la pròpia longitud del pla. A més els plans reals també presenten una longitud major que els plans teòrics per



igual profunditat de pla, això fa que la vibració es sostingui durant un cert instant de temps més que la vibració residual generada per plans teòrics.

3. La fluctuació de la força de contacte en els plans reals comença de manera més lenta, gradual i progressiva que en la dels plans teòrics. Aquest fenomen es pot explicar de manera similar a la conclusió anterior perquè per a una mateixa profunditat de pla els plans reals tenen major longitud de pla que els plans teòrics. Això significa que les fluctuacions que s'observen dins dels plans reals són més suaus, amb longituds d'ona més llargues, que no pas les dels plans teòrics, i per tant les fluctuacions de la força de contacte no són tan impulsional.
4. Generalment es poden observar dues freqüències en les forces generades per plans teòrics, una de més ràpida a l'inici de l'impacte del pla contra el carril i una vibració residual de més baixa freqüència posteriorment. Aquestes freqüències estan relacionades amb les freqüències pròpies de la via. La freqüència més alta no s'observa en els plans reals perquè aquests són més suaus que els plans teòrics, per igual profunditat de pla, i no exciten la freqüència més alta.
5. S'observa que, per a igual profunditat de pla, la força generada per plans reals presenta una amplitud pic-vall menor que la dels plans teòrics.

5.5.6 Força de contacte produïda per perfils d'irregularitat reals

Si es procedeix de manera anàloga als apartats anteriors, mitjançant l'ús del mètode de la doble convolució, s'obtenen les diferents forces de contacte roda-carril generades pels quatre perfils d'irregularitat procedents de rodes ferroviàries mesurades experimentalment, descrites al capítol 3.

Tot seguit es mostren quatre gràfics on es mostra el perfil d'irregularitat de cada roda real i la corresponent força de contacte roda-carril generada. Cal recordar que s'ha suposat una velocitat d'avanç del tren de 45 km/h pel càlcul de la força de contacte. Per altra banda també cal recordar que els perfils d'irregularitat reals s'han filtrat utilitzant un filtre Gaussià tal i com s'explica al capítol 3.

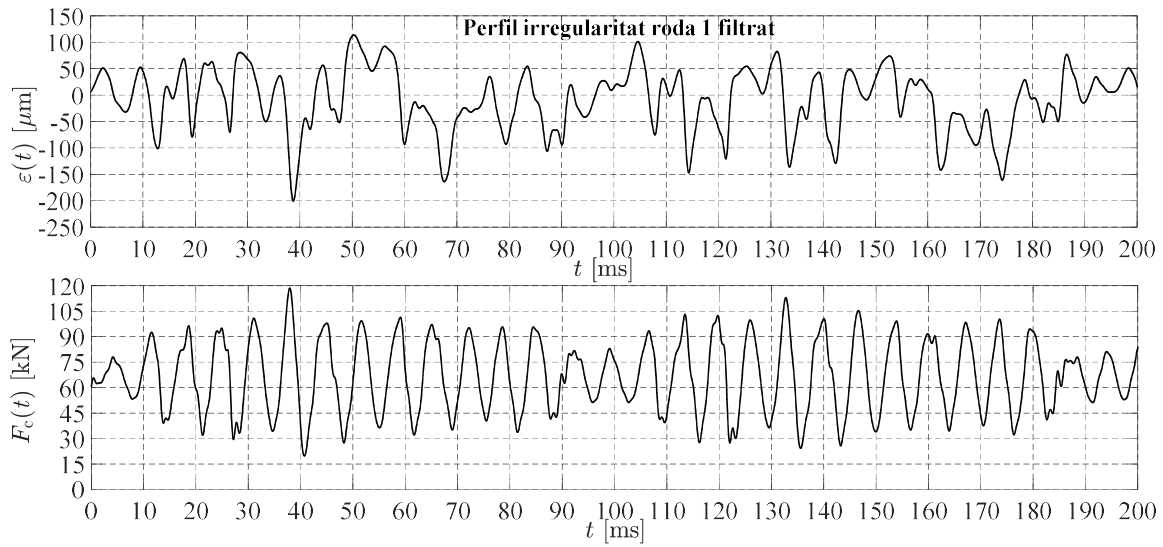


Figura 5.14: Perfil irregularitat roda n° 1 mesurada experimentalment (gràfic superior). Força de contacte roda-carril corresponent al llarg d'una volta de roda.

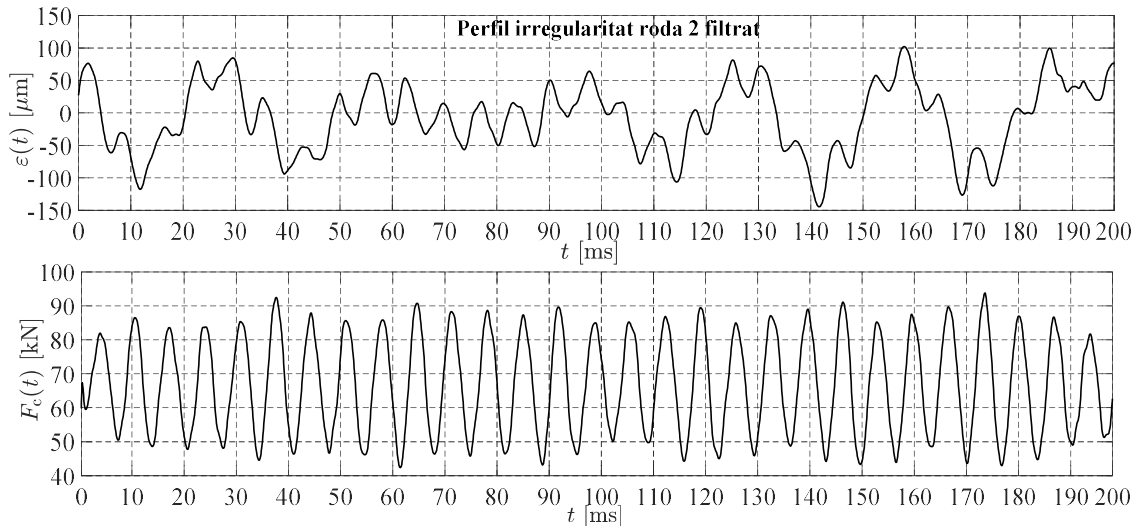


Figura 5.15: Perfil irregularitat roda n° 2 mesurada experimentalment (gràfic superior). Força de contacte roda-carril corresponent al llarg d'una volta de roda.

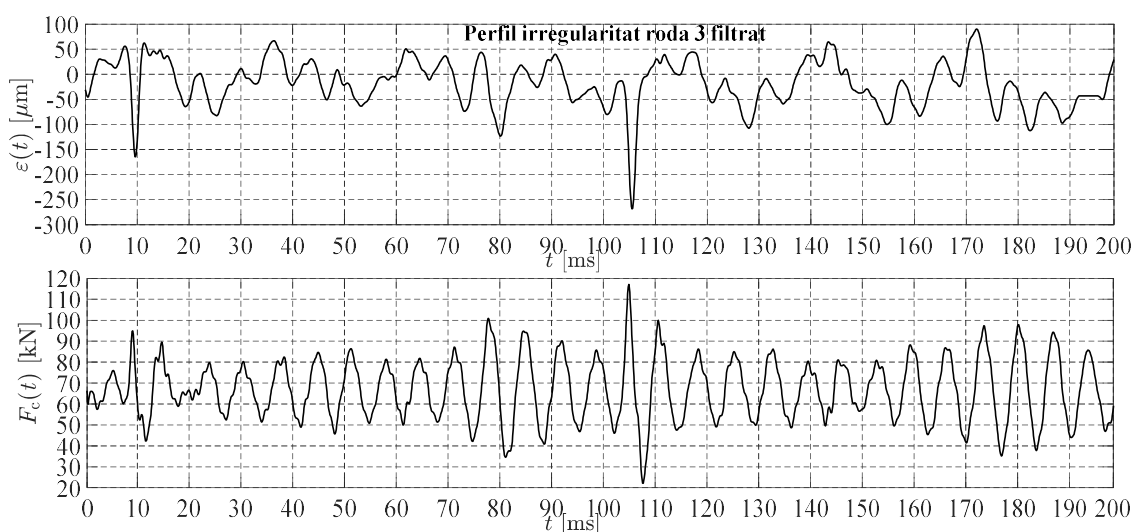


Figura 5.16: Perfil irregularitat roda n° 3 mesurada experimentalment (gràfic superior). Força de contacte roda-carril corresponent al llarg d'una volta de roda.

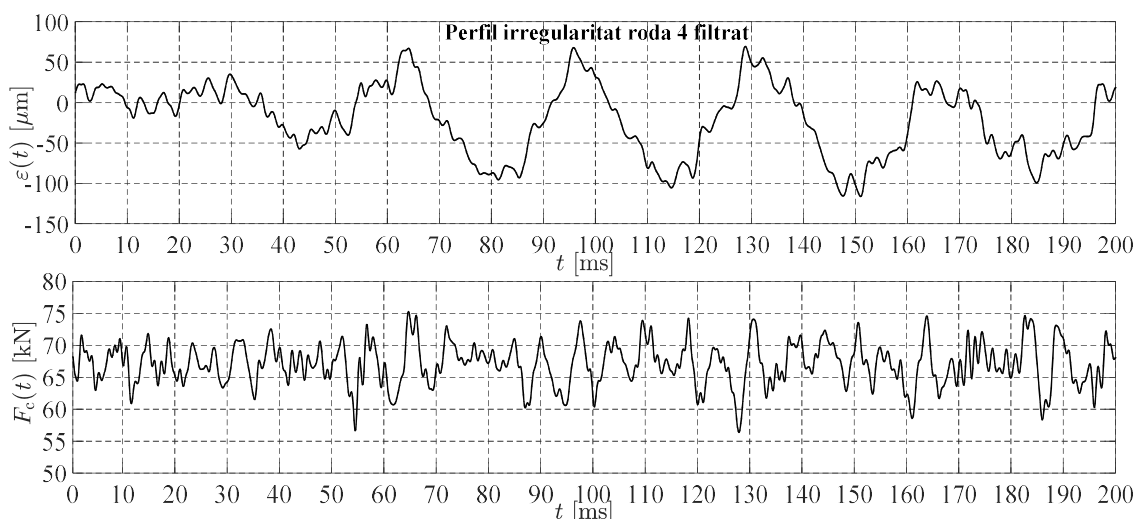


Figura 5.17: Perfil irregularitat roda n° 4 mesurada experimentalment (gràfic superior). Força de contacte roda-carril corresponent al llarg d'una volta de roda.

Les principals conclusions que se n'extreuen són:

1. Les rodes acabades de tornejar (que són les rodes número 2 i número 4) presenten una fluctuació de la força de contacte menor i més uniforme que les rodes que presenten algun pla a la seva banda de rodolament.
2. La fluctuació de la força de contacte en les rodes que presenten algun pla (que són les rodes número 1 i número 3) en el seu perfil pot arribar a oscil·lar un +/- 100% o més respecte a la càrrega estàtica del sistema, per a una velocitat de desplaçament del tren de 45 km/h.

- En les forces de contacte roda-carril anteriors, s'observa una freqüència de l'ordre de 150 Hz. Aquesta freqüència està directament relacionada amb la rigidesa de contacte de Hertz (quan major és la rigidesa de contacte més alta és la freqüència).

5.5.7 Força de contacte produïda per perfils d'irregularitats sintetitzats

Finalment s'ha obtingut la força de contacte per a diferents perfils d'irregularitat que han estat sintetitzats segons el procediment explicat al capítol 3.

A continuació també es mostren quatre gràfics dobles, el gràfic superior correspon al perfil d'irregularitat sintetitzat i el gràfic inferior correspon a la força de contacte roda-carril.

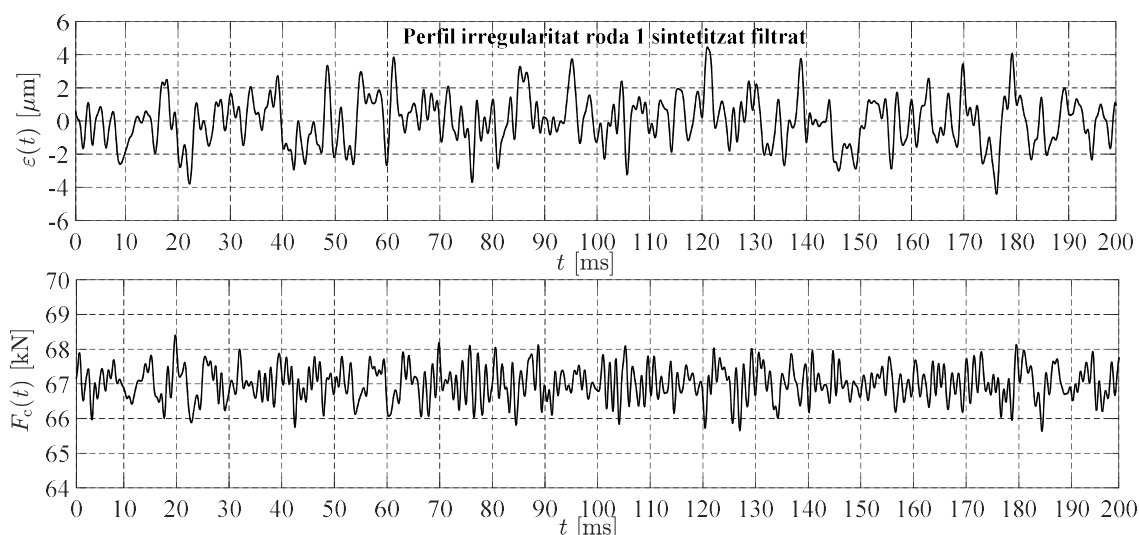


Figura 5.18: Perfil irregularitat roda nº 1 sintetitzada (gràfic superior). Força de contacte roda-carril corresponent al llarg d'una volta de roda.

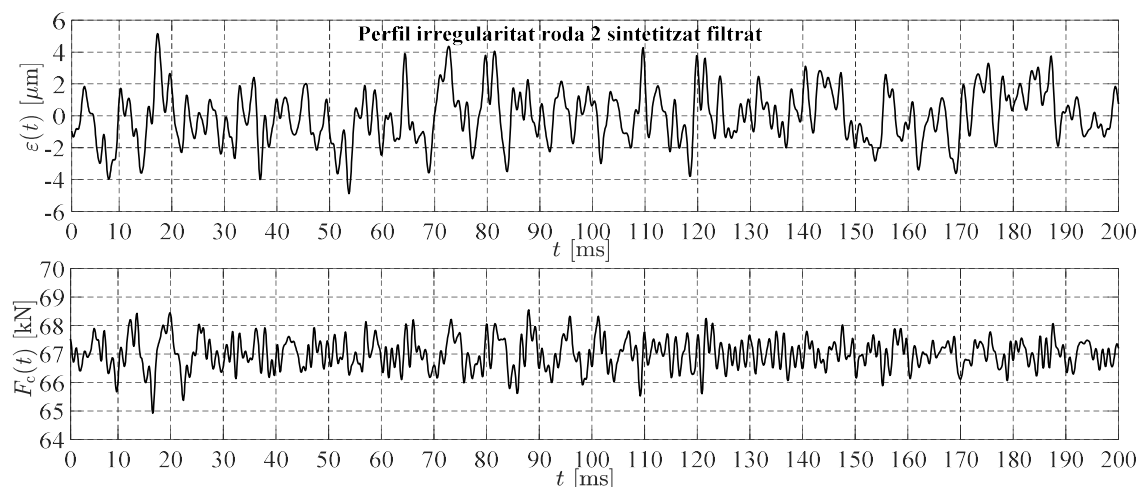


Figura 5.19: Perfil irregularitat roda nº 2 sintetitzada (gràfic superior). Força de contacte roda-carril corresponent al llarg d'una volta de roda.

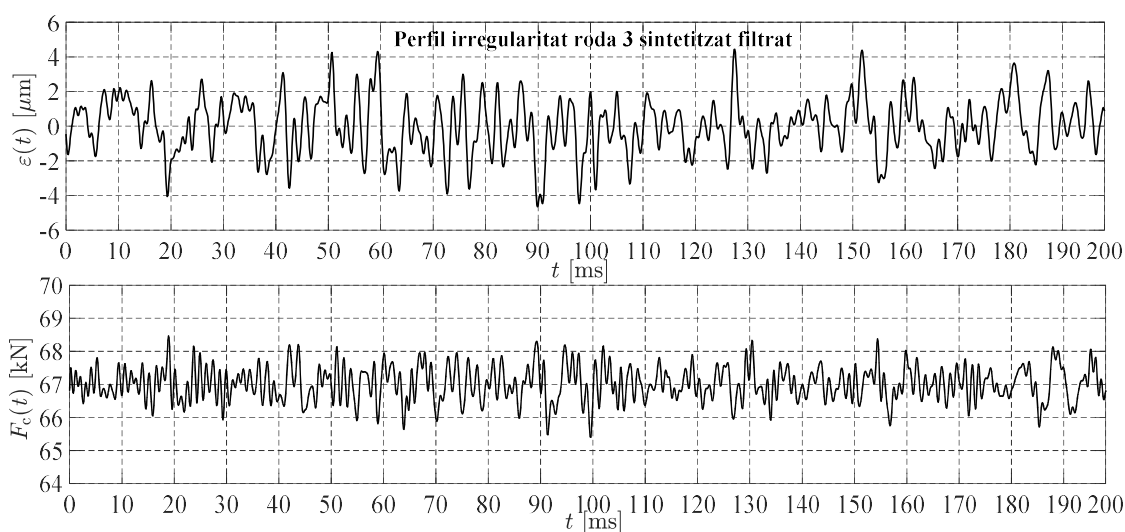


Figura 5.20: Perfil irregularitat roda n° 3 sintetitzada (gràfic superior). Força de contacte roda-carril corresponent al llarg d'una volta de roda.

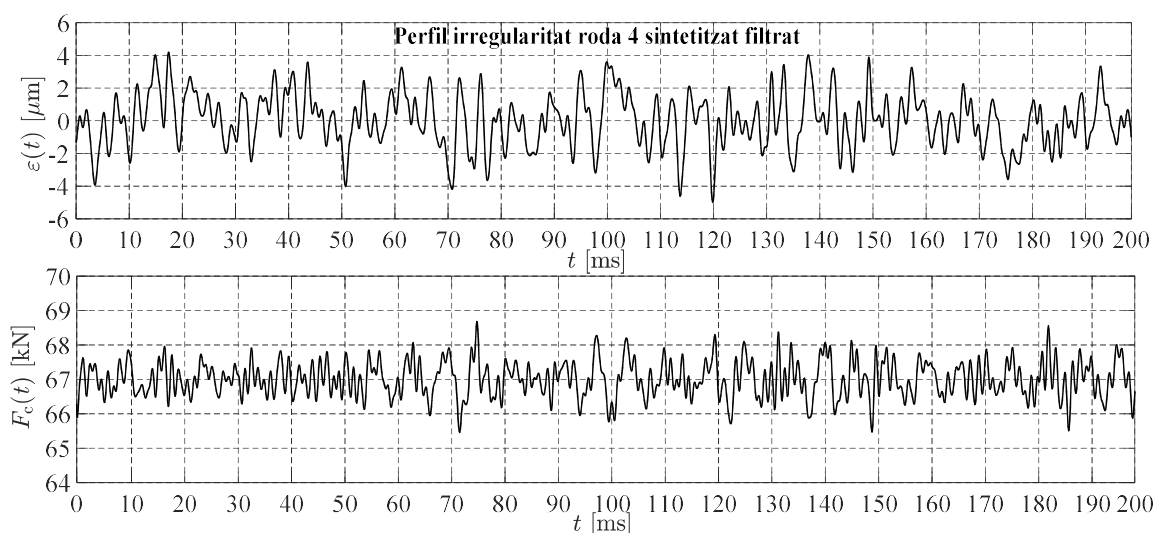


Figura 5.21: Perfil irregularitat roda n° 4 sintetitzada (gràfic superior). Força de contacte roda-carril corresponent al llarg d'una volta de roda.

Les principals conclusions que s'observen són:

1. Les forces de contacte generades per perfils de rodes sintetitzats presenten una fluctuació menor entorn de la càrrega estàtica que els perfils reals mesurats experimentalment. Aquest fet es pot explicar perquè com que l'espectre de rugositat de Dings i Dittrich [58] s'ha obtingut amitjanant el de moltes rodes, i per tant les rodes amb defectes importants, que no acostumen a ser gaires, no tenen tant pes com quan es fa servir el perfil d'irregularitat d'una sola roda en mal estat. Això podria explicar perquè la força de contacte és més baixa que la generada per la d'un perfil real.
2. Les forces de contacte generades per perfils sintetitzats presenten components de més alta freqüència respecte els perfils d'irregularitat reals mesurats experimentalment;

aquest fet és perquè es tenen en compte longituds d'ona petites en l'espectre del perfil d'irregularitat.

5.6 Efecte de la velocitat de desplaçament del tren en la força de contacte roda-carril

En aquest apartat s'analitzarà l'efecte de la velocitat de desplaçament del tren en la força de contacte roda carril. Bàsicament s'analitzarà aquest efecte en la força de contacte generada per plans teòrics de cantells arrodonits i en perfils d'irregularitat sintetitzats. S'ha escollit aquest tipus de plans perquè són el tipus de plans que es poden arribar a obtenir al cap de cert temps d'haver-se generat el pla de manera incipient i aquest són els que tenen una existència major fins que són detectats i eliminats. Per altra banda també s'ha realitzat l'anàlisi de l'efecte de la velocitat del tren en la força de contacte generat pels perfils d'irregularitat sintetitzats. El principal motiu d'haver escollit aquest tipus de perfils és perquè bàsicament són els tipus de perfils que s'utilitzaran posteriorment per desenvolupar l'algorisme de detecció de defectes singulars a les bandes de rodolament de les rodes dels trens.

La següent imatge mostra l'evolució temporal de la força de contacte, generat per un pla teòric de cantells arrodonits de 200 micres de profunditat, per les diferents velocitats d'avanç del tren des de 45 km/h, 65 km/h, 85 km/h i 100 km/h, en una via de travesses i balast, els paràmetres de la qual s'han definit al capítol 4.

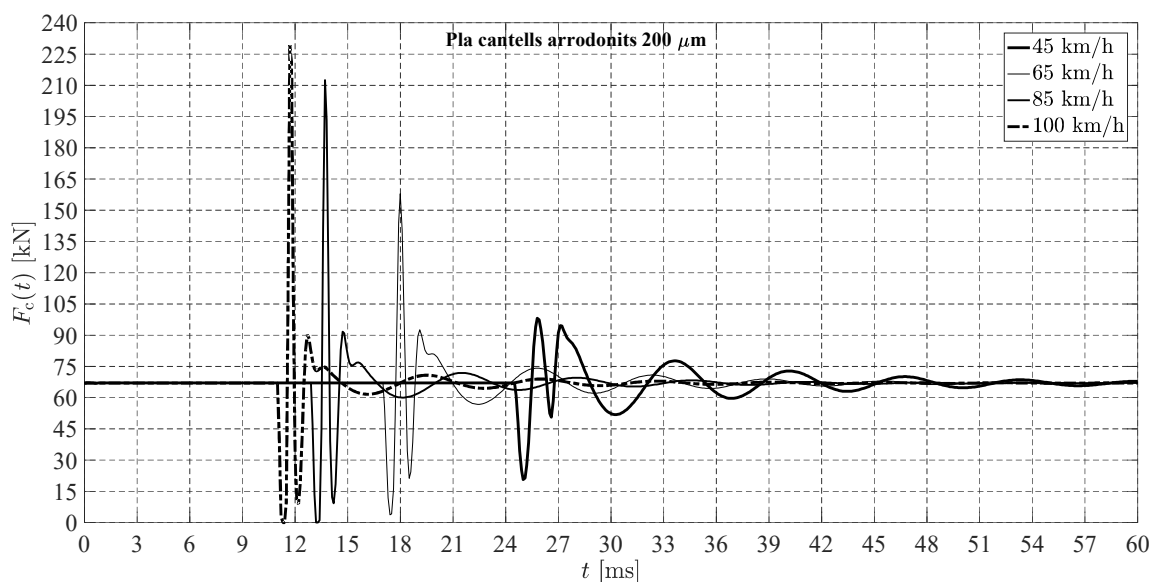


Figura 5.22: Evolució temporal de la força de contacte roda-carril generat per un pla de cantells arrodonits per diferents velocitats d'avanç del tren.

En el gràfic anterior es pot observar que si pràcticament es dobla la velocitat d'avanç del tren, passant de 45 km/h a 85 km/h, el pic màxim de força de contacte augmenta a més del doble. També es pot observar que, per un pla de 200 micres de profunditat, al duplicar



pràcticament la velocitat d'avanç del tren, passant també de 45 km/h a 85 km/h, la roda arriba a perdre el contacte amb el carril.

Per últim, es mostra una altra imatge que conté també l'evolució temporal de la força de contacte roda-carril, generat pel perfil d'irregularitat sintetitzat de la roda número 1, definit al capítol 3. Més concretament es pot observar quatre evolucions temporals de la força de contacte corresponents a una volta de roda per a les diferents velocitats d'avanç del tren; des de 45 km/h, 65 km/h, 85 km/h i 100 km/h. La via utilitzada també és una via de travesses i balast definida al capítol 4.

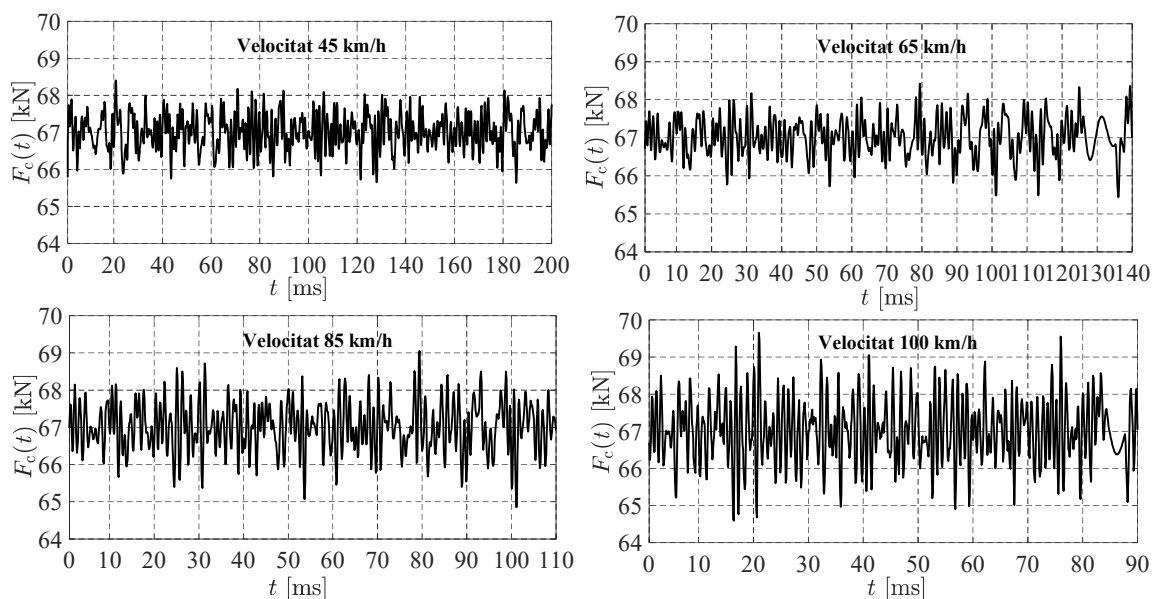


Figura 5.23: Evolució temporal de la força de contacte roda-carril generat pel perfil d'irregularitat sintetitzat de la roda n° 1, per diferents velocitats d'avanç del tren.

En el gràfic anterior es pot observar que si pràcticament es dobla la velocitat d'avanç del tren, passant de 45 km/h a 85 km/h, la fluctuació de la força de contacte augmenta de l'orde d'un 30%, respecte la fluctuació de la força de contacte sobre la càrrega estàtica a 45 km/h. Per últim, si es passa de 45 km/h a 100 km/h la fluctuació de força augmenta de l'orde d'un 70% respecte la fluctuació de força sobre la càrrega estàtica a 45 km/h.

5.7 Conclusions

Com a conclusions generals del model de generació de força de contacte roda-carril desenvolupat, i així com el mètode de resolució proposat de la doble convolució, es pot dir que:

El model analític de contacte roda-carril permet estudiar-ne l'evolució temporal de la força de contacte per diferents tipus d'irregularitats singulars a la banda de rodament de les rodes. Des de plans teòrics i plans reals fins a perfils d'irregularitat reals i sintetitzats.



El mètode de resolució desenvolupat de la doble convolució, per a l'obtenció de la força de contacte roda-carril, permet treballar amb paràmetres reals de via sense haver de passar per la utilització de models equivalents d'un o dos graus de llibertat, i haver d'ajustar-ne els valors de massa, rigidesa i esmorteïment per obtenir una resposta freqüencial similar a la resposta freqüencial obtinguda amb el model de paràmetres distribuïts.

Es disposa d'un model analític senzill per obtenir l'evolució temporal de la força de contacte roda-carril i l'evolució temporal de la velocitat de vibració vertical de la roda i del carril.

Capítol 6

Obtenció de la velocitat de vibració vertical del carril i de l'evolució temporal del seu valor RMS

Un cop obtingut el registre temporal de la força de contacte roda-carril, es fa necessari obtenir la velocitat de vibració vertical del carril. Bàsicament es treballa amb la velocitat de vibració vertical del carril en comptes de l'acceleració vertical del carril perquè la velocitat és menys sorollosa que l'acceleració. És a dir, la velocitat vertical té menys components d'alta freqüència que l'acceleració ja que el procés d'integració ja és un filtre en si quan es realitza el procés d'integració.

Per això, s'ha desenvolupat un mètode que permet simular l'efecte del pas d'una roda movent-se a una determinada velocitat sobre una ubicació concreta del carril. El resultat d'aquesta simulació es pot comparar directament amb la velocitat real del carril mesurada experimentalment amb un acceleròmetre situat en la mateixa ubicació (en el carril, just sota el peu).

Mitjançant aquest mètode, anomenat mètode de convolució del nucli variable, és possible obtenir l'evolució temporal de la velocitat de vibració vertical i també consegüentment obtenir l'evolució temporal del seu valor RMS. Ambdós evolucions depenen dels paràmetres del sistema via, dels paràmetres del sistema roda més suspensió primària i de la velocitat d'avanç del tren.

El mètode de la convolució de nucli variable consisteix en realitzar la convolució de la força de contacte entre la roda i el carril, obtinguda prèviament mitjançant el mètode de

la doble convolució, amb la resposta impulsional del sistema via. S'anomena de nucli variable perquè en cada instant de temps, a mesura que avança la roda, el nucli de la convolució, que és la resposta impulsional, es va actualitzant. Cal tenir present que la resposta impulsional que intervé en aquesta convolució és la resposta impulsional creuada que relaciona el desplaçament vertical de carril en la ubicació fixa considerada amb la força de contacte que es va desplaçant sobre el carril; a l'anar variant la distància entre aquestes dues localitzacions, cal anar actualitzant la resposta impulsional.

El resultat de la convolució de nucli variable és el desplaçament vertical del carril en la ubicació considerada, quan una roda s'hi desplaça per sobre a una certa velocitat. La velocitat vertical del carril s'obté derivant el desplaçament respecte el temps.

Els resultats teòrics obtinguts de les diferents simulacions s'utilitzaran posteriorment com a nivells teòrics de referència, per implementar la metodologia d'identificació de defectes singulars en la banda de rodament de les rodes, objectiu bàsic del present treball. Aquesta metodologia s'exposarà al capítol següent.

Els resultats de les simulacions també s'empren per fer una anàlisi de l'atenuació de la velocitat vertical de vibració del carril en funció de la distància entre el punt de contacte roda-carril i el punt fix de mesura. Aquesta anàlisi es presenta en aquest mateix capítol.

6.1 Obtenció de la receptància creuada del sistema via

Al capítol 4 s'ha exposat com s'obté la receptància creuada a partir de les equacions del model analític de paràmetres distribuïts i que a partir d'ella, aplicant la transformada inversa de Fourier, es pot determinar la resposta impulsional creuada.

Tot seguit es mostra un gràfic múltiple de quatre respostes impulsional del sistema via de travesses i balast, amb els paràmetres de via corresponents definits prèviament al capítol 4. Les distàncies escollides, que representen la separació entre el punt d'aplicació de la força de contacte i el punt fix considerat, són: $x=0$, $x=1,2$ m, $x= 2,5$ m i $x=5$ m. Aquestes distàncies corresponen a suposar el contacte situat respectivament: a sobre del punt considerat, a mig perímetre de roda, a un perímetre de roda i a dos perímetres de roda.

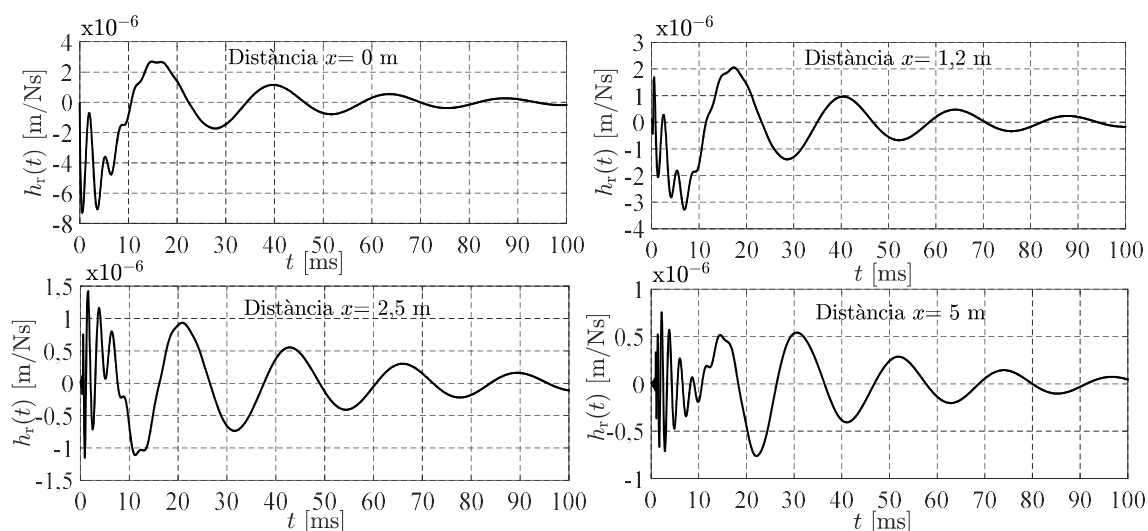


Figura 6.1: Diferents respostes impulsional creuades del sistema via de travesses i balast, a diferents distàncies entre el punt fix considerat i el punt d'aplicació de la força.

De la figura 6.1 anterior es pot observar que la magnitud de la resposta impulsional decreix amb la distància. A una distància equivalent de mitja volta de roda, el pic inferior de la resposta impulsional passa a ser la meitat de la resposta impulsional quan coincideixen el punt fix i el punt d'excitació. A una distància equivalent d'una volta de roda el pic inferior de la resposta impulsional decreix de l'ordre de quatre a cinc vegades; i finalment si la distància entre ambdós punts, d'excitació i punt fix, és de l'ordre de dos perímetres de roda, la magnitud del pic inferior es redueix fins a unes nou vegades.

6.2 Definició del mètode de càlcul de la velocitat vertical de vibració del carril mitjançant la convolució de nucli variable

Tal i com s'ha esmentat a l'inici del capítol, el mètode desenvolupat per obtenir la velocitat vertical de vibració del carril al pas d'una roda que es desplaça a una certa velocitat per sobre del carril és el mètode de la convolució de nucli variable. S'utilitza aquest mètode perquè permet introduir l'efecte del desplaçament longitudinal de la força de contacte roda-carril. A més, aquest mètode també permet treballar amb els paràmetres de via directament sense haver de fer un ajust de paràmetres previ per obtenir els paràmetres d'un sistema equivalent d'un o dos graus de llibertat que aproximi la resposta vibratòria del model de via infinitament llarga [36], [74]. És a dir, aquest mètode permet treballar directament amb el model de via de paràmetres distribuïts sense haver de recórrer a models equivalents simplificats.

Abans d'aplicar el mètode de la convolució de nucli variable cal disposar de la força de contacte roda-carril calculada amb el mètode de doble convolució exposat al capítol

anterior. Aquest càlcul s'ha de prolongar durant prou temps com per cobrir tota la durada prevista en la simulació del pas d'una roda per sobre de la localització fixa a la via que es considera en el model. Com ja s'ha comentat anteriorment, els resultats obtinguts en aquesta localització es poden comparar amb resultats experimentals obtinguts amb acceleròmetres situats al peu del carril.

Un cop obtingut el registre temporal de la força de contacte entre la roda i el carril, es procedeix a calcular la matriu de respostes impulsional del sistema via. El que es fa és determinar la receptància creuada funció de la distància entre força i punt fix i després aplicar la transformada inversa de Fourier; un cop obtinguda s'ordenen els resultats en forma de matriu.

Un cop obtinguda la matriu de respostes impulsional es procedeix a efectuar la convolució de nucli variable. Aquesta consisteix en fer el producte de convolució entre la resposta impulsional de la via i la història temporal de la força de contacte, però canviant a cada pas d'integració la resposta impulsional creuada, és a dir el nucli de la convolució.

La resposta impulsional creuada a escollir en cada instant és la corresponent a la distància entre el punt de contacte roda-carril i la localització fixa a la via, distància que varia a mesura que la roda es desplaça per sobre el carril. Les successives respostes impulsional a emprar s'extreuen de la matriu de respostes impulsional prèviament calculada.

Per obtenir la velocitat vertical de vibració del carril es deriva el desplaçament vertical del carril respecte del temps.

Tot seguit es mostra un esquema que mostra pas a pas, amb més detall, com es desenvolupa el mètode de la convolució de nucli variable:

- Pas 1: Obtenció de la força de contacte roda carril per diverses voltes de roda aigües amunt i aigües avall respecte del punt fix considerat, situat a la via, mitjançant el mètode la doble convolució explicat al capítol anterior:

$$\begin{aligned}
 & \left\{ \begin{array}{l} R_r(\omega) = \frac{Y_r(\omega)}{F_c(\omega)} \rightarrow \text{TF}^{-1} \{R_r(\omega)\} = h_r(t) \\ R_w(\omega) = \frac{y_w(\omega)}{F_c(\omega)} \rightarrow \text{TF}^{-1} \{R_w(\omega)\} = h_w(t) \end{array} \right\} \\
 & \quad \downarrow \\
 & \left\{ \begin{array}{l} y_r(t_i) = \int_{-\infty}^{t_i} h_r(t_i - \tau) F_c(\tau) d\tau \\ y_w(t_i) = \int_{-\infty}^{t_i} h_w(t_i - \tau) F_c(\tau) d\tau \end{array} \right\} \quad (6.1) \\
 & \quad \downarrow \\
 & \left\{ \begin{array}{l} F_c(t_{i+1}) = k_H \cdot \Delta y(t_i)^{3/2} \\ \Delta y(t_i) = y_r(t_i) - y_w(t_i) + r_w - \varepsilon(t_i) \end{array} \right\}
 \end{aligned}$$



- Pas 2: Obtenció de la matriu de respostes impulsional. La resposta impulsional es recalcula per tenir en compte la variació de la distància entre el punt de contacte roda-carril i el punt fix de mesura situat a la via.

$$R_r(\omega, x) = \frac{Y_r(\omega)}{F_c(\omega, x)} \rightarrow \text{TF}^{-1} \left\{ \frac{Y_r(\omega)}{F_c(\omega, x)} \right\} = h_r(t, x) \quad (6.2)$$

- Pas 3: Realització de la convolució de la força de contacte roda-carril obtinguda al pas 1 i la resposta impulsional corresponent obtinguda al pas anterior.

$$y_r(t) = \int_{-\infty}^t F_c(\tau, x) \cdot h_r(t - \tau, x) d\tau \quad (6.3)$$

Aquesta integral s'estén al llarg de tot el temps de simulació. Llavors s'obté el desplaçament vertical del carril al pas d'una roda.

- Pas 4: Un cop obtingut el desplaçament vertical del carril, es deriva numèricament el desplaçament en funció del temps, utilitzant el mateix increment de temps utilitzat en el càlcul de la convolució de nucli variable. Llavors s'obté la velocitat vertical de vibració del carril.

Es treballa amb la funció de transferència receptància en comptes de la mobilitat (que és la funció de transferència que relaciona entrada força i sortida velocitat) perquè si es treballa amb aquesta última, la resposta impulsional en velocitat que s'obté presenta un graó a l'origen. Aquest graó fa que hi hagi una discontinuïtat a l'origen i a més genera algunes inestabilitats en la resposta impulsional en velocitat de vibració vertical del carril. Per aquest motiu, s'ha decidit obtenir inicialment el desplaçament de vibració vertical del carril, mitjançant la funció de transferència receptància, i posteriorment derivar-lo numèricament.

6.3 Desplaçament i velocitat vertical del carril generat per rodes que contenen plans de cantells arrodonits

En aquest apartat es procedirà a obtenir el desplaçament i la velocitat vertical del carril generat pel pas d'una roda per sobre del carril, que es mou a una velocitat de 45 km/h, que conté un pla de cantells arrodonits. Es realitzaran varies simulacions per a diferents profunditats de plans.

Prèviament però a la realització de les diferents simulacions variant la profunditat del pla, es realitzarà una simulació d'una roda totalment llisa desplaçant-se a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril. En aquesta simulació s'ha tingut en compte el pes propi de la

part del cotxe que suporta la roda, el seu pes propi i el del semieix. Aquesta simulació permet observar com varien el desplaçament i la velocitat vertical del carril per causa del moviment de la roda.

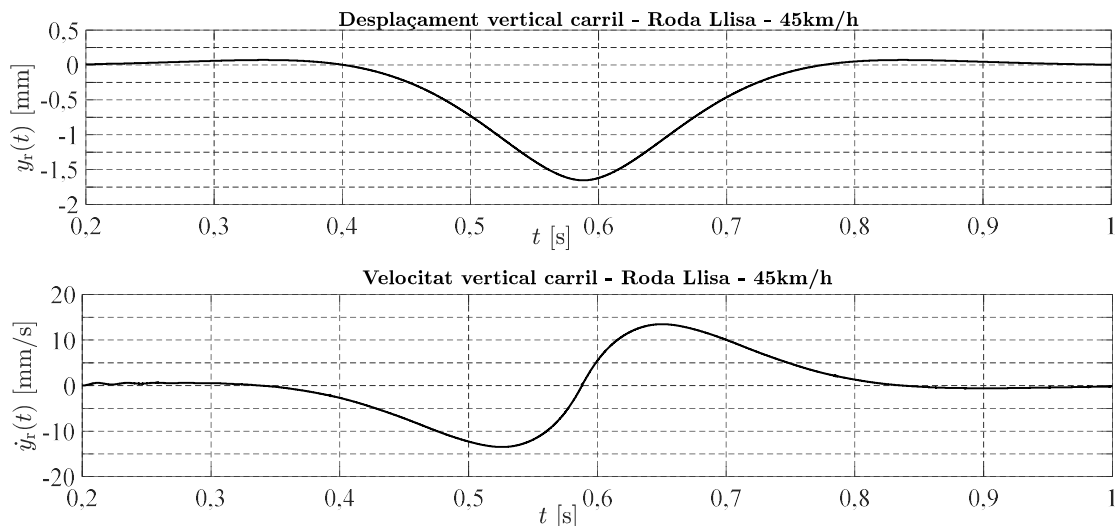


Figura 6.2: Desplaçament vertical del carril (superior) i velocitat vertical del carril (inferior) al pas d'una roda llisa desplaçant-se per sobre del carril a una velocitat de 45 km/h.

Cal esmentar que en la resta de simulacions que es presenten s'ha prescindit del component estàtic de la força, que correspon a la part del pes del cotxe que suporta la roda, del pes propi de la roda i el del semieix. D'aquesta manera s'observa amb més claredat el component fluctuant de la força generada per la irregularitat del perfil de la roda, així com el component fluctuant del desplaçament i de la velocitat del carril atribuïbles a aquesta força.

Tot seguit es mostren un conjunt de sis gràfics múltiples que corresponen a: els desplaçaments verticals i les velocitats verticals del carril com a resultat de simulació de sis voltes de roda, tres d'elles aigües amunt del punt fix del carril des d'on s'observa la vibració, i les altres tres aigües avall. El pla corresponent a la quarta volta s'ha fet coincidir amb el punt fix del carril, per poder obtenir-ne el valor màxim de desplaçament i velocitat vertical causat per una pertorbació d'aquest tipus. El punt fix del carril està situat en el lloc corresponent a l'instant de pas 588 ms.

Les profunditats de plans amb cantells arrodonits que s'han considerat en les simulacions van des de les 50 μm fins a les 300 μm .

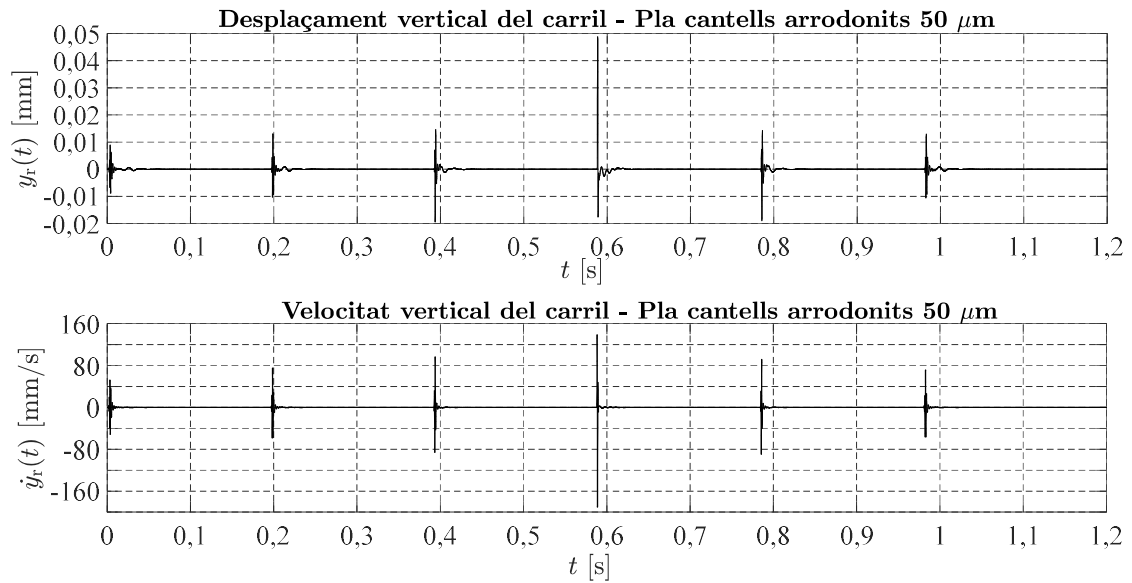
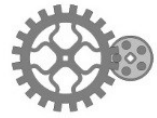


Figura 6.3: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells arrodonits de 50 µm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

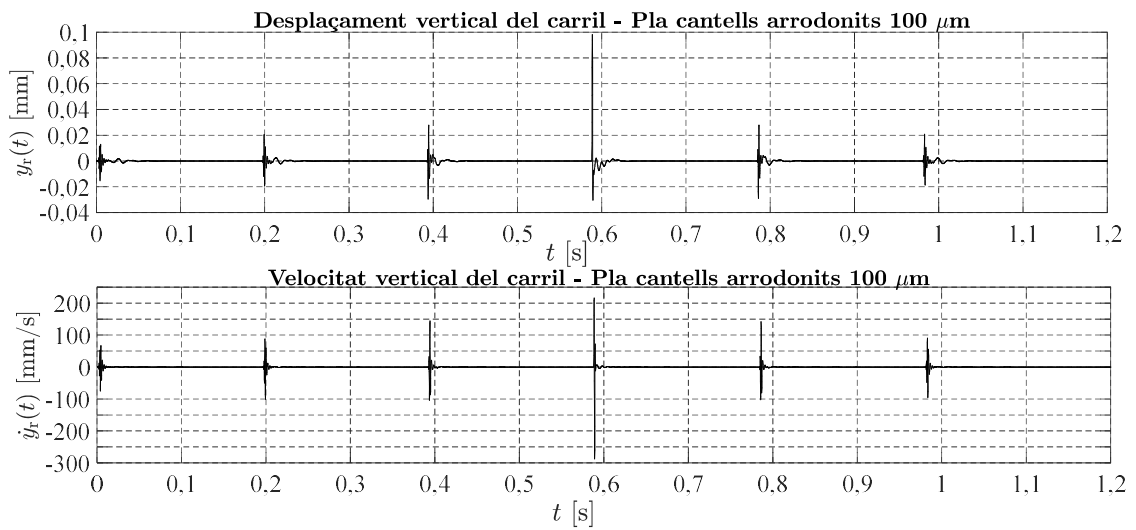


Figura 6.4: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells arrodonits de 100 µm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

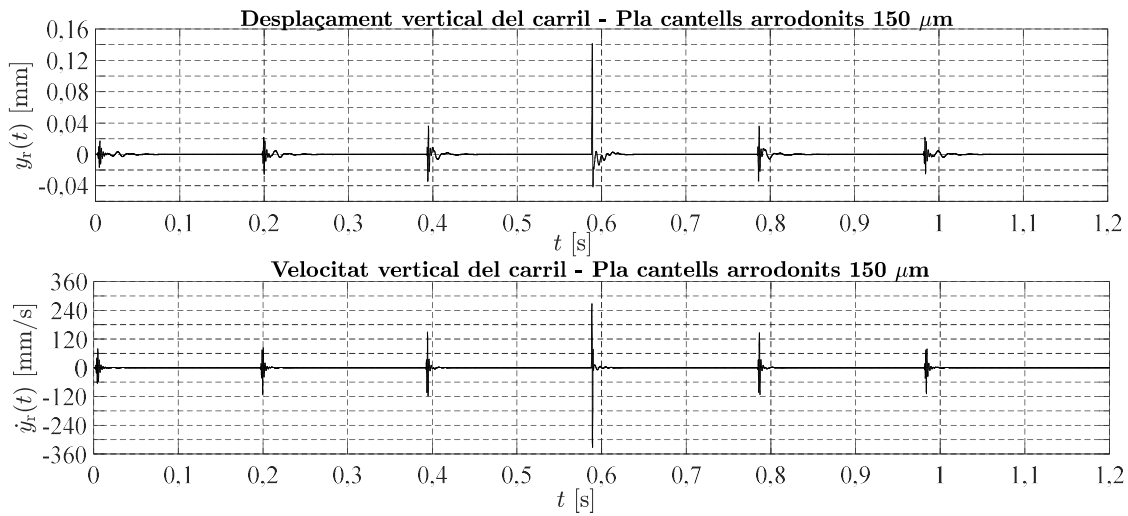


Figura 6.5: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells arrodonits de 150 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

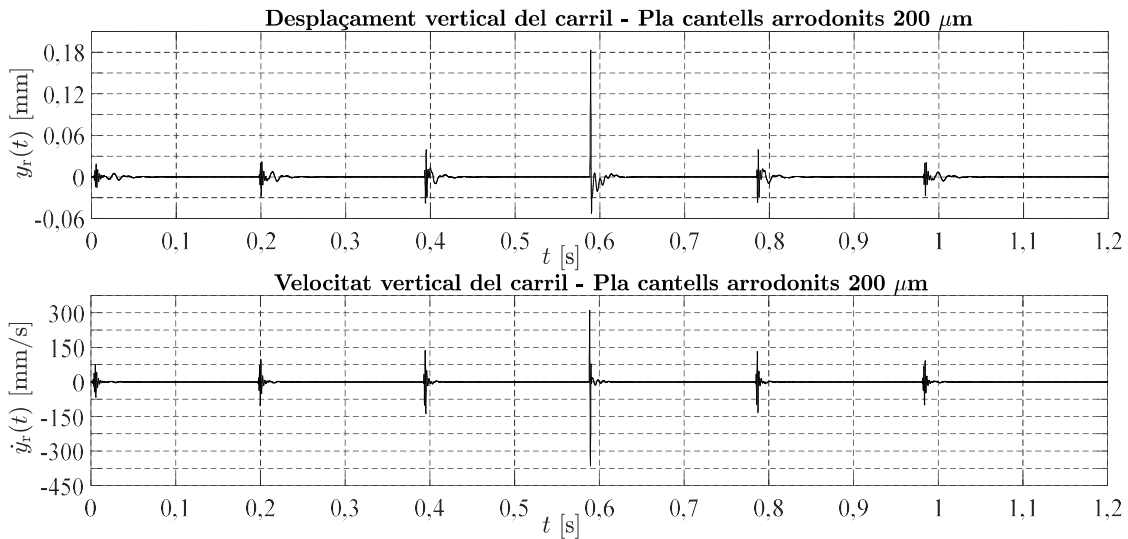


Figura 6.6: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells arrodonits de 200 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

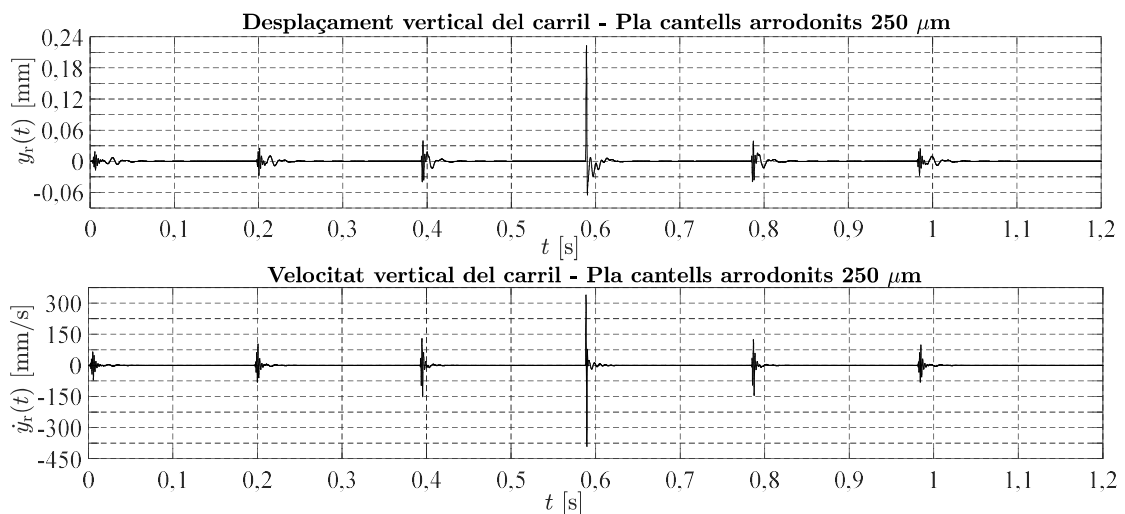


Figura 6.7: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells arrodonits de 250 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

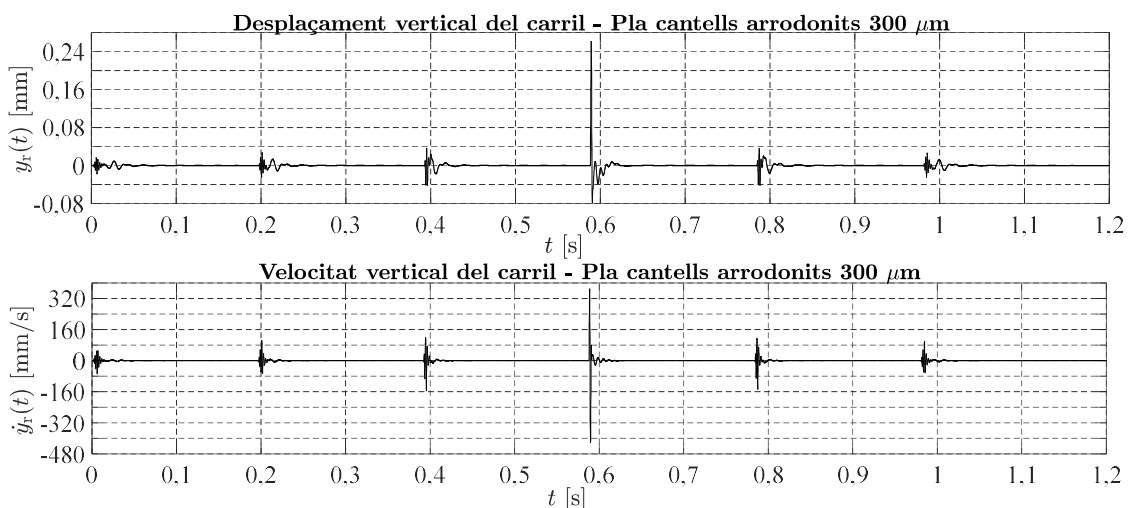


Figura 6.8: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells arrodonits de 300 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

De l'anàlisi d'aquest conjunt de resultats se n'extreu:

1. A més profunditat de pla, l'atenuació del desplaçament vertical i de la velocitat vertical del carril és major per la mateixa distància del punt de pertorbació al punt fix del carril considerat.
2. A mesura que augmenta la profunditat del pla, l'atenuació del desplaçament vertical i de la velocitat vertical del carril amb la distància és més acusada.

6.4 Desplaçament i velocitat vertical del carril generat per rodes que contenen plans de cantells no arrodonits

De manera anàloga a l'apartat anterior, es procedirà a obtenir el desplaçament i la velocitat vertical del carril generat pel pas d'una roda, que es desplaça longitudinalment a una velocitat de 45 km/h, que conté un pla de cantells no arrodonits. Es realitzaran varies simulacions per a diferents profunditats de plans.

Cal esmentar que en totes les simulacions, de manera anàloga a l'apartat anterior, també s'ha prescindit del component estàtic de la força, que correspon a la part del pes del cotxe que suporta la roda, del pes propi de la roda i el del semieix.

Tot seguit es mostren un conjunt de sis gràfics múltiples que corresponen a: els desplaçaments verticals i les velocitats verticals del carril al pas d'una roda, per diferents profunditats de plans de cantells no arrodonits, que van de les 50 μm fins a les 300 μm ; com a resultat de simulació de sis voltes de roda, tres d'elles aigües amunt del punt fix del carril, des d'on s'observa la vibració, i tres aigües avall. S'ha fet coincidir que el pla de la quarta volta impacti just a sobre del punt fix del carril des d'on s'observa la vibració. Aquest punt està situat en el lloc corresponent a l'instant de pas 588 ms.

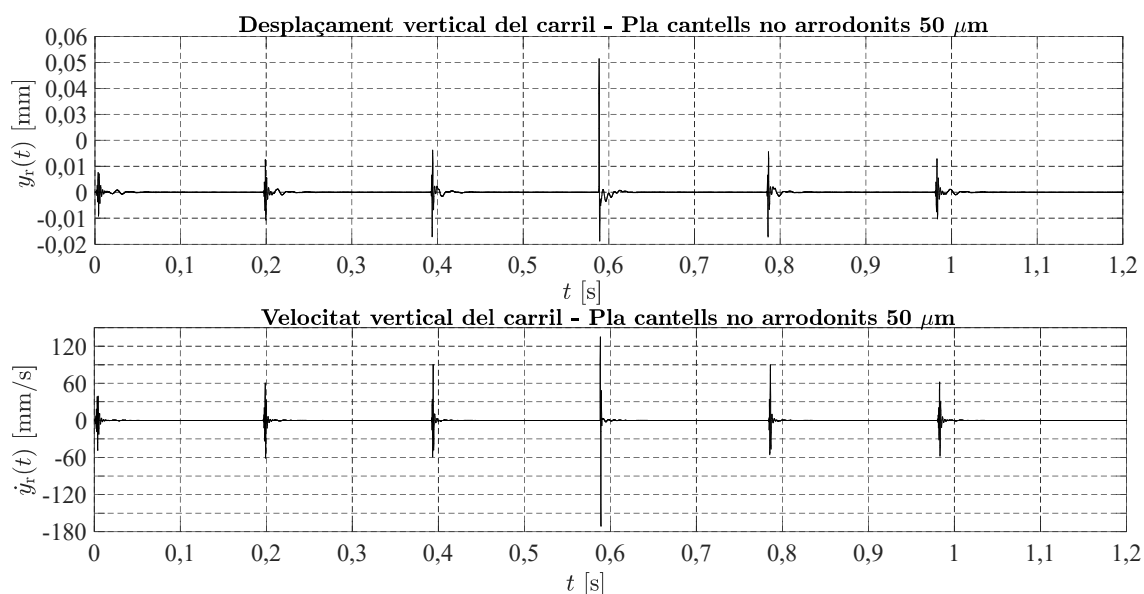


Figura 6.9: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells no arrodonits de 50 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

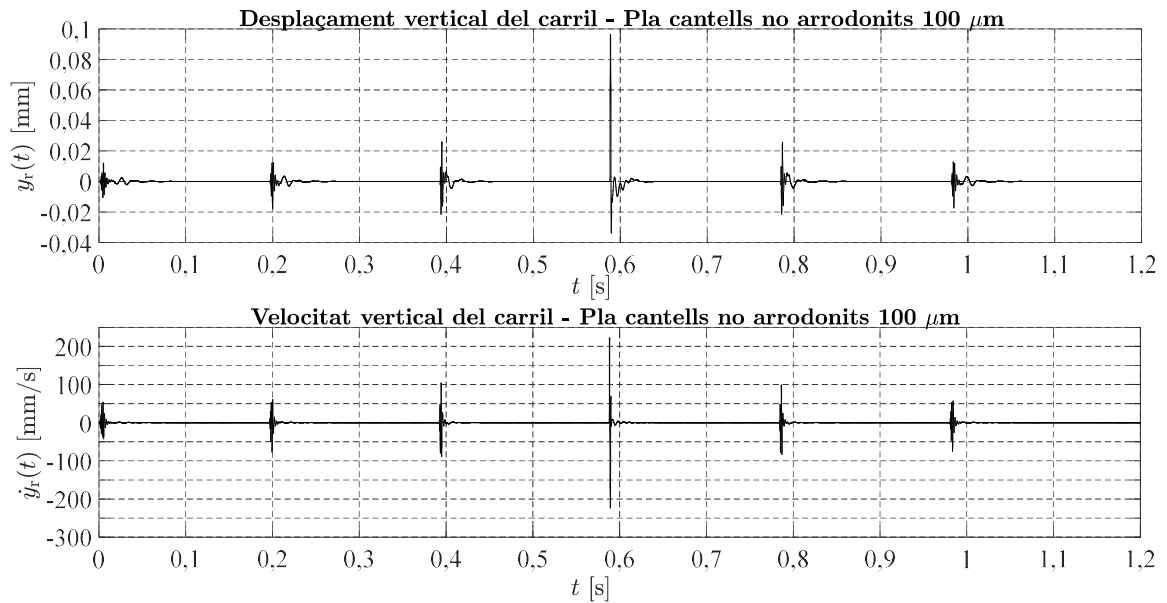


Figura 6.10: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells no arrodonits de 100 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

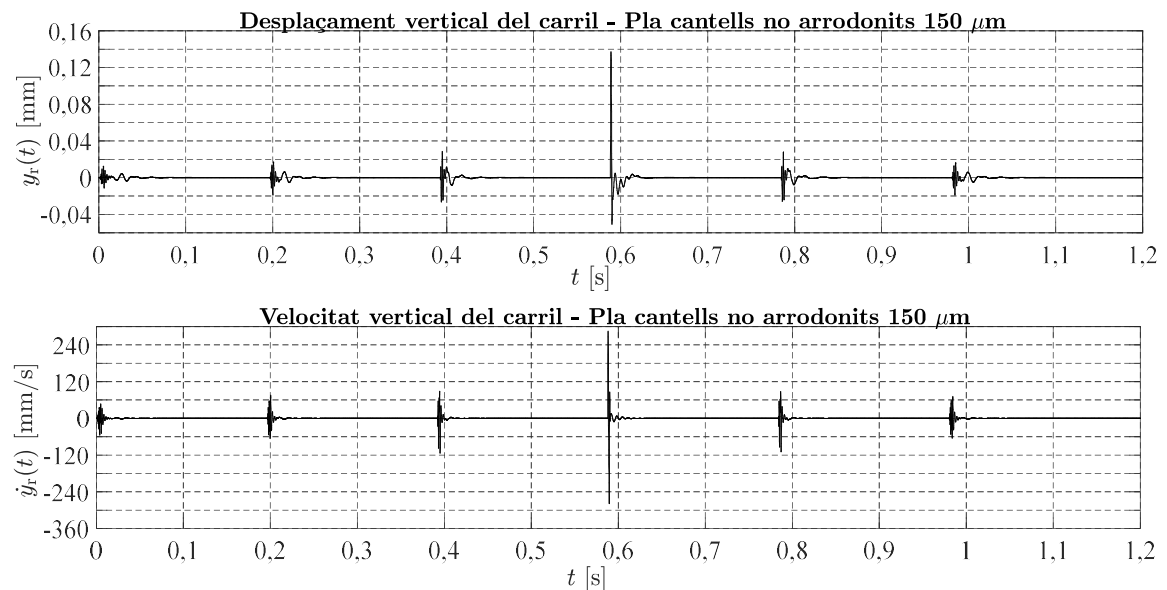


Figura 6.11: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells no arrodonits de 150 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

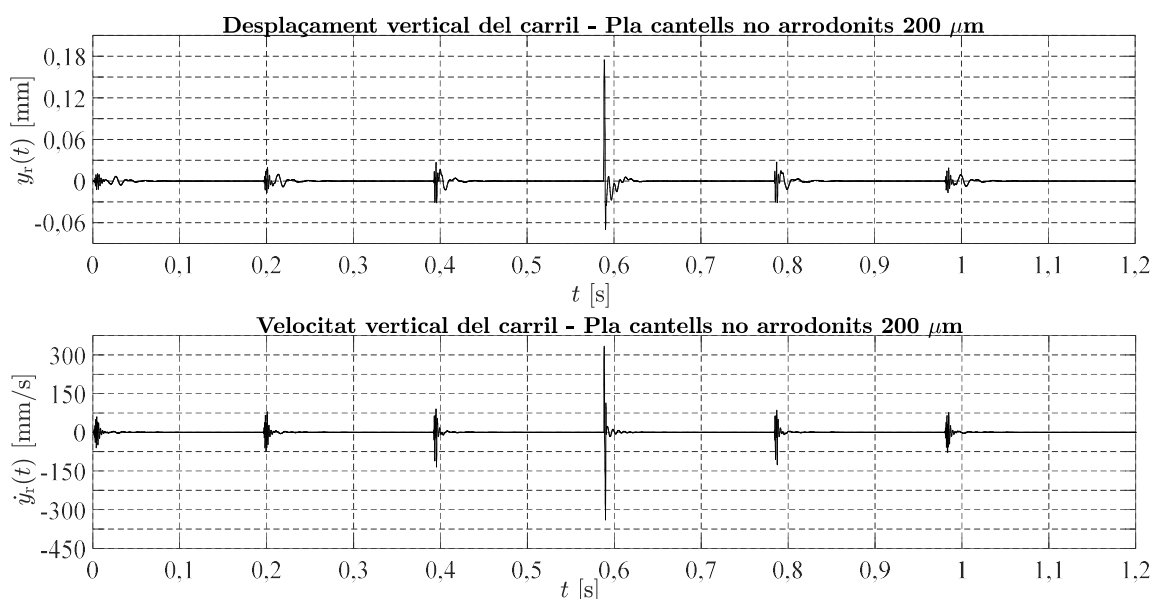


Figura 6.12: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells no arrodonits de 200 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

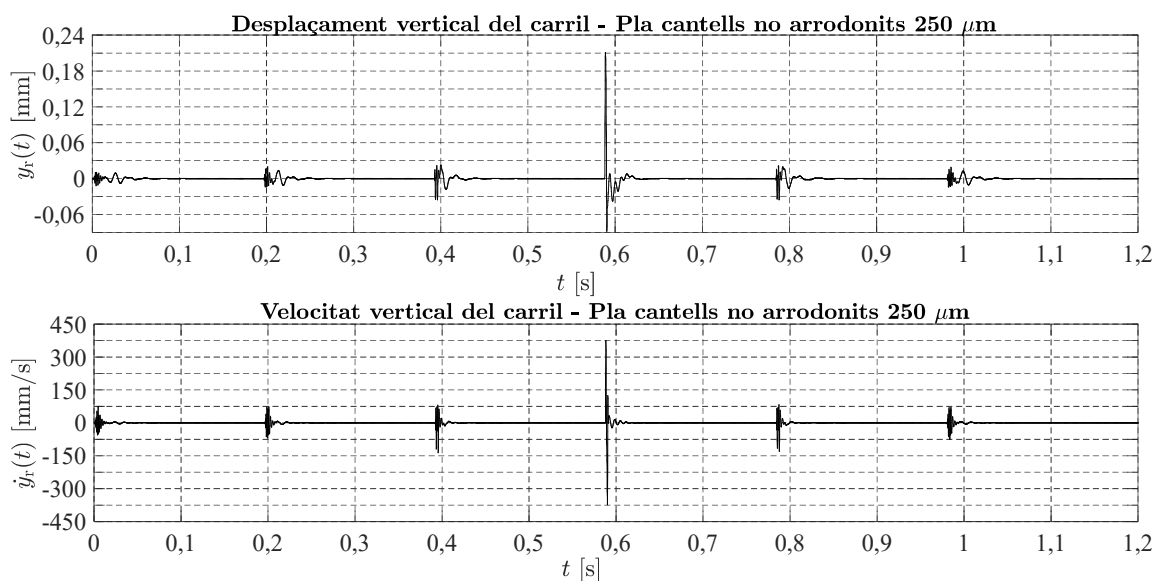


Figura 6.13: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells no arrodonits de 250 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

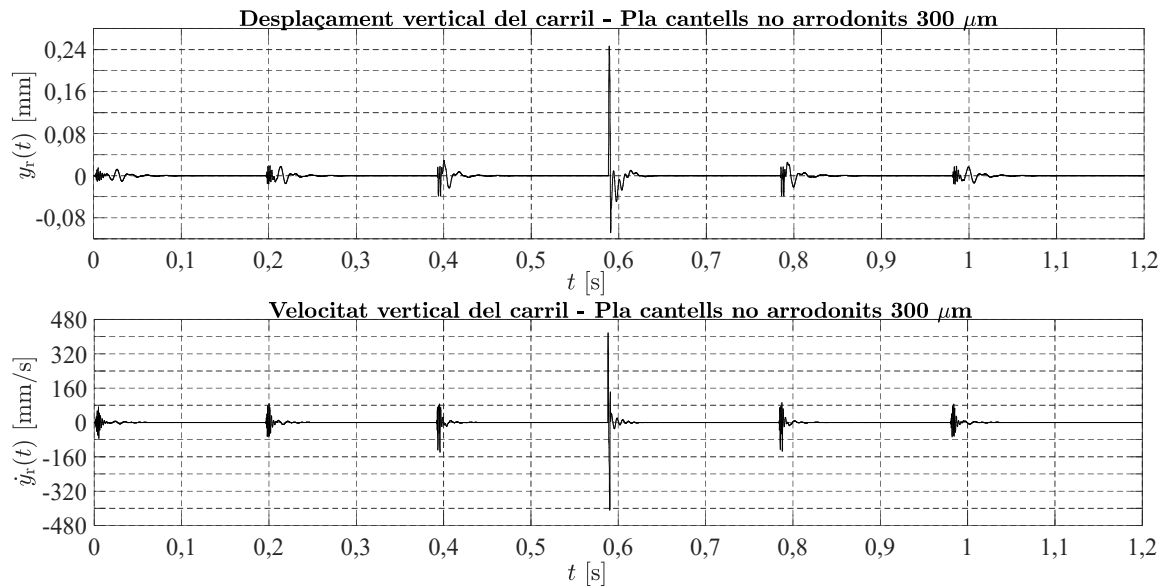


Figura 6.14: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté un pla de cantells no arrodonits de 300 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

Les principals conclusions que se n'extreuen són:

1. Pels plans de cantells no arrodonits, també s'observa que a més profunditat de pla de cantells no arrodonits, l'atenuació del desplaçament vertical i de la velocitat vertical del carril és major per la mateixa distància del punt de pertorbació al punt fix del carril.
2. Per profunditats de pla de fins a 100 μm o inferiors, els plans de cantells no arrodonits generen un pic de velocitat de vibració vertical, quan actuen just a sobre del punt del punt fix del carril, inferior al pic de velocitat de vibració vertical generat per un pla de cantells arrodonits de la mateixa profunditat.
3. A partir de profunditats de pla de 100 μm o superiors, els plans de cantells no arrodonits generen un pic de velocitat de vibració vertical, quan actuen just a sobre del punt fix del carril, superior al pic de velocitat de vibració vertical generat per un pla de cantells arrodonits de la mateixa profunditat. Això pot ser perquè per una mateixa profunditat de pla, de 100 μm o superiors, els plans de cantells no arrodonits són més afuats que els plans de cantells arrodonits. Això fa que quan aquest pla entra en contacte amb el carril generi una força de contacte major que com a conseqüència fa que la velocitat vertical del carril també sigui major.

6.5 Desplaçament i velocitat vertical del carril generat per plans reals extrems de perfils reals

En aquest apartat es calcula el desplaçament i la velocitat vertical del carril generats pel pas d'una roda que conté un pla real es desplaça longitudinalment per sobre del carril a una velocitat de 45 km/h. Els plans reals utilitzats s'han extret dels quatre perfils d'irregularitat reals definits al capítol 3. De manera similar a l'apartat anterior, es mostren un conjunt de gràfics múltiples que corresponen a: els desplaçaments verticals i les velocitats verticals del carril com a resultat de simulació de sis voltes de roda. El punt fix del carril des d'on s'observa la vibració també està situat en el lloc corresponent a l'instant de pas 588 ms. També s'ha prescindit de la part del pes del cotxe que suporta la roda, del pes propi de la roda i el del semieix.

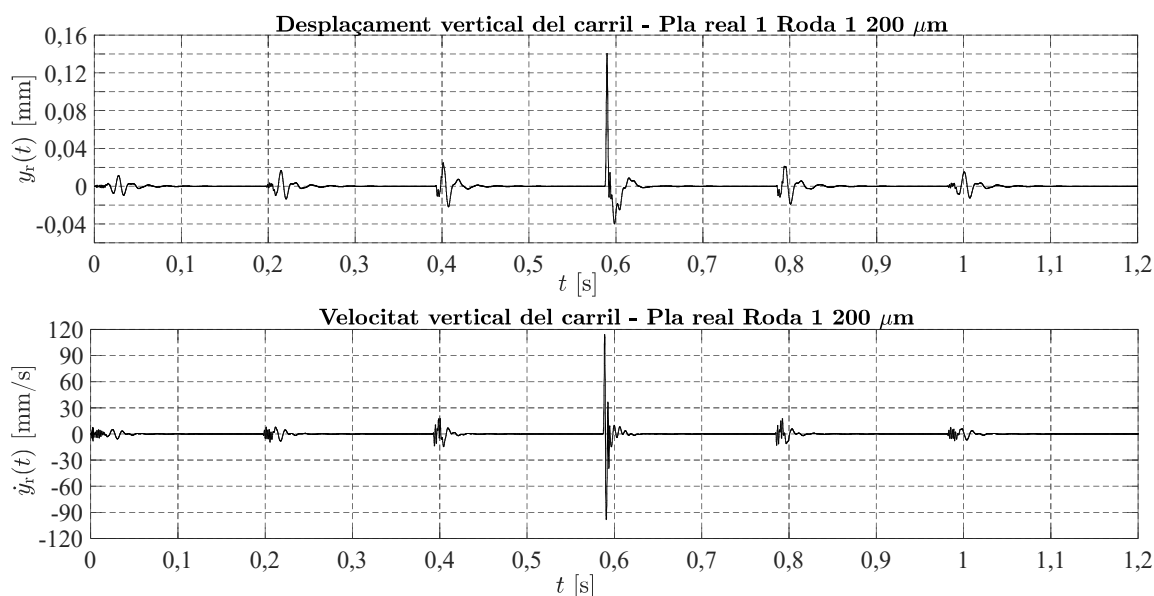


Figura 6.15: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté el pla real extret de la roda 1, de 200 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

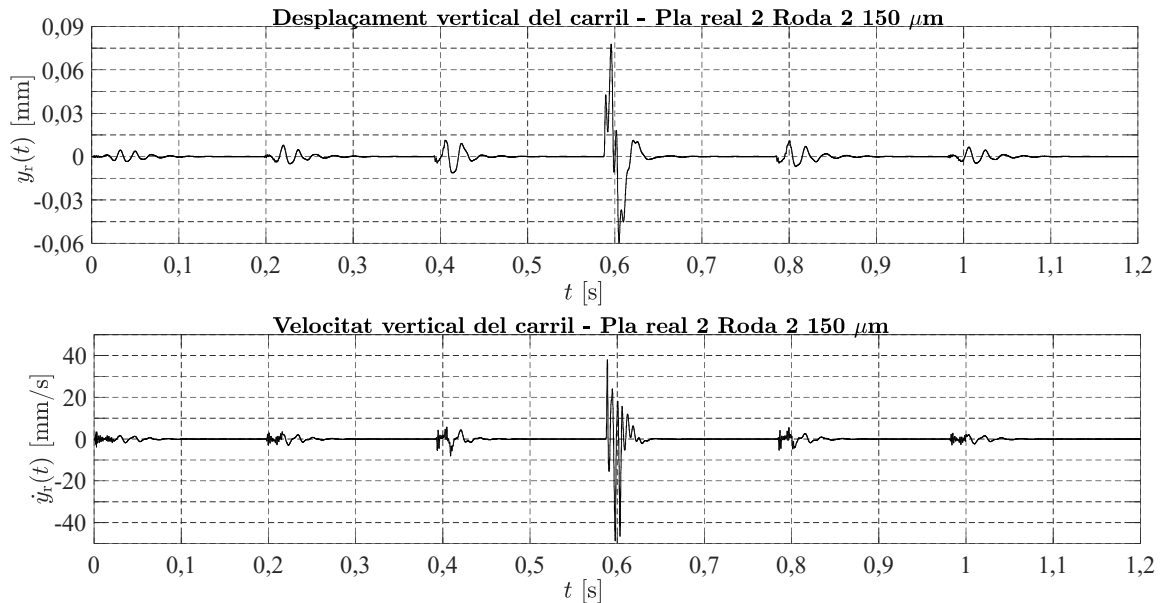
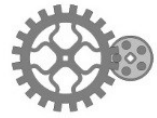


Figura 6.16: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté el pla real extret de la roda 2, de 150 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

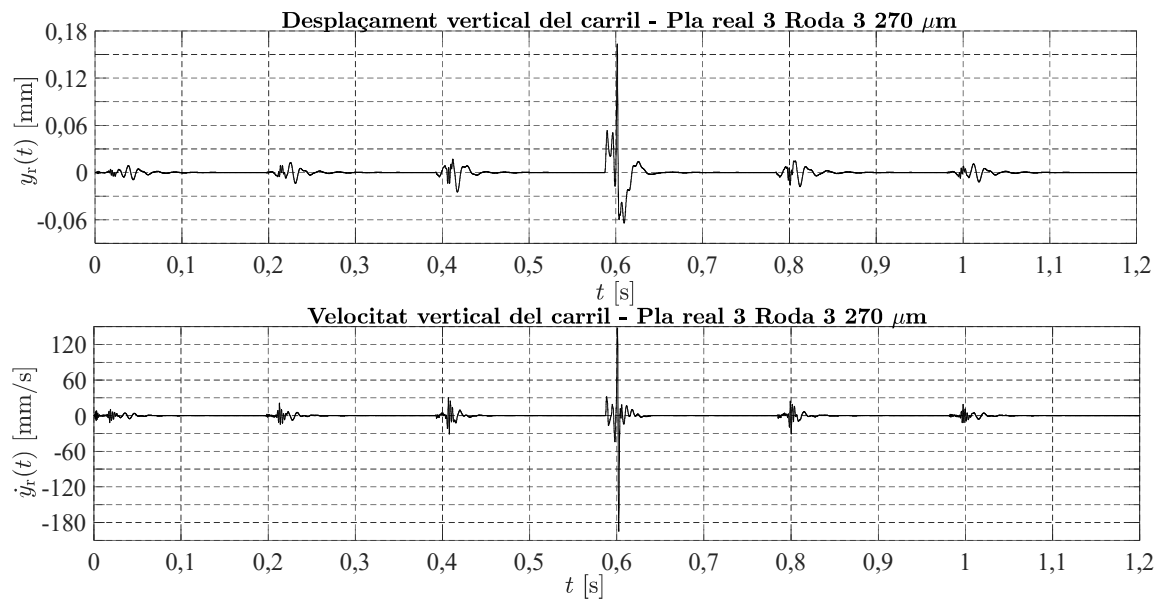


Figura 6.17: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté el pla real extret de la roda 3, de 270 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

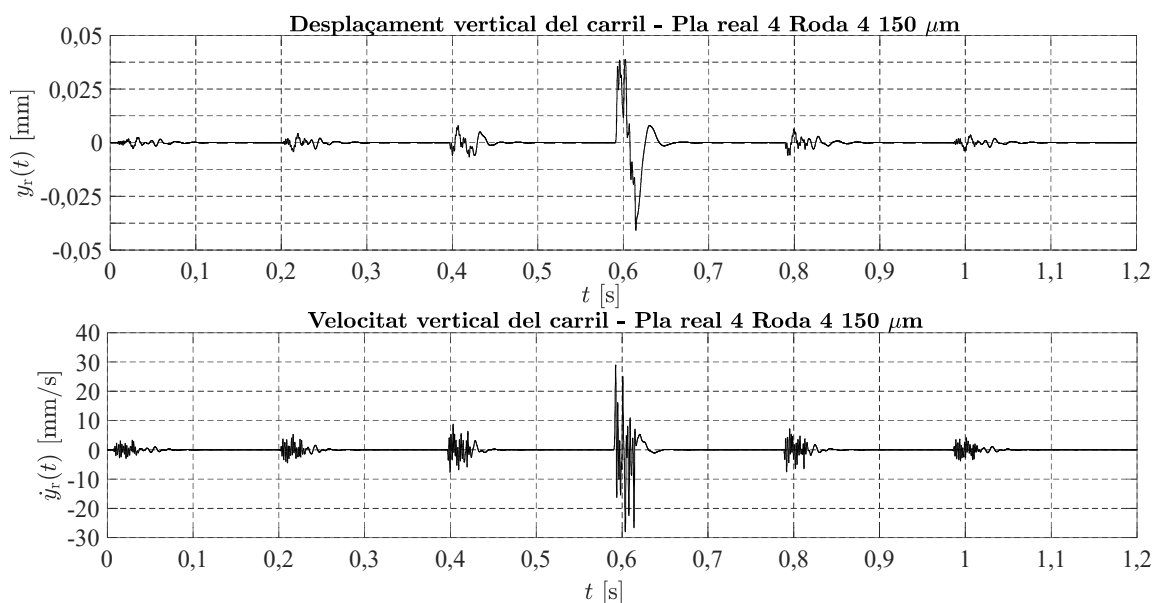


Figura 6.18: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de roda que conté el pla real extret de la roda 4, de 150 μm de profunditat, que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

Les principals conclusions que se'n poden extreure són:

1. El plans reals generen una velocitat de vibració vertical del carril de més durada temporal que la que generen els plans teòrics de profunditat similar.
2. Per la mateixa profunditat de pla, els plans reals generen pics de velocitat vertical del carril menors que els plans teòrics.

6.6 Desplaçament i velocitat vertical del carril generat pel pas de perfils d'irregularitat de rodes reals

En aquest apartat es calcula el desplaçament i la velocitat vertical del carril, generats per diferents perfils d'irregularitat mesurats experimentalment.

Els quatre perfils d'irregularitat que s'utilitzen són els que s'han mostrat al capítol 3.

De manera anàloga, es simularan sis voltes de roda, tres aigües amunt del punt de mesura i tres aigües avall. La velocitat longitudinal de desplaçament de la roda per sobre del carril que s'ha considerat és de 45 km/h perquè és la velocitat habitual de pas dels trens per sobre del punt de mesura instal·lat a la línia 3 de FMB.

Cal esmentar que, tal i com s'ha comentat en detall al capítol 3, els perfils d'irregularitat mesurats experimentalment han estat filtrats posteriorment utilitzant un filtre Gaussià. El filtre s'aplica un cop s'han concatenat les sis voltes de roda a simular. D'aquesta manera s'aconsegueix suavitzar les transicions dels perfils d'irregularitat entre els inicis i finals de cada volta de roda i tenir transicions suaus.



Cal recordar del capítol 3, que el perfil d'irregularitat de la primera roda té un desgast apreciable de caire mitjà segons els operaris de FMB, en la que es pot apreciar alguna irregularitat de fins a unes 200 micres de profunditat. En la segona roda mesurada, acabada de tornejjar, es pot observar que l'amplitud pic-vall màxima és inferior a les altres rodes. La tercera roda mesurada té un desgast més sever que la primera roda. En ella es poden apreciar irregularitats d'una amplitud pic-vall de l'ordre de 300 micres. Finalment la quarta roda mesurada té un tornejat bast, pràcticament a desbast, sense realitzar un acabat fi de torn.

Anàlogament als apartats anteriors es mostren un conjunt de quatre gràfics múltiples que corresponen a: els desplaçaments verticals i les velocitats verticals del carril com a resultat de simulació de sis voltes de roda, tres d'elles aigües amunt del punt fix del carril des d'on s'observa la vibració, i les altres tres aigües avall, desplaçant-se la roda per sobre del carril a una velocitat de 45 km/h.

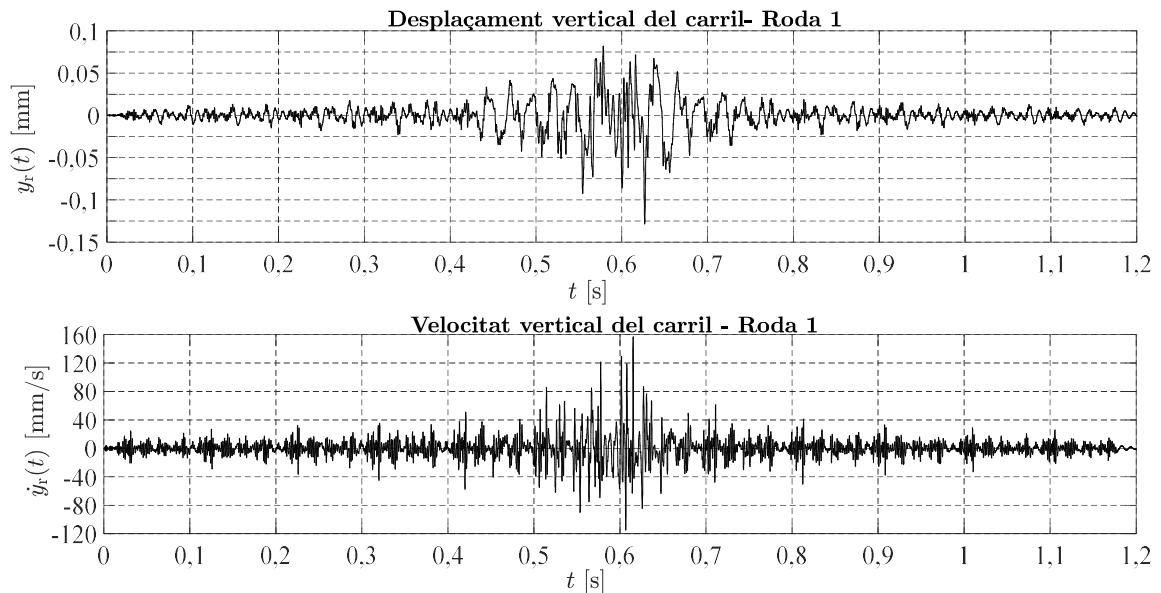


Figura 6.19: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de la roda 1 que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

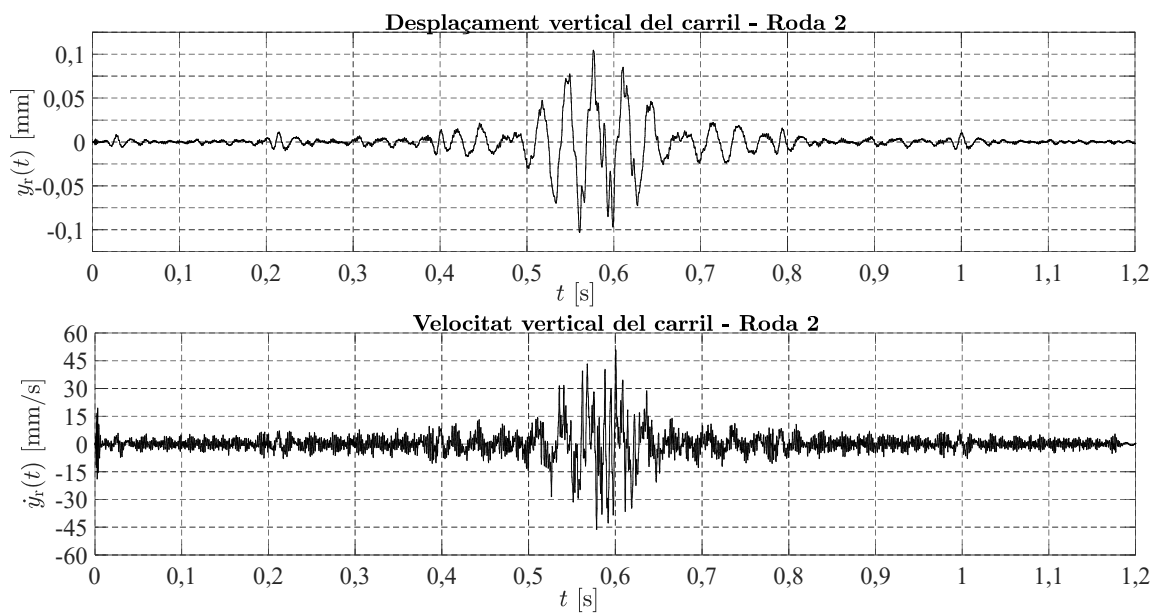


Figura 6.20: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de la roda 2 que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

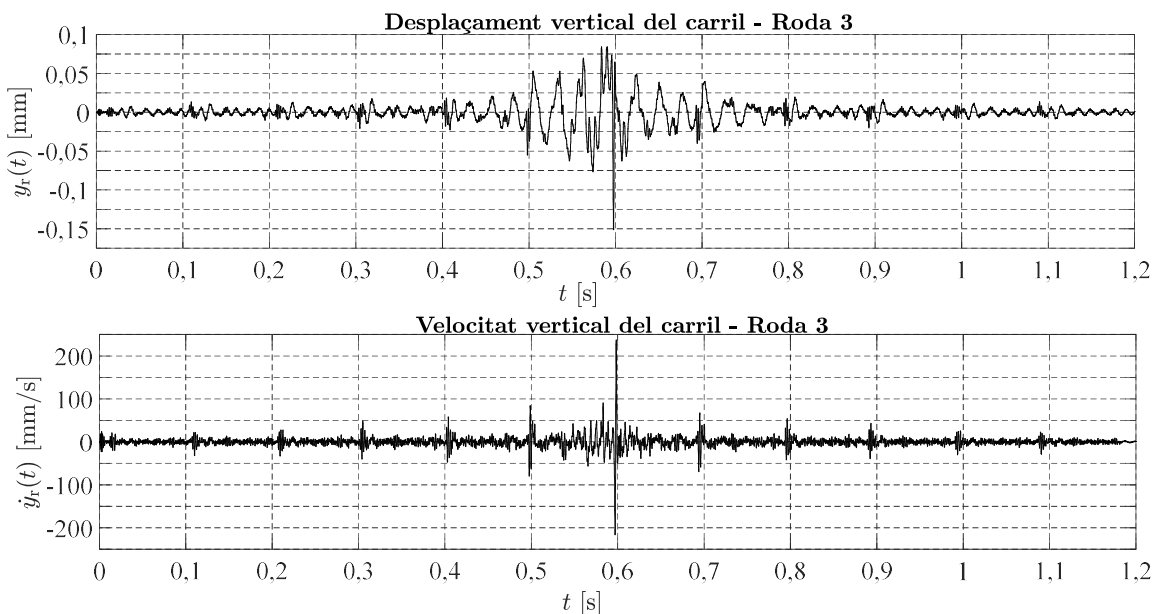


Figura 6.21: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de la roda 3 que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

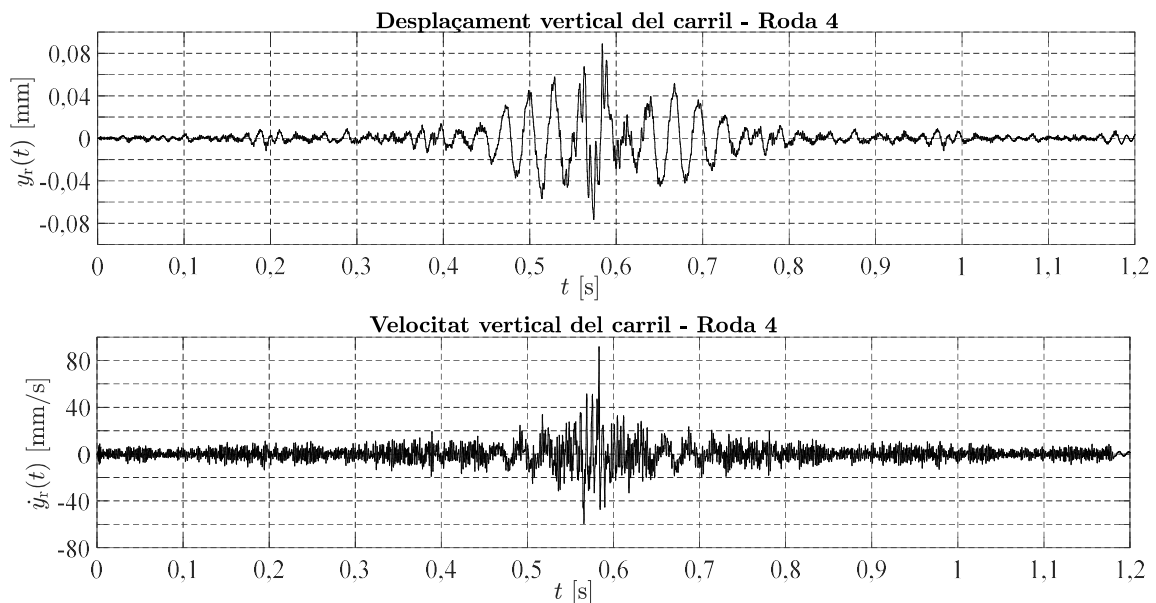
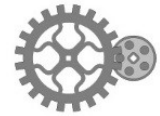


Figura 6.22: Desplaçament vertical del carril (gràfic superior) i velocitat vertical del carril (gràfic inferior) corresponent al pas de sis voltes de la roda 4 que es desplaça a una velocitat de 45 km/h per sobre del carril.

Les principals conclusions que se n'extreuen són:

1. Les rodes acabades de tornejar, que corresponen a la roda número dos i la roda número quatre, generen un nivell de vibració vertical del carril menor que no pas les rodes que presenten algun defecte a la seva banda de rodolament. Això es deu principalment perquè el perfil de la roda acabada de tornejar és molt més uniforme que les rodes no tornejades, no hi ha canvis bruscs de geometria causats per un defecte singular.
2. La fluctuació de la velocitat vertical del carril per unitat de temps és major en els rodes que presenten algun defecte a la seva banda de rodolament que en les rodes acabades de tornejar, que no presenten irregularitats o si més no, no són significatives.
3. Pels quatre perfils de rodes reals, es pot observar que la velocitat vertical del carril que correspon a la roda quan passa per sobre del punt fix del carril, des d'on s'observa la vibració, creix i disminueix ràpidament; no s'estén més d'una volta de roda aigües amunt i una volta de roda aigües avall respecte a aquest punt fix. Aquest comportament també es pot observar en els registres experimentals de la velocitat de vibració vertical registrada amb un acceleròmetre situat al carril. Tot seguit, es mostra un porció d'un registre experimental de velocitat vertical del carril mesurat en un punt fix a la via a sota del carril, generat pel pas d'un tren de metro de FMB de la línia 3 que circula a una velocitat de 45 km/h. Aquesta porció de registre experimental correspon al pas del segon bogie del tren. Més concretament en el gràfic de la figura 6.23 hi apareixen dos triangles que corresponen als passos de cada roda d'aquest bogie per sobre del punt de mesura. Es pot observar que el nivell de vibració vertical disminueix considerablement aigües amunt del primer pas de roda al cap d'una volta de roda, perquè el primer bogie

està situat a l'altre extrem del cotxe i pràcticament no influeix en el nivell de vibració vertical del carril generat pel pas de la primera roda del segon bogie del tren. Aigües avall el senyal de vibració no s'atenua totalment per la influència dels bogie veí del segon cotxe del tren.

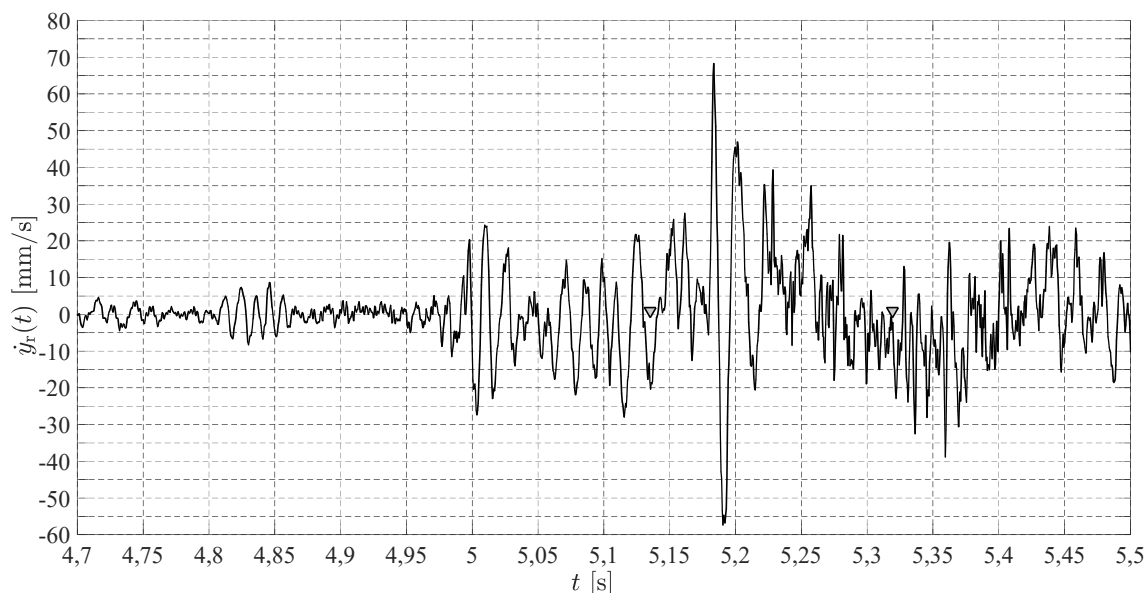


Figura 6.23: Porció de registre experimental de la velocitat vertical de vibració del carril generat pel pas del segon bogie d'un tren de FMB de la Línia 3 de Barcelona.

6.7 Desplaçament i velocitat vertical del carril generat pel pas de perfils d'irregularitat de roda sintetitzats

Tot seguit, en aquest apartat es calculen els desplaçaments i les velocitats verticals dels carrils generats per quatre perfils d'irregularitat sintetitzats. El procés de síntesi dels diferents perfils d'irregularitat de la banda de rodament de diferents rodes s'ha descrit al capítol 3. Aquests perfils d'irregularitat sintetitzats també han estat filtrats posteriorment de manera anàloga als perfils d'irregularitat real.

De mode similar als apartats anteriors es mostren un conjunt de quatre gràfics múltiples que corresponen a: els desplaçaments verticals i les velocitats verticals del carril com a resultat de simulació de sis voltes de roda, quan la roda es desplaça per sobre del carril a una velocitat de 45 km/h. Tres voltes són aigües amunt del punt fix del carril des d'on s'observa la vibració (situat a l'instant de pas de 588 ms), i les altres tres aigües avall. Per últim cal dir també que s'ha prescindit de la part del pes del cotxe que suporta la roda, del pes propi de la roda i el del semieix.

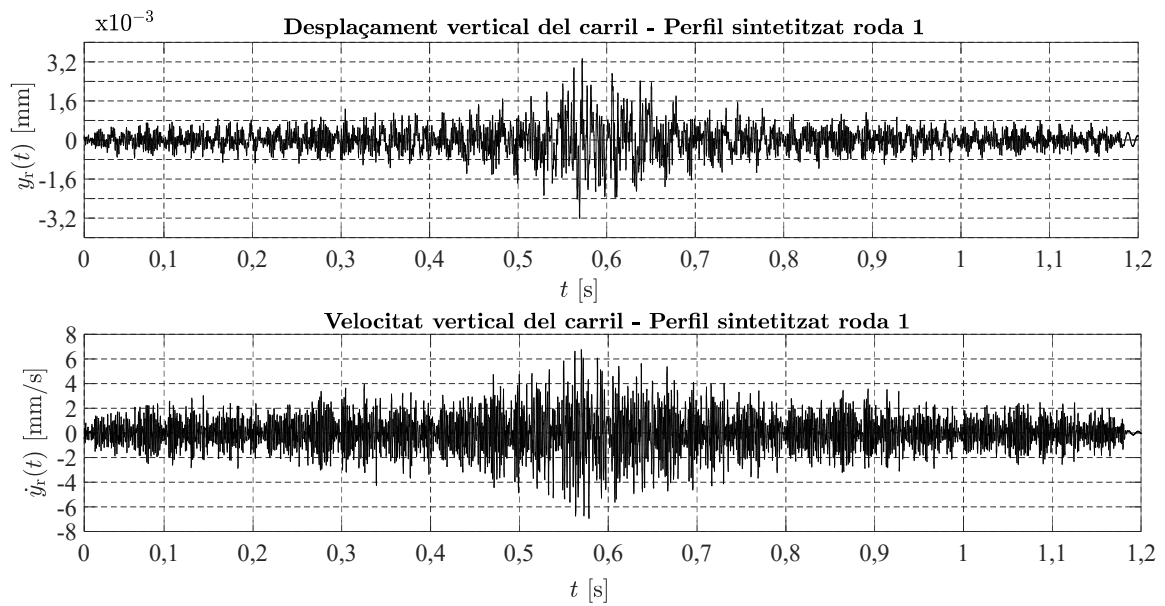


Figura 6.24: Desplaçament vertical carril (gràfic superior) i velocitat vertical carril (gràfic inferior) al pas de roda sintetitzada n°1 desplaçant-se longitudinalment a una velocitat de 45 km/h.

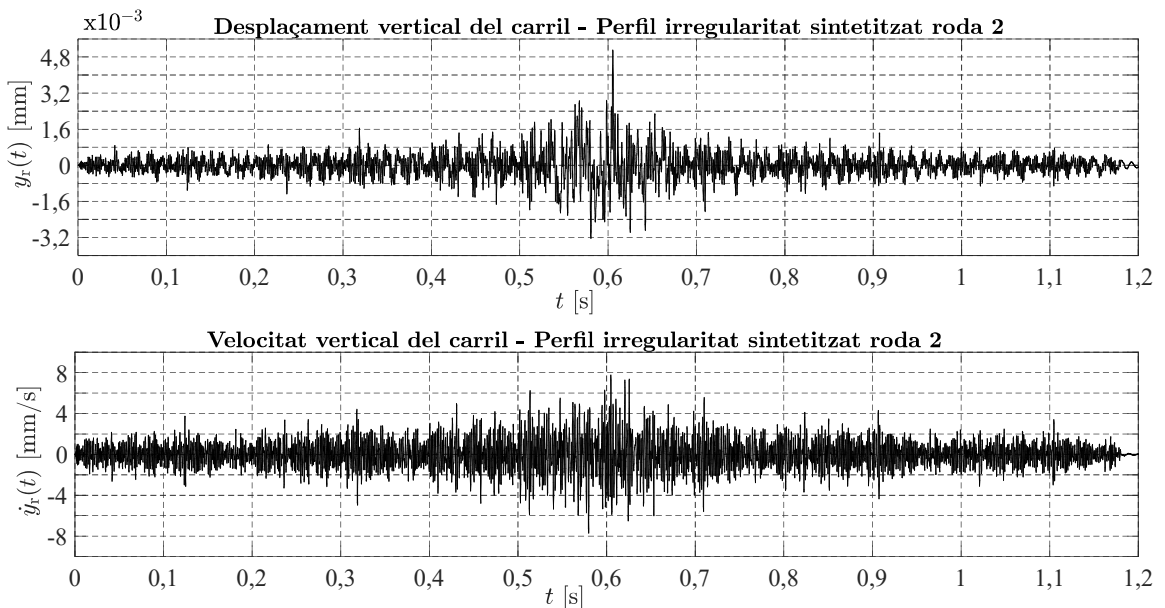


Figura 6.25: Desplaçament vertical carril (gràfic superior) i velocitat vertical carril (gràfic inferior) al pas de roda sintetitzada n° 2 desplaçant-se longitudinalment a una velocitat de 45 km/h.

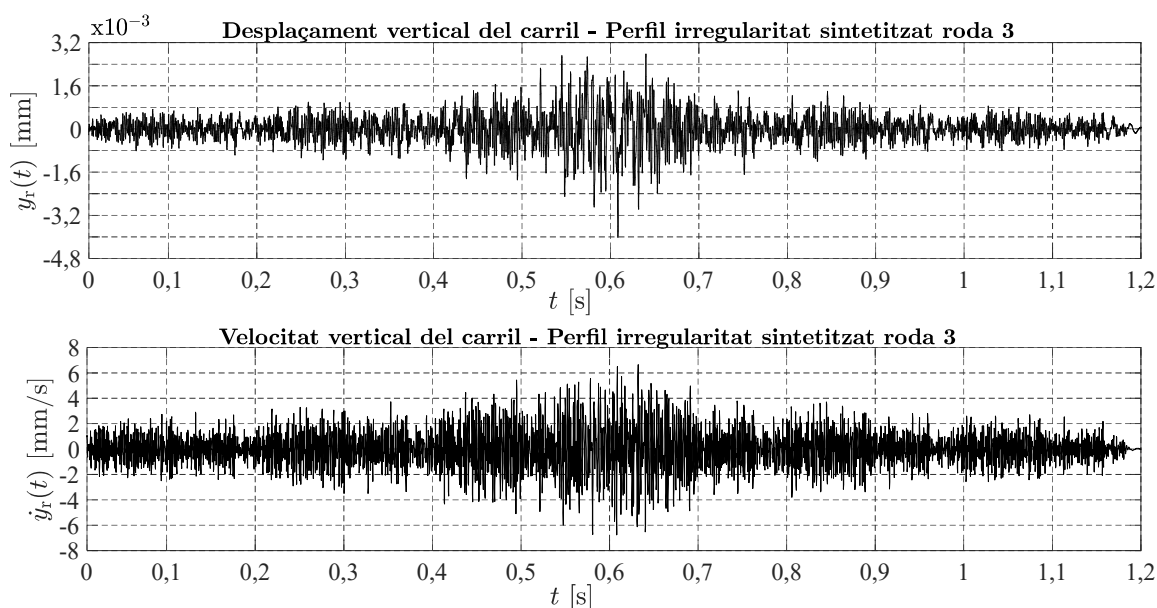


Figura 6.26: Desplaçament vertical carril (gràfic superior) i velocitat vertical carril (gràfic inferior) al pas de roda sintetitzada n° 3 desplaçant-se longitudinalment a una velocitat de 45 km/h.

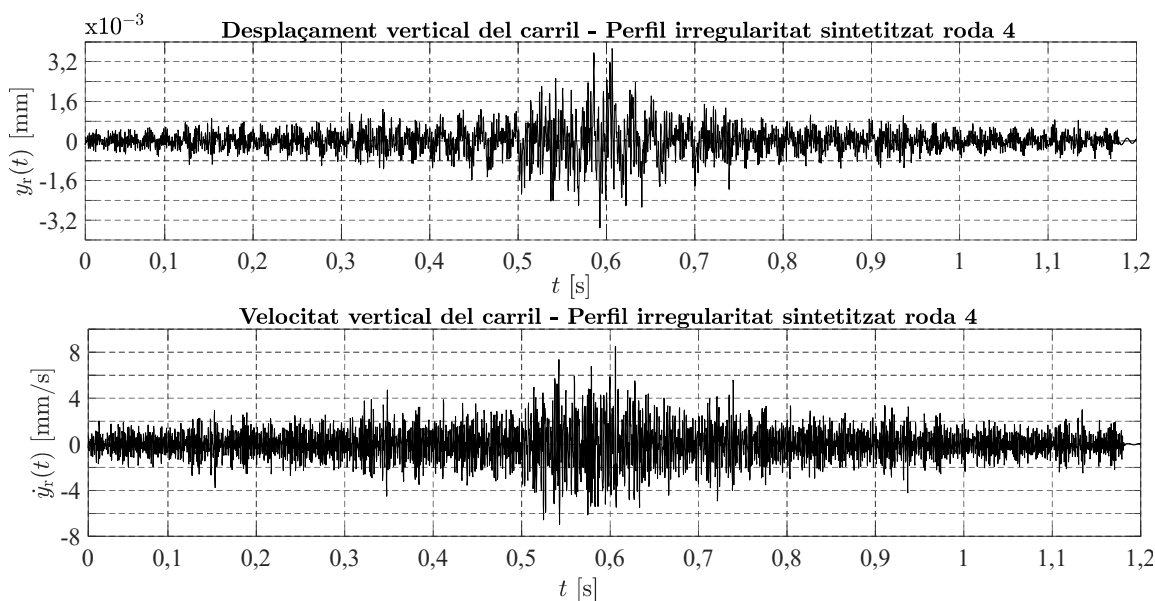


Figura 6.27: Desplaçament vertical carril (gràfic superior) i velocitat vertical carril (gràfic inferior) al pas de roda sintetitzada n° 4 desplaçant-se longitudinalment a una velocitat de 45 km/h.

Les principals conclusions que se n'extreuen són:

3. En les simulacions on s'utilitzen quatre perfils de rodes sintetitzats, es pot observar que la velocitat vertical del carril quan la roda passa per sobre del punt fix de mesura, col·locat a la via, també creixen i disminueixen ràpidament i no s'estenen més d'una volta de roda aigües amunt i una volta de roda aigües avall respecte a aquest punt fix. Aquest comportament també es pot observar en els registres experimentals de la velocitat de vibració vertical registrada amb un acceleròmetre situat al carril.



4. La velocitat vertical de vibració del carril és de l'ordre de deu vegades menor en els perfils de rodes sintetitzats que en la dels perfils reals mesurats experimentalment que contenen algun defecte. Aquest fet es pot deure a que el nivell d'irregularitat de les rodes reals és de deu a vint vegades major que el de les rodes sintetitzades. Segons Dings i Dittrich [58] els espectres de rugositat es construeixen a partir de mesurar la irregularitat de diferents rodes ferroviàries d'àmbit metropolità. És a dir, com que l'espectre de rugositat de Dings i Dittrich s'ha obtingut amitjanant el de moltes rodes, i per tant les rodes amb defectes importants, que no acostumen a ser gaires, no tenen tant pes com quan es fa servir el perfil d'irregularitat d'una sola roda en mal estat, podria explicar perquè el nivell de vibració vertical del carril és més baix que el generat pel pas d'un perfil real.
5. La velocitat vertical de vibració del carril és de l'ordre de dues a quatre vegades menor en els perfils de rodes sintetitzats que en la dels perfils reals mesurats experimentalment que han estat acabats de tornejjar. Aquí ja hi ha una certa semblança, en el comportament de la velocitat vertical de vibració del carril, entre els perfils acabats de tornejjar i els perfils sintetitzats.

6.8 Evolució temporal del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril pel pas de rodes de perfil d'irregularitat real

Un cop s'ha obtingut la velocitat de vibració vertical del carril, es procedeix a calcular l'evolució temporal del valor RMS mòbil de la velocitat vertical de vibració del carril pel pas de diferents pertorbacions per sobre del punt fix de via, situat al carril, des d'on s'observa la vibració vertical d'aquest. Aquestes pertorbacions són els diferents perfils d'irregularitat reals mesurats.

L'evolució temporal del valor eficaç o RMS mòbil es calcula utilitzant un interval temporal de durada constant que conté l'evolució temporal de la velocitat de vibració del carril anterior a l'instant per al qual es determina el valor RMS. Dins d'aquest interval es dona més pes a la informació més recent que no pas a la informació més antiga [5]. Bàsicament interessa més la informació recent perquè es vol tenir una reacció ràpida del valor RMS en front d'un canvi local. Es busca aquest tipus de comportament perquè, tal i com es veurà en el capítol següent, si el valor RMS varia de manera sobtada, serà indicador d'algun possible defecte i/o irregularitat singular al perfil de la roda. L'evolució temporal del valor RMS s'utilitzarà com a base per al desenvolupament de la metodologia per identificar plans i altres defectes en els perfils de les rodes. Aquesta metodologia s'explicarà al capítol següent.

Per aconseguir aquesta ponderació en el temps, s'utilitza una ponderació exponencial del valor eficaç mòbil, ponderació àmpliament utilitzada en anàlisi de senyals per a aconseguir l'efecte abans comentat. La constant de temps que s'utilitza per a la

ponderació exponencial és de $\tau = 125$ ms, perquè s'ha comprovat que aquesta constant de temps permet veure el pas de roda de cada bogie del tren quan aquesta passa per sobre del punt fix del carril des d'on s'observa la vibració.

Tot seguit, es mostra l'expressió utilitzada per calcular el valor RMS mòbil de la velocitat vertical de vibració del carril pel pas d'una roda, amb ponderació exponencial:

$$\dot{y}_{\text{RMS}}(t) = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{-\infty}^t e^{-\frac{(t-t')}{\tau}} \dot{y}_r^2(t') dt'} \quad (6.4)$$

A l'expressió anterior, τ és la constant de temps, $\dot{y}_r(t)$ és la velocitat vertical de vibració del carril i $\dot{y}_{\text{RMS}}(t)$ és el valor RMS mòbil de la velocitat vertical de vibració del carril.

Tot seguit es mostra un gràfic que conté l'evolució dels valors RMS mòbils de la velocitat vertical de vibració del carril al pas de diferents perfils de rodes que es desplacen longitudinalment per sobre del carril a una velocitat vertical de 45 km/h.

Més concretament, hi apareixen quatre evolucions temporals del valor RMS que són generats pels quatre perfils de rodes mesurats experimentalment. També conté una línia vertical contínua, que passa per l'abscissa temporal de 0,588 segons, que indica el punt fix del carril des d'on s'observa la vibració vertical d'aquest:

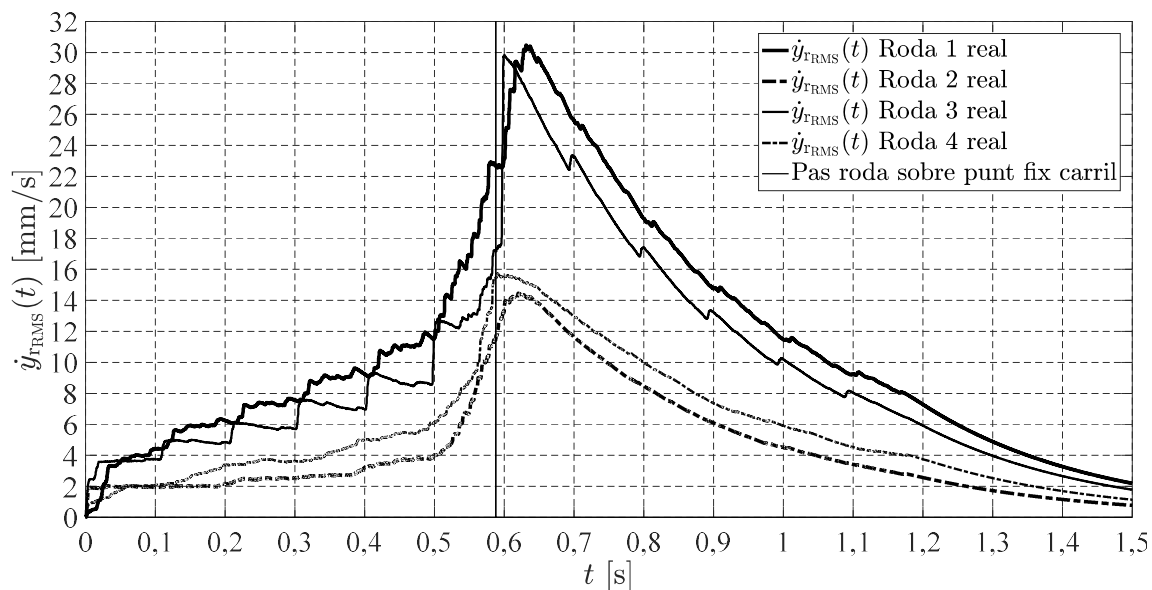


Figura 6.28: Valor RMS mòbil de la velocitat vertical del carril, ponderat exponencialment amb τ de 125 ms, al pas de diferents perfils d'irregularitats de rodes mesurades experimentalment desplaçant-se longitudinalment a una velocitat de 45 km/h.



Del gràfic anterior, es pot observar que:

1. El valor de pic de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical de vibració del carril en rodes que presenten algun defecte en el seu perfil és major que el de les rodes acabades de tornejar.
2. També es pot observar que el valor de pic màxim de l'evolució temporal del valor RMS es dona després de que la roda hagi passat just per sobre del punt fix del carril des d'on s'observa la vibració vertical d'aquest.

6.9 Evolució temporal del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril pel pas de rodes de perfils d'irregularitat sintetitzats

De manera anàloga a l'apartat anterior, un cop obtinguda la velocitat de vibració vertical del carril, es procedeix a calcular l'evolució temporal del valor RMS mòbil de la velocitat vertical de vibració del carril pel pas de diferents pertorbacions per sobre del punt fix del carril des d'on s'observa la vibració. Aquestes pertorbacions són els diferents perfils d'irregularitat sintetitzats tractats anteriorment, que de manera més específica s'han definit al capítol 3.

Pel càlcul de l'evolució temporal del valor eficaç o RMS mòbil també s'utilitza una ponderació exponencial del valor eficaç mòbil. La constant de temps que s'utilitza per a la ponderació exponencial també és de $\tau = 125$ ms.

Tot seguit es mostra un gràfic que conté l'evolució del valor RMS mòbil de la velocitat vertical de vibració del carril al pas d'una roda, desplaçant-se longitudinalment per sobre del carril a una velocitat vertical de 45 km/h. El gràfic conté l'evolució temporal del valor RMS generat pels quatre perfils de rodes sintetitzats. De manera anàloga al gràfic de la figura 6.28, aquest gràfic també mostra la línia vertical contínua que passa per l'abscissa temporal de 0,588 segons, que indica el punt fix de la via, situat al carril, des d'on s'observa la vibració vertical d'aquest:

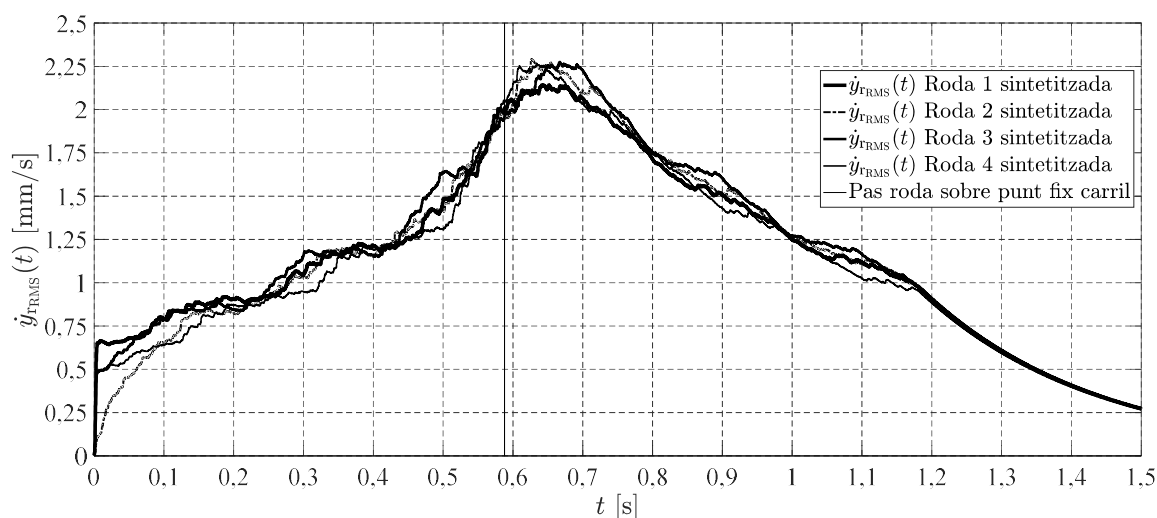


Figura 6.29: Valor RMS mòbil de la velocitat vertical del carril, ponderat exponencialment amb τ de 125 ms, al pas de diferents perfils d'irregularitats sintetitzats desplaçant-se longitudinalment a una velocitat de 45 km/h.

Per poder desenvolupar el procés d'identificació de defectes a la banda de rodament de les rodes del tren en el domini temporal, mitjançant l'anàlisi de la velocitat de vibració vertical del carril, és necessari definir una funció nucli que representi l'evolució temporal del valor RMS mòbil de la velocitat vertical de vibració del carril al pas d'una roda. Aquesta funció nucli serà la funció de referència que servirà per comparar l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril procedent de registres experimentals amb aquesta funció nucli sintetitzada [74].

Per a obtenir una funció nucli adequada, s'ha procedit a simular una població de trenta perfils d'irregularitat de rodes sintetitzats segons el procediment de Dings i Dittrich [58]. Per a cada perfil sintetitzat, s'ha simulat el pas de roda per sobre del punt fix considerat i se n'ha obtingut el valor RMS mòbil de la seva velocitat vertical de vibració seguint el procediment explicat a l'inici d'aquest apartat. Finalment s'han amitjanat els trenta resultats obtinguts. D'aquesta manera es genera una funció nucli no dependent d'irregularitats concretes i per tant prou significativa del nivell de vibració que provoca de forma habitual el pas d'una roda sense irregularitats importants.

La figura 6.30 recull el resultat obtingut, i també s'hi representa una línia vertical que indica el pas de roda per sobre del punt fix considerat.

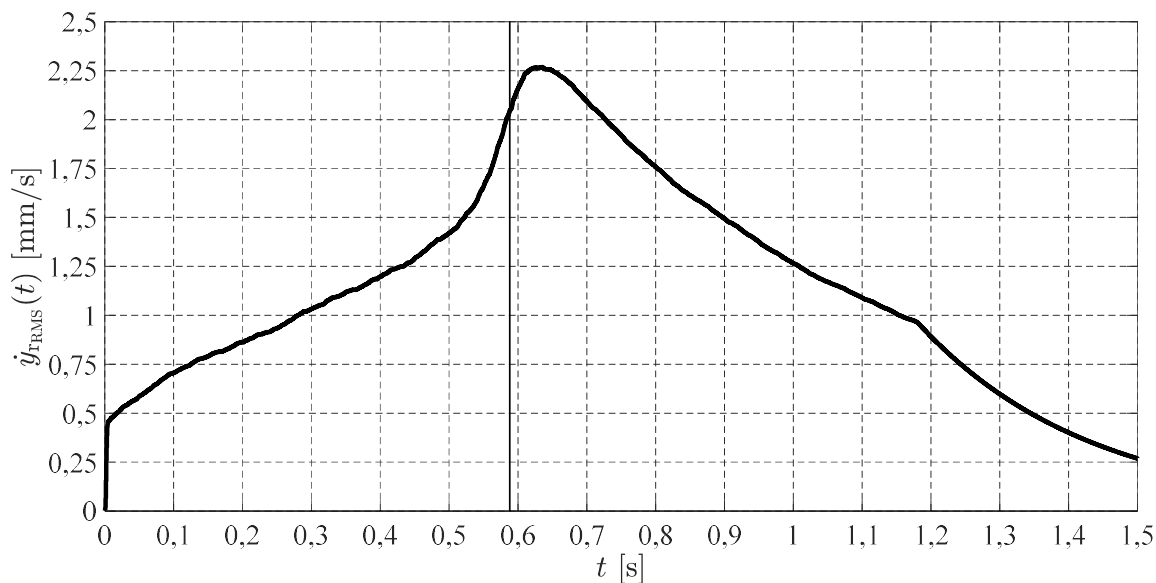


Figura 6.30: Funció nucli de referència del valor RMS mòbil mitjà de la velocitat vertical del carril, ponderat exponencialment amb τ de 125 ms, del pas de trenta perfils d'irregularitats sintetitzats desplaçant-se longitudinalment a una velocitat de 45 km/h.

Amb la funció nucli així obtinguda, es desenvolupa el mètode de detecció de defectes singulars en els perfils de les rodes ferroviàries tal com s'exposarà al següent capítol.

6.10 Estudi de l'atenuació del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril en funció de la distància del punt de pertorbació al punt del carril des d'on s'observa la vibració

Una de les capacitats del mètode de convolució de nucli variable és mostrar l'atenuació de la vibració al llarg del carril, des del punt de contacte roda-carril fins al punt fix del carril des d'on s'observa i/o es mesura la vibració. Aquesta atenuació es pot observar en el conjunt de gràfics anteriors, on s'ha mostrat la velocitat de vibració vertical del carril per diferents tipus d'irregularitats en els perfils de les rodes. Quan més allunyat estigui el punt d'impacte en el contacte roda carril respecte del punt fix d'observació, menor serà el nivell de vibració en aquest punt fix.

En aquest apartat, es presenta un model de propagació empíric, obtingut per ajust d'una funció a un conjunt prou significatiu de simulacions d'impactes causats per plans a les rodes. Amb aquest model de propagació, és possible preveure el nivell de vibració que produiria qualsevol impacte generat per un pla en una roda produït a qualsevol distància del punt fix.

Alguns autors han proposat i desenvolupat diversos models matemàtics de propagació de vibracions a través de diferents medis. Amick [75] va proposar un model de propagació de vibracions a través d'un medi elàstic. Va relacionar el nivell de la velocitat de la vibració vertical en un punt situat a una distància r_a de la font de vibració amb el nivell de la velocitat de la vibració en un altre punt b situat a una distància r_b més allunyada de la font de vibració. El model es descriu mitjançant la fórmula següent:

$$v_b = v_a \left(\frac{r_a}{r_b} \right)^\gamma e^{[\alpha(r_a - r_b)]} \quad (6.5)$$

On v_a i v_b són els nivells de vibració vertical del carril que corresponen als punts a i b respectivament, γ és un paràmetre que depèn del tipus de mecanisme de propagació i finalment α és el coeficient d'esmoreïment del medi de propagació.

Telford [76] va desenvolupar un altre model de propagació semblant al d'Amick, aquest és:

$$v = v_0 \left(\frac{1}{s} \right)^n e^{[-\alpha s]} \quad (6.6)$$

De l'equació anterior, v és el nivell de vibració vertical del carril a una distància s de la font de vibració, v_0 és el nivell de vibració vertical del carril al costat de la font de vibració, n és un coeficient que depèn del tipus d'ona. Finalment α és el coeficient d'esmoreïment del medi de propagació.

Altres autors com Flórez [6] han ajustat el model de Telford mitjançant l'ús de valors experimentals del nivell de vibració vertical del carril, però treballant amb l'acceleració vertical del carril en lloc de la velocitat vertical del carril, amb l'objectiu d'obtenir un model empíric de l'atenuació de l'acceleració vertical de vibració del carril al llarg d'aquest. En aquest cas, els valors que millor ajusten el model amb les dades experimentals són: $n = 0,1$ i $\alpha = 0,7 \text{ m}^{-1}$.

La següent imatge mostra l'energia de l'acceleració vertical de vibració del carril quan un tren del metro de la Línia 3 de FMB passa per sobre del punt de mesura i el model de Telford ajustat. El coeficient de correlació de l'ajust del model de Telford és de $R^2=0,78$.

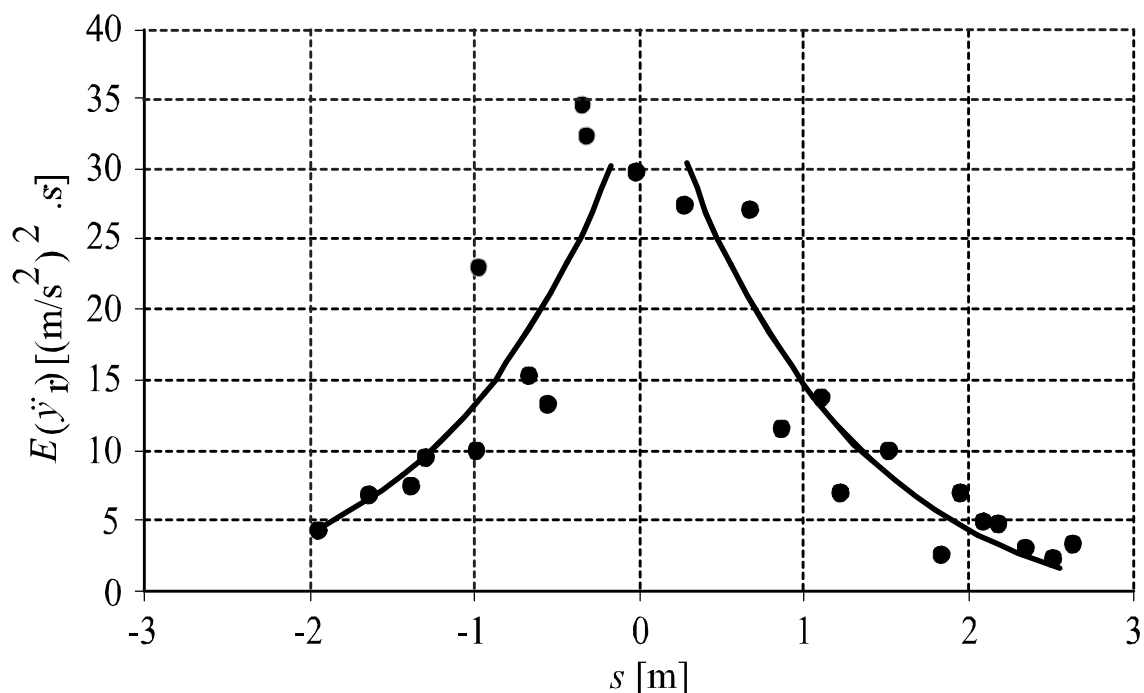
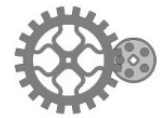


Figura 6.31: Ajust de l'atenuació de l'acceleració vertical de vibració del carril generat pel contacte roda carril del pas d'un tren de la línia 3 de FMB. [6]

Amb l'objectiu d'ajustar el nou model de propagació, s'han simulat diverses irregularitats de rodes utilitzant el mètode de convolució de nucli variable. En primer lloc, s'han utilitzat en la simulació diversos plans teòrics de cantells arrodonits o de Newton i Clark, des de 50 μm fins a 300 μm de profunditat. Posteriorment, també s'han utilitzat diversos plans reals procedents de perfils d'irregularitat de rodes reals mesurades experimentalment.

El tipus de via seleccionat per a la simulació és la via de travesses i balast, els paràmetres de la qual són els que es recullen a la taula 4.1 del capítol 4. La velocitat del tren seleccionada per a la simulació és 45 km/h, i el temps de simulació correspon al temps corresponent a donar quatre voltes de roda, dues d'elles situades aigües amunt del punt fix de mesura, emplaçat en via, i les altres dues aigües avall d'aquest punt.

Finalment, el valor utilitzat per quantificar el nivell de vibració del carril ha estat el valor RMS mòbil amb ponderació exponencial de la velocitat vertical de vibració del carril. S'ha utilitzat una constant de temps τ de 10 ms perquè permet representar correctament els polsos de vibració generats pels plans de la roda.

Per a cada simulació, el valor RMS dependent del temps s'ha normalitzat utilitzant el seu valor RMS màxim com a referència. Aquest màxim es dona quan el pla de la roda realitza l'impacte just a sobre del punt fix des d'on s'observa la vibració. Aquest procés de normalització permet treballar amb valors unitaris i proporciona directament l'atenuació del valor RMS en funció de la distància al punt fix de mesura.

Utilitzant totes les simulacions, s'ha procedit a calcular el valor RMS dependent del temps i , posteriorment, s'ha ajustat una funció d'atenuació mitjançant el mètode de mínims quadrats amb una restricció addicional: la funció ajustada avaluada a l'origen ha de tenir el valor unitari. Això es deu al procés de normalització que s'acaba d'explicar. Finalment, s'ha canviat la dependència temporal per la dependència espacial, mostrant la distància des del punt fix de mesura al punt on es produeix l'impacte, tenint en compte la velocitat del tren considerada.

Cal esmentar que l'atenuació del valor RMS està directament relacionada amb la velocitat del tren. Dins d'un rang de velocitats habitual dels trens del metro comprès entre 45 km/h i 65 km/h, aquesta atenuació es veu lleugerament afectada per la velocitat. És a dir, a més velocitat del tren, l'atenuació del valor RMS mòbil de la velocitat de vibració vertical és lleugerament major.

La funció escollida que s'ajusta bé a l'atenuació del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril al llarg de la distància, és una funció doble Gaussiana [74], és a dir:

$$\begin{aligned} \dot{y}_{\text{RMS}}(x) &= a_1 \cdot e^{-\left(\frac{(x-b_1)}{c_1}\right)^2} + a_2 \cdot e^{-\left(\frac{(x-b_2)}{c_2}\right)^2} \\ \dot{y}_{\text{RMS}}(0) &= 1 \end{aligned} \quad (6.7)$$

De l'expressió anterior, x és la coordenada longitudinal al llarg del carril amb origen en el punt fix. Els paràmetres a_1 i a_2 ajusten l'alçada de la funció en el valor mitjà simulat, els paràmetres b_1 i b_2 centren la funció i, finalment, els paràmetres c_1 i c_2 normalitzen el factor exponencial.

A la següent imatge, es mostren els resultats obtinguts amb els plans teòrics de cantells arrodonits. Es pot observar que els valors RMS disminueixen amb la distància des del punt de pertorbació al punt fix per a les rodes amb plans de profunditat dins del rang esmentat anteriorment. També s'hi representa la corba mitjana RMS corresponent a aquests valors RMS i, finalment, la funció doble Gaussiana ajustada. Els paràmetres obtinguts al final del procés d'ajust i el seu factor de correlació al quadrat són els següents:

$$\begin{aligned} a_1 &= 0,480 & a_2 &= 0,521 \\ b_1 &= -0,032 & b_2 &= -0,064 \\ c_1 &= 0,686 & c_2 &= 6,794 \\ R^2 &= 0,997 \end{aligned} \quad (6.8)$$

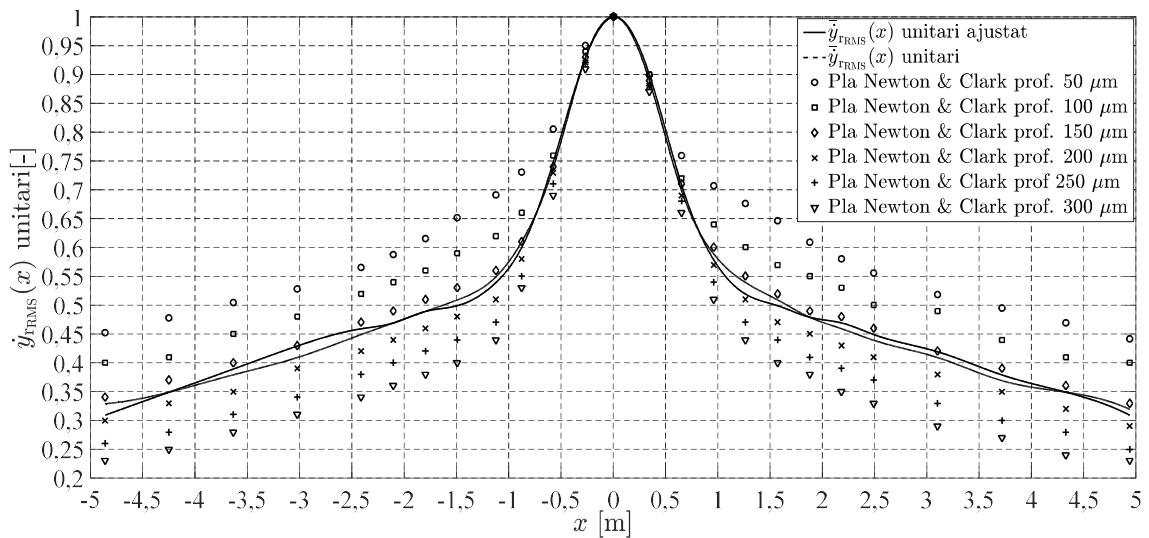


Figura 6.32: Atenuació de la velocitat de vibració vertical del carril unitari en vers la distància del contacte de la roda-ferrocarril fins al punt fix (situat al carril). Ajust dels valor RMS mitjà de les diferents simulacions, utilitzant plans de diferents profunditats, a través d'una funció doble Gaussiana.

Després d'aquestes simulacions amb plans teòrics de cantells arrodonits, s'ha procedit a l'ús de plans reals extrets de perfils d'irregularitat de rodes reals mesurades experimentalment. Són els quatre plans reals que s'han definit al capítol 3, en que les profunditats estan en un rang de: 100 μm - 300 μm . La figura 6.33 recull els resultats obtinguts amb aquests plans reals; la descripció dels resultats és la mateixa que en la figura 6.32. En aquest cas, els valors finals dels paràmetres de la funció doble Gaussiana ajustada i el seu factor de correlació al quadrat són:

$$\begin{aligned}
 a_1 &= 0,715 & a_2 &= 0,296 \\
 b_1 &= 0,091 & b_2 &= 0,142 \\
 c_1 &= 0,742 & c_2 &= 5,23 \\
 R^2 &= 0,998
 \end{aligned}
 \tag{6.9}$$

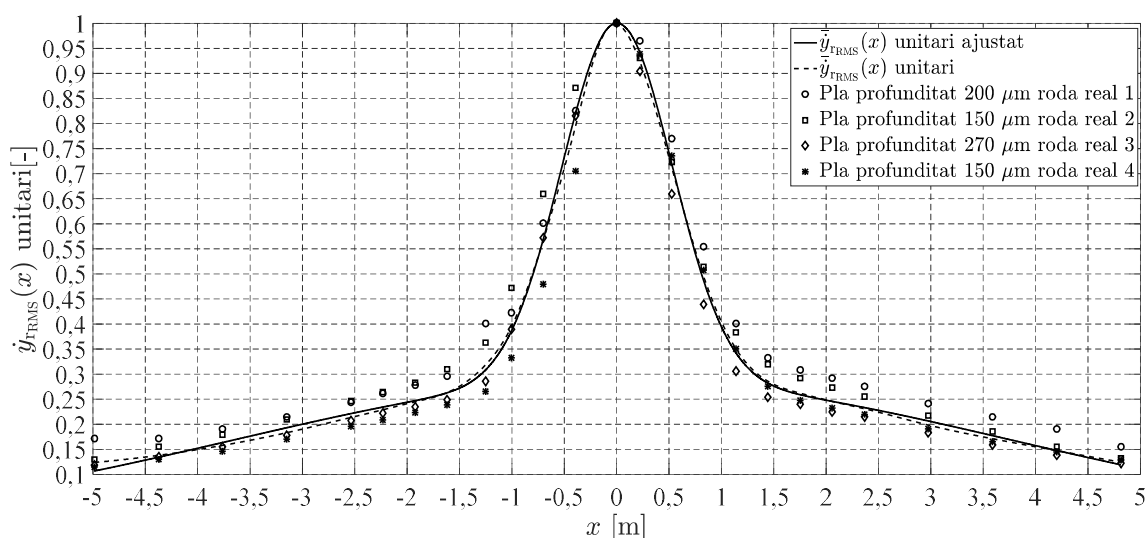


Figura 6.33: Atenuació del valor RMS unitari de la velocitat de vibració vertical del carril en vers la distància del contacte roda-carril fins al punt fix (situat al carril). Ajust, utilitzant una funció doble gaussiana del valor RMS mitjà provinent de diferents irregularitats de rodes reals mesurats.

Finalment, s'ha analitzat un registre real de la velocitat de vibració vertical del carril per comparar-lo amb les simulacions prèvies. El registre experimental correspon al pas d'un tren de metro de la Línia 3 de FMB de la sèrie 3000.

De manera similar, s'ha obtingut l'atenuació del valor RMS unitari de la velocitat vertical de vibració vertical del carril, en funció de la distància al punt fix de mesura situat al carril. La figura 6.34 mostra aquesta atenuació del valor RMS de diverses voltes d'una roda del tren analitzat que passa per sobre del punt fix a una velocitat de 45 km/h. També s'ha ajustat la funció doble Gaussiana corresponent. En aquest cas, el factor de correlació al quadrat d'aquest ajust i els seus paràmetres són:

$$\begin{aligned}
 a_1 &= 0,422 & a_2 &= 0,587 \\
 b_1 &= -0,061 & b_2 &= 0,102 \\
 c_1 &= 0,466 & c_2 &= 2,015 \\
 R^2 &= 0,892
 \end{aligned}
 \tag{6.10}$$

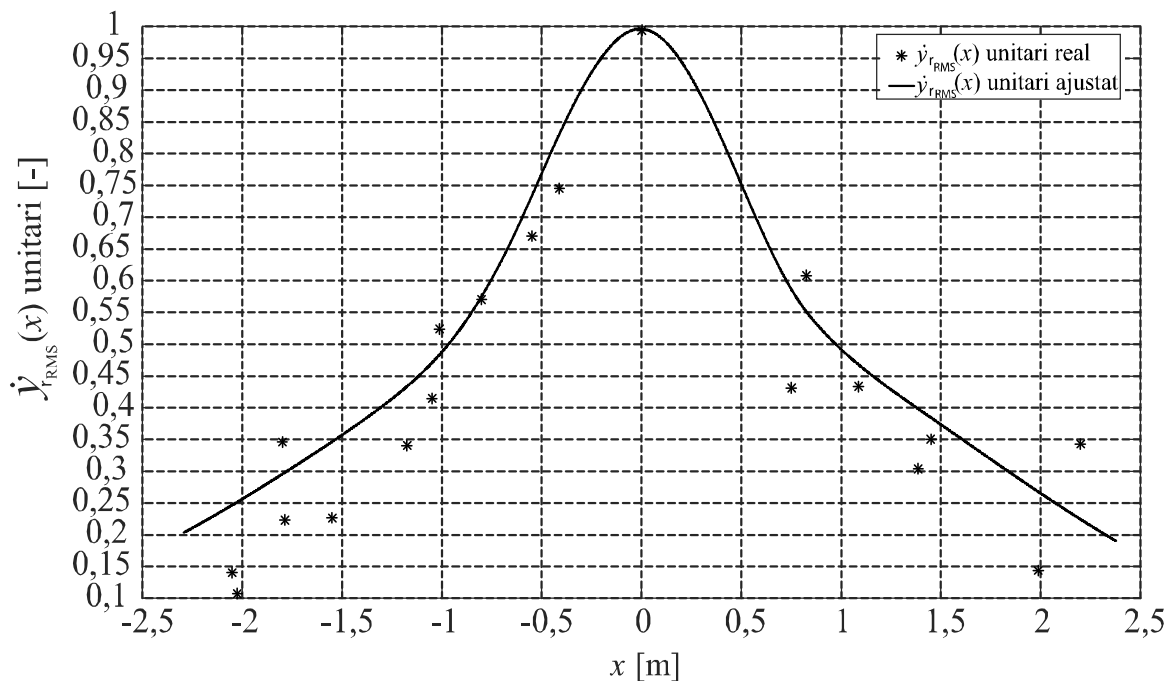


Figura 6.34: Atenuació valor RMS unitari de la velocitat vertical del carril provinent dels passos de rodes amb plans provinents d'un registre real.

Si es comparen els resultats d'atenuació d'ambdós casos, els dels plans teòrics de cantells arrodonits i els plans reals, se'n conclou que:

1. La funció doble Gaussiana escollida per a l'ajust mitjà del valor RMS presenta un bon factor de correlació en ambdós casos. Així doncs, la funció doble Gaussiana es considera una bona opció per descriure l'atenuació de la vibració al llarg del carril.
2. El valor RMS unitari de la velocitat de vibració vertical de carril obtingut a partir de simulacions amb els plans teòrics de cantells arrodonits presenta menys atenuació en funció de la distància que la obtinguda a partir de simulacions amb els plans reals.
3. Pels plans teòrics s'observa que quan més profund és el pla, més ràpida és l'atenuació, però aquesta tendència no s'observa en les simulacions amb els plans reals extrets de rodes reals.
4. L'atenuació del valor RMS unitari presenta menys dispersió amb els plans reals que en els plans teòrics. Amb plans reals de rodes, la dispersió és al voltant del 10% i es manté constant al llarg d'una distància que correspon a dues voltes de roda.
5. L'atenuació del valor RMS unitari utilitzant els plans teòrics presenta una dispersió del 10% per a distàncies inferiors a 0,5 m del punt de mesura i fins a un 20% en distàncies superiors a 0,5 m del punt de mesura. Una possible hipòtesi per explicar aquest comportament es pot trobar en les diferències en el contingut freqüencial entre els dos tipus de plans. Els plans teòrics, especialment els més profunds, inclouen components de major freqüència que no estan presents en els plans reals. S'ha de tenir en compte



que els components d'alta freqüència s'atenuen més ràpidament al llarg del carril que els mitjans i baixos, a causa de l'esmoreïment del sistema via.

6. La forma del pla té una clara influència en el nivell d'atenuació.
7. Finalment, es pot observar que l'atenuació del valor RMS de la velocitat vertical mostrada per dades reals també es pot ajustar satisfactòriament amb una funció doble Gaussiana, amb nivells d'atenuació que es poden comparar amb les simulacions fetes amb plans reals extrets de rodes reals.

Capítol 7

Metodologia de detecció de defectes singulars en els perfils de les rodes mitjançant l'anàlisi en el domini temporal de les vibracions generades pel pas de diferents trens

En aquest capítol es descriurà la metodologia de detecció de defectes a la banda de rodament de les rodes ferroviàries mitjançant l'anàlisi en el domini temporal de les vibracions generades pel pas dels trens. Aquestes es capten per mitjà d'un sistema de mesura instal·lat a la via. El sistema de mesura es basa en la utilització de diversos sensors instal·lats a la via; més concretament en el carril. Aquest sensors són dos acceleròmetres situats al peu del carril i separats una distància de 1,2 m, i quatre galgues extensomètriques fixades a l'ànima del carril i disposades en forma de pont. Els acceleròmetres permeten registrar el component vertical de l'acceleració de vibració del carril, mentre que les galgues, mitjançant la detecció del canvi de signe de la deformació deguda a la força tallant, permeten identificar el pas d'una roda just per sobre del punt de mesura.

La separació entre acceleròmetres es correspon aproximadament a mig perímetre de roda; d'aquesta manera es disposa de dos registres de l'acceleració lleugerament diferents per causa de l'atenuació que es produeix en propagar-se la vibració al llarg del carril. Aquesta doble informació facilitarà la identificació de quin bogie presenta un defecte singular.

La separació escollida és prou petita com perquè l'atenuació no sigui excessiva. Cal tenir present que, tal com s'ha exposat al capítol anterior, la vibració generada per una roda desplaçant-se sobre el carril, s'atenua pràcticament en la seva totalitat quan es troba a una

distància equivalent a una volta de roda aigües amunt o aigües avall del punt de mesura fix al carril. Aquest fet també es corrobora de manera experimental.

Inicialment es descriurà breument el muntatge experimental d'adquisició dels senyals de vibració vertical del carril al pas d'un tren; també es farà una breu descripció del sistema de mesura i adquisició dels senyals de vibració i la seva instal·lació al sistema via. Tal i com s'ha anat comentant al llarg de la tesi, el sistema de mesura en via que s'ha utilitzat en aquest tesi es troba instal·lat a la Línia 3 del metro de Barcelona, més concretament entre les estacions de Zona Universitària i Palau Reial.

Un cop descrit el sistema de mesura i adquisició de senyals, s'explicarà el tractament de senyals que es realitza amb els senyals provinents dels acceleròmetres i el de les galgues extensomètriques. Tal i com es veurà posteriorment, cal esmentar que es treballarà amb la velocitat vertical de vibració del carril en lloc de l'acceleració. El principal motiu és que la velocitat és menys sorollosa que l'acceleració.

Un cop adquirits experimentalment els senyals d'acceleració, es procedeix a integrar-los i obtenir-ne la velocitat. Tot seguit se'n calcula el valor RMS mòbil amb ponderació exponencial amb una constant de temps de 125 ms. S'utilitza aquesta constant de temps perquè, tal i com s'ha comentat anteriorment, és aquella que permet veure el pas del bogie i més concretament cada roda del bogie en tot un registre de pas d'un tren per sobre del punt de mesura. L'objectiu principal és obtenir l'evolució temporal del valor RMS que podrà ajudar a reflectir si hi ha alguna singularitat en el perfil de les rodes ferroviàries.

També es procedeix a tractar el senyal de la força tallant provinent de les galgues extensomètriques. El pas per zero del senyal indica justament el moment en que una roda passa just per sobre del primer acceleròmetre. Aquests passos per zero es sobreposaran als senyals de vibració captats per l'acceleròmetre i així es podrà tenir identificat l'instant temporal del pas de cada roda per sobre del punt de mesura, ubicat a la via.

Per altra banda, també es fa necessari tenir un nivell de referència de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical de vibració del carril. Aquesta funció de referència indicarà si el senyal real de vibració del carril augmenta respecte el valor de referència i així poder identificar quin bogie pot tenir alguna roda amb algun defecte en el seu perfil.

Com a funció de referència de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril s'utilitza la funció nucli obtinguda al capítol anterior. Un cop es té la funció nucli de pas de roda es procedeix a col·locar temporalment tantes funcions nucli com rodes del tren passen per sobre el punt de mesura. Posteriorment aquestes funcions nucli s'ajusten per mínims quadrats a l'evolució temporal real del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril generat pel pas del tren. D'aquesta manera s'obté un registre sintetitzat teòric de referència que permet comparar el senyal real amb aquest pròpiament. Finalment es procedeix a analitzar el registre experimental del tren i així poder detectar si hi ha algun bogie que contingui alguna roda o rodes que puguin tenir algun defecte en el seu perfil.



7.1 Descripció de les característiques dels tipus de trens que circulen per la Línia 3 de FMB

En aquest apartat es descriuran breument les principals característiques dels diferents tipus de trens que habitualment circulen per la Línia 3 del metro de Barcelona.

Els trens de la Línia 3 del metro de Barcelona són trens corresponents a les sèries: 2000, 3000 i 5000. Aquests estan formats per cinc cotxes, en que quatre d'ells són motrius (M) i un és cotxe remolc (R). El cotxe remolc s'acostuma a col·locar al centre del tren. Tot seguit se'n mostra la distribució:

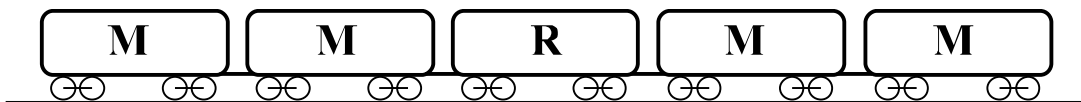


Figura 7.1: Distribució de cotxes Motrius (M) i Remolcs (R) en els trens de metro de FMB. [6]

En la següent imatge es mostra una vista de perfil d'un cotxe de metro amb les principals cotes. L'esquema està parametritzat ja que les cotes varien segons la sèrie de tren i segons si el cotxe és motriu o remolc:

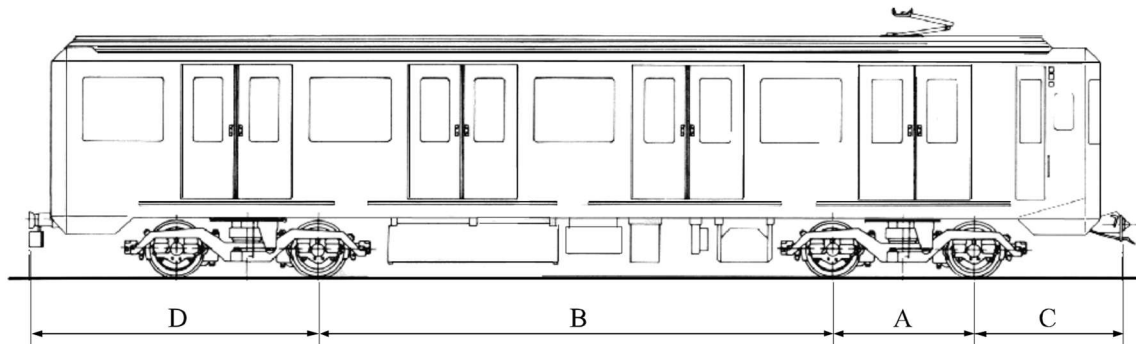


Figura 7.2: Cotes principals cotxe de metro. [6]

De la figura anterior, A: Distància entre eixos de rodes d'un bogie. B: Distància entre eixos de les rodes internes dels dos bogies. C: Distància entre el topall para-xocs i l'eix de la primera roda del bogie davanter. D: Distància entre el topall para-xocs i l'eix de la roda interna del bogie posterior.

La següent taula recull les cotes principals del cotxe, segons la sèrie i segons si el cotxe és motriu o remolc:

Sèrie	Tipus de cotxe	A [mm]	B [mm]	C [mm]	D [mm]
2000	Motriu	2250	8810	1907,5	4157,5
	Remolc	2250	9470	1585	3835
3000	Motriu	2250	8150	2715	4500
	Remolc	2250	8150	2250	4500
5000	Motriu	2200	8900	1744	4959/3944
	Remolc	2200	8900	1744	3944

Taula 7.1: Dimensions principals dels diferents cotxes que circulen per la línia 3 de FMB. [84]

Cal dir que per la sèrie 5000, els valors de D són 4959 mm pels cotxes motrius extrems i 3944 mm pels cotxes motrius d'entremig i pels cotxes remolcs. Això es deu a un disseny aerodinàmic de la cabina del conductor [84].

7.2 Sistema de mesura dels senyals de vibració vertical del carril generats al pas d'un tren

El personal del Laboratori de Màquines i Vibracions de la UPC amb l'ajuda del personal tècnic de FMB, des de la dècada dels anys noranta, ha implementat sistemes de monitoritzat de vibracions produïdes pel contacte roda-carril dels trens en les diferents línies de metro de FMB. L'experiència adquirida amb aquests muntatges i els resultats obtinguts en les investigacions realitzades per autors com Cardona i Clos [8], Martínez, de los Santos i Cardona [38], i Cardona, Martínez, Fernández i altres [31] s'han tingut en compte en el muntatge realitzat per a l'estudi de vibracions provinents de la Línia 3 de FMB, que són les que s'han utilitzat durant el desenvolupament d'aquesta tesi doctoral.

Tot seguit es mostra un plànol de l'emplaçament del sistema de mesura instal·lat, situat entre les estacions de Palau Reial i Zona Universitària; més concretament en la via direcció cap aquesta darrera estació:

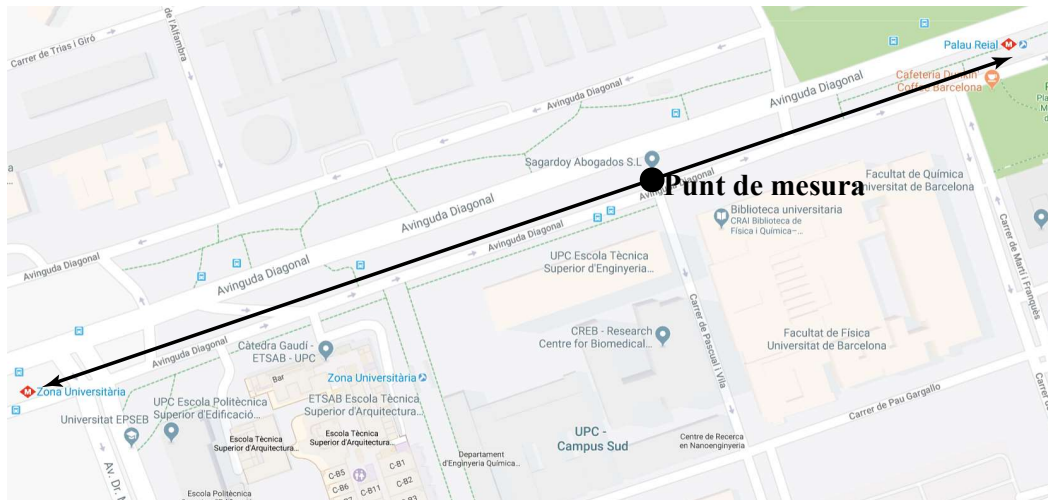


Figura 7.3: Emplaçament del punt de mesura i adquisició de senyals de vibració.

Tal com ja s'ha avançat a la introducció d'aquest capítol, el muntatge experimental consta de dos acceleròmetres i quatre galgues extensomètriques muntats al peu del carril i a l'ànima del carril respectivament. Dues galgues es munten en creu a 45° en un costat de l'ànima i dues més a l'altre costat de l'ànima del carril, també en creu, i es connecten formant un pont de Wheatstone. La seva utilitat és captar la deformació de l'ànima provocada per la força tallant, la força de contacte roda-carril, i així obtenir un senyal que indiqui l'instant just en que una roda passa per sobre d'aquest sensor. Els sensors estan situats en un únic carril de la via (el carril dret segons el sentit de circulació dels trens). Aquesta consideració es fa tenint en compte que el que passa en un carril té poca influència en l'altre carril; en definitiva un sistema de mesura complet hauria d'estar duplicat, un sistema per a cada carril. Per raons de cost no s'ha fet així, i per a poder comprovar la validesa del mètode que es proposa n'hi ha prou en controlar un carril.

Les figures següents il·lustren el sistema de mesura i enregistrament dels senyals de vibració i del senyal proporcionat pel sensor extensomètric:

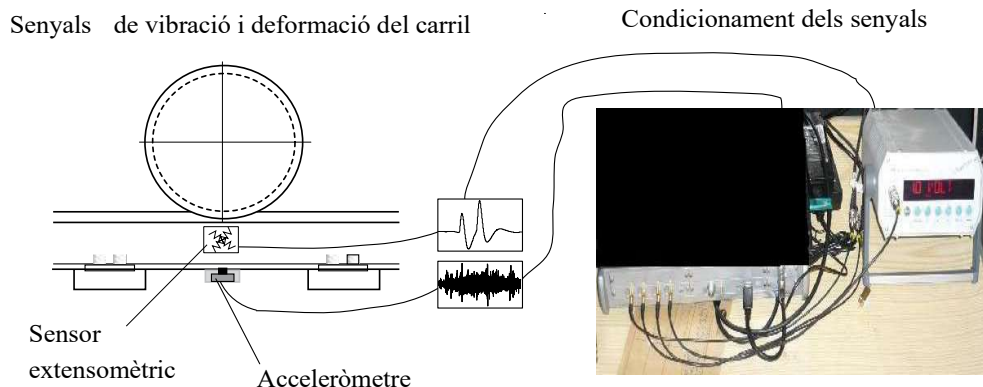


Figura 7.4: Esquema de la disposició del sensor extensomètric i del primer acceleròmetre, A1, en el carril, i imatge del sistema de condicionament i enregistrament dels senyals. [6]

El muntatge dels acceleròmetres es realitza a la base del carril mitjançant uns suports metàl·lics. La següent imatge mostra un detall del suport utilitzat; es pot observar una caixa central que és la cavitat on s'hi allotja l'acceleròmetre.



Figura 7.5: Suport metàl·lic on es munta l'acceleròmetre. Posteriorment s'instal·la a sota del patí del carril. [6]

La figura 7.6 també mostra el suport mostrat a la figura 7.5, unit al carril mitjançant dos cargols per poder-lo ajustar i fixar al peu del carril. En aquesta imatge també s'hi pot observar el muntatge del sensor extensiomètric, que s'ha adherit rígidament a l'ànima del carril, just a la mateixa secció transversal d'aquest.

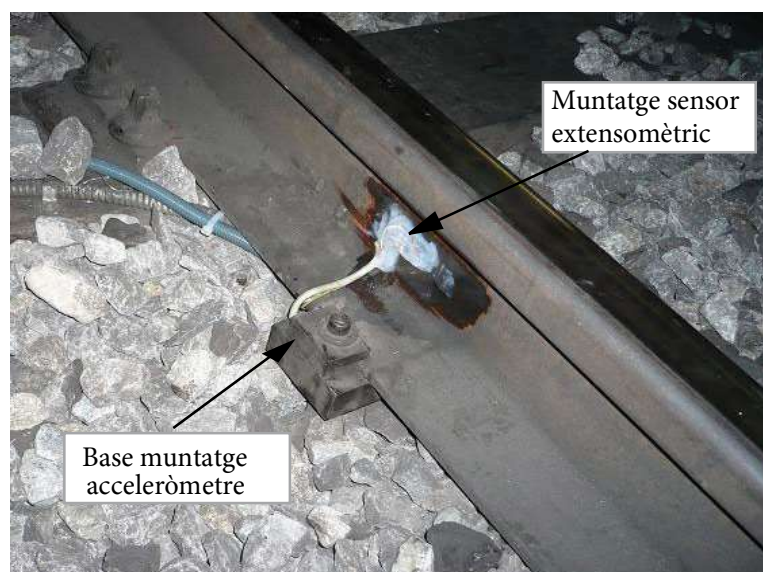


Figura 7.6: Suport metàl·lic on es munta l'acceleròmetre instal·lat al peu del carril. Muntatge sensor extensiomètric. [6]



A continuació es mostra la disposició dels acceleròmetres i del sensor extensomètric col·locats a peu de via:

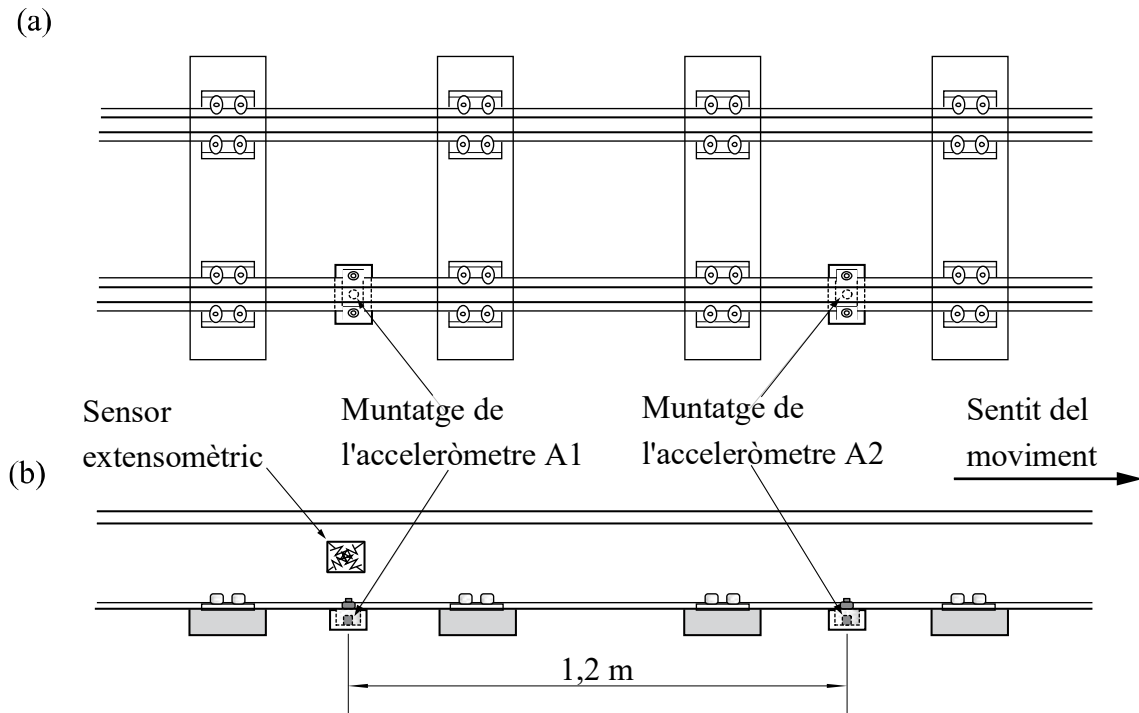


Figura 7.7: Muntatge de transductors sobre la via, (a) vista en planta, (b) vista de perfil. [6]

A la figura anterior es pot observar que el sensor extensomètric i el primer acceleròmetre (A1), es munten en la mateixa localització del carril i el segon acceleròmetre (A2) es situa a 1,2 m aigües avall en el sentit de la marxa del tren.

La distància de separació entre els dos acceleròmetres, 1,2 m, equival a mig perímetre de la roda aproximadament. D'aquesta manera, i tenint en compte el que s'ha exposat a la introducció del present capítol, es garanteix que si una roda presenta algun defecte singular, la seva repercussió en el senyal de vibració serà enregistrada al menys per un dels acceleròmetres. Altres consideracions a fer sobre l'elecció d'aquesta separació són les següents [7]:

- La distància mínima entre rodes de bogies contigus d'un tren del FMB és de l'ordre d'uns 4 m. Si es té en compte el nivell d'atenuació de les vibracions amb la distància al llarg del carril, significa que a aquesta distància pràcticament queda una vibració residual de l'ordre del 15% respecte d'un impacte just a sobre del punt de mesura, segons la figura 6.33 del capítol anterior. Aquest nivell de vibració queda emmascarat amb el propi soroll de rodolament. Per tant es pot fer el supòsit que la vibració observada en el punt fix de mesura, quan hi passa una roda per sobre, correspon a la vibració generada per les dues rodes del bogies del qual pertanyen, amb poca influència de les vibracions generades per les rodes dels bogies adjacents.

- La distància entre centres de rodes d'un mateix bogie és de l'ordre de 2,2 m; això implica que les vibracions generades per una roda sí que influeixen en les mesures de la roda veïna del mateix bogie.
- Ambdós acceleròmetres capten les vibracions generades per les rodes d'un bogie, però els nivells que enregistren seran diferents en funció de la distància a on es dona el contacte entre el defecte en el perfil de la roda amb el carril i el punt de mesura. La magnitud de les vibracions d'ambdós acceleròmetres indicarà quina roda del bogie es troba més a prop del primer o del segon acceleròmetre.
- En les vies del FMB la distància entre travesses és de 0,6 m. Per tant els dos acceleròmetres queden col·locats sota el carril just al mig de dues travesses. A l'estar els dos acceleròmetres entre travesses fa que les característiques dinàmiques de la via siguin pràcticament idèntiques pels dos acceleròmetres.

Els acceleròmetres utilitzats són de la marca ENDEVCO, de model: 7254-10. Aquests acceleròmetres són piezoelèctrics amb electrònica integrada, són específics per mesurar vibracions en estructures [6]. Estan encapsulats hermèticament per evitar l'entrada de partícules provinents de la contaminació ambiental. Són acceleròmetres d'alta sensibilitat en el senyal de sortida, de gran ample de banda, i presenten una relació senyal-soroll elevada.

El sensor extensomètric permet detectar la força tallant generada pel pas de cada roda del tren. El senyal que proporciona aquest sensor presenta un canvi de signe just en l'instant en que una roda passa per damunt seu i per tant per damunt del primer acceleròmetre, A1. D'aquesta manera s'obté un indicador temporal del pas de les rodes per la zona on es troba instal·lat tot el sistema de mesura. Així es poden correlar els instants de pas de cada roda amb el registre real de vibració vertical del carril i així es pot procedir a la detecció de possibles defectes en els perfils de les rodes.

Tota aquesta tipologia de sensòrica, l'emplaçament, els models del sensors, la seva disposició en via s'ha aprofitat, tal i com s'ha comentat anteriorment, de treballs previs realitzats pel personal del Laboratori de Vibracions [7]:

A continuació s'explica la nomenclatura que s'ha utilitzat per realitzar la identificació de cadascun dels registres de vibració experimentals i tenir una traçabilitat posterior, per poder-los associar al tren corresponent. El format que se segueix consisteix en:

- Primer: nombre d'ordre del registre del pas d'un tren durant una tanda de mesures: T01, T02, etc.
- Segon: identificador del tren, normalment visible en la seva capçalera. Aquest identificador és una combinació del número de sèrie (tipus de tren) i de la matrícula del primer cotxe.
- Tercer: data durant la qual es va fer la tanda de mesures.



Tot seguit es mostra un exemple de nomenclatura. El registre T01307202122008, la T indica el tren, la xifra 01 indica que és el primer tren que es mesura, la xifra 3072 indica que és un tren de la sèrie 3000 i el primer cotxe motor és el número 72 de la sèrie 3000. Per últim la xifra 02122008 indica que el registre es va fer el dia 2 de desembre de 2008.

7.3 Tractament dels senyals enregistrats amb el sistema de mesura

En aquest apartat s'exposa quin és el tractament previ que s'aplica als senyals enregistrats amb el sistema de mesura abans de ser emprats per a la detecció de defectes en el perfil de les rodes.

Cal dir que la descripció de les principals magnituds que permeten caracteritzar el comportament dels senyals de vibració es realitza tant pels senyals de vibració generats per trens sense presència de defectes a la superfície de rodolament de les rodes com pels trens que sí que en presenten.

La freqüència de mostratge dels senyals captats experimentalment és de 2 kHz. S'escull aquesta freqüència de mostratge perquè, segons experiències prèvies se sap que per sobre de 1 kHz la vibració en el carril no mostra components freqüencials significatives. Segons el teorema de Nyquist, s'ha de mostrejar com a mínim a dues vegades la freqüència màxima del senyal.

7.3.1 Identificació del pas de roda per sobre del punt de mesura mitjançant el senyal provinent de les galgues extensomètriques

Tal i com s'ha esmentat anteriorment, les galgues extensomètriques estan muntades a l'ànima del carril just a la mateixa localització que el primer acceleròmetre. Proporcionen un senyal representatiu de la força tallant que suporta el carril quan una roda passa per sobre del punt de mesura. Aquest senyal serveix per determinar l'instant de pas de cada roda per sobre del punt de mesura, al que s'anomena pas per zero.

L'instant exacte de pas de la roda per sobre del punt de mesura, s'identifica quan el senyal del tallant passa d'un valor negatiu a un valor positiu. Cal esmentar que la magnitud del senyal tallant és irrellevant, el que interessa és el canvi de signe d'aquest per identificar-ne el pas per zero. També cal remarcar que el tractament que s'apliqui a aquest senyal no pot introduir cap avançament ni retard temporal si el que es vol és disposar d'un indicador fiable del pas per zero.

Tot seguit es mostra un registre temporal de senyal de la força tallant del pas d'un tren del metro de FMB de la línia 3. Aquest registre correspon a un tren de la sèrie 3000.

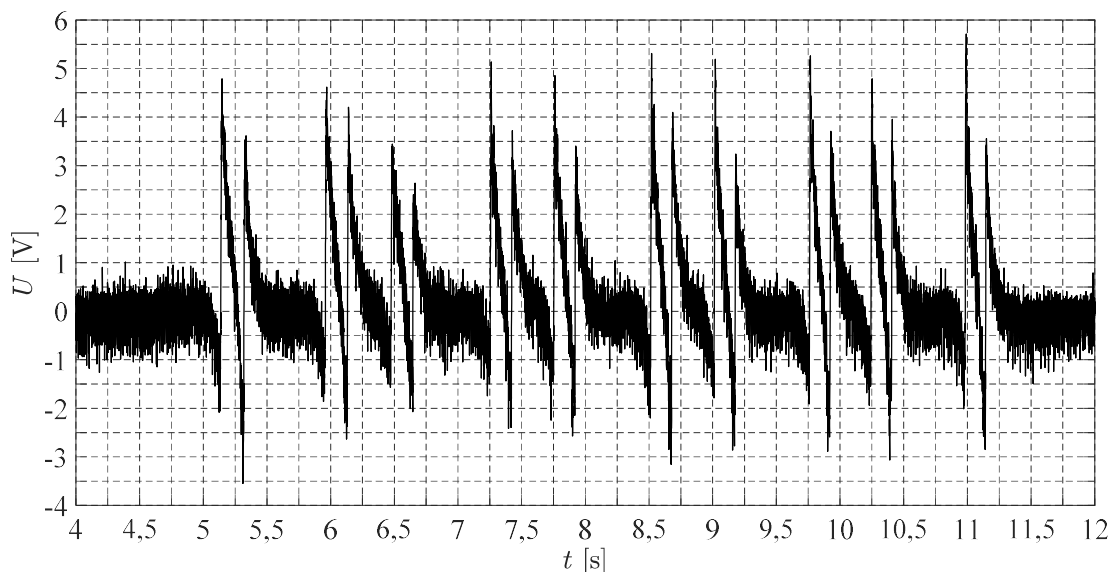


Figura 7.8: Registre temporal senyal tallant sense filtrar corresponent al tren T01307202122008.

Tal i com es pot observar al gràfic anterior, el senyal de la força tallant presenta molt soroll afegit, el que obliga a aplicar-li un filtrat previ si es vol identificar correctament el pas per zero de cada roda.

El filtre que s'aplica al senyal del tallant és un filtre passa baixos tipus Butterworth de quart ordre, de freqüència de tall 30 Hz i de fase nul·la per evitar introduir-hi retard. Aquest filtre ha estat programat i emprat en diverses campanyes de mesures per personal del Laboratori de del Laboratori de Màquines i Vibracions de la UPC per filtrar el senyal del tallant.

Així s'obté una senyal net de la força tallant al pas d'un tren, que determina amb bona precisió el pas temporal de roda per sobre del punt de mesura.

Aquests passos per zero són d'especial importància perquè permetran associar diferents valors de pic de velocitats i/o acceleracions verticals de vibració del carril a una roda determinada.

La gràfica següent mostra el senyal representatiu de la força tallant al pas d'un tren per sobre del punt de mesura. Es mostra el senyal original i el senyal filtrat:

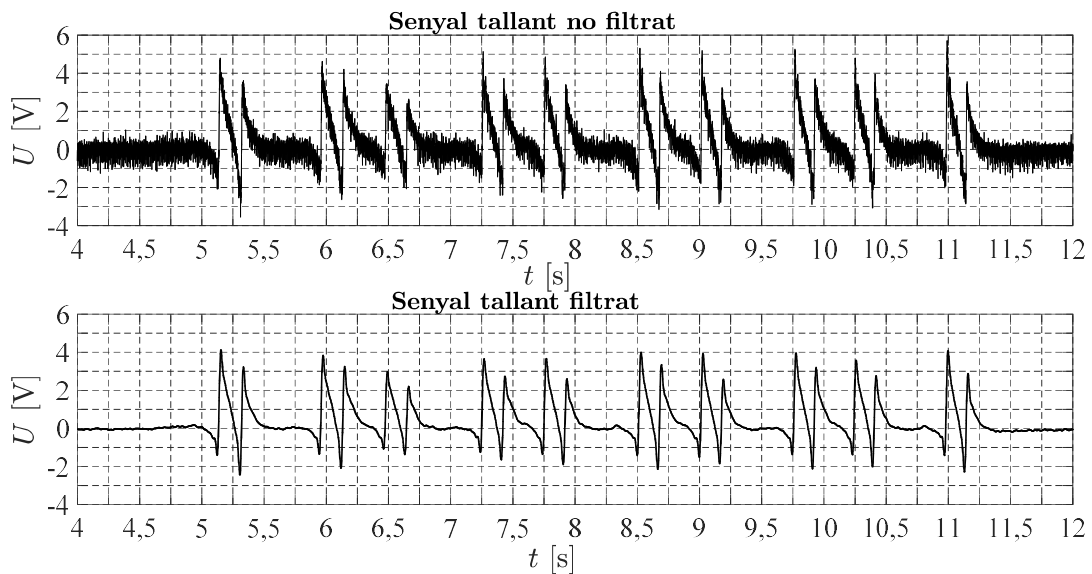


Figura 7.9: Comparació dels senyals representatius de la força tallant sense filtrar i filtrat corresponents al tren T01307202122008.

Un cop ja s'ha filtrat el senyal del tallant, es procedeix a definir un mètode d'identificació dels passos per zero.

L'algorisme d'identificació segueix les següents etapes:

1. S'aplica un buscador de mínims del senyal tallant, i s'enregistra el valor de cada mínim i l'instant de temps en el qual s'ha produït aquest mínim. S'observa que tots els mínims són negatius.
2. S'aplica el mateix procediment per buscar els màxims. S'observa que tots els màxims són positius.
3. Finalment entre cada mínim i cada màxim consecutiu, en ser el senyal del tallant una funció contínua, i d'acord amb el teorema de Bolzano, entre un mínim negatiu i un màxim positiu consecutius hi ha d'haver com a mínim un instant en que s'anul·la la funció; el pas per zero. Aquest instant de temps es determina per interpolació lineal entre els punts de la funció corresponents al mínim i al màxim.

El següent gràfic mostra el senyal del tallant filtrat i els seus passos per zero, senyalitzats mitjançant triangles, que corresponen als passos de cada roda del tren per sobre del punt de mesura:

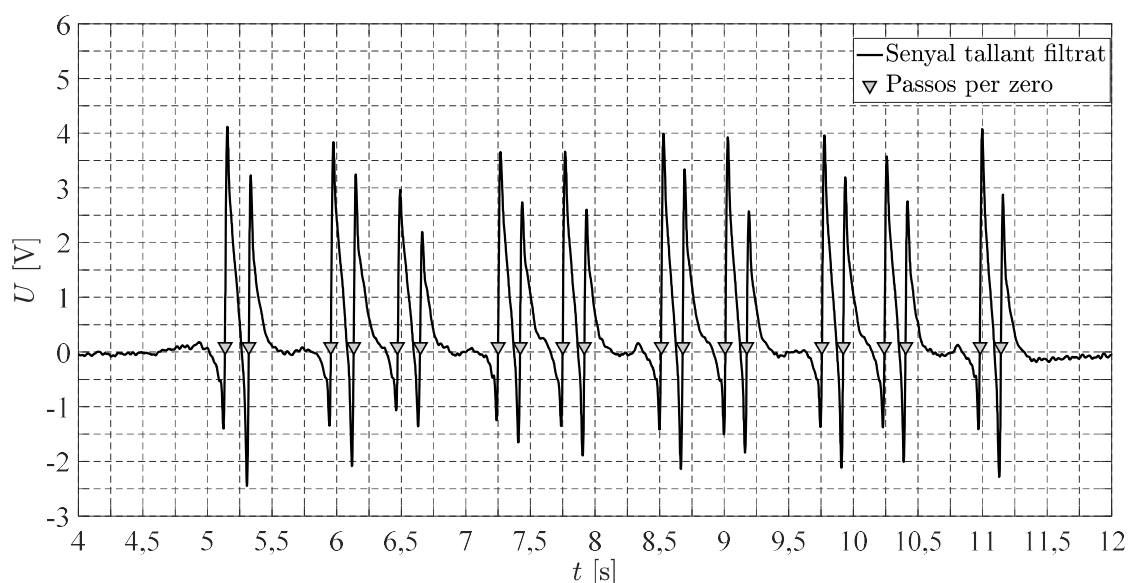


Figura 7.10: Registre temporal senyal força tallant filtrat i els passos per zero (passos de roda per sobre del punt de mesura) corresponents al tren T01307202122008.

A la figura anterior es pot observar que els passos per zero del senyal de la força tallant reproduïxen la configuració del tren. És a dir, les separacions temporals entre triangles corresponen a la separació física entre rodes, i es pot observar perfectament cada bogie i cada cotxe amb els seus dos bogies.

7.3.2 Tractament dels senyals d'acceleració provinents dels acceleròmetres

En anàlisi de vibracions és corrent treballar amb la velocitat de vibració més que amb l'acceleració ja que aquesta darrera presenta components d'alta freqüència apreciables que en realitat corresponen a magnituds de desplaçament de vibració petits i poc significatius. Es pot dir que el senyal d'acceleració "presenta força soroll". Per això es decideix integrar els senyals proporcionats pels dos acceleròmetres per obtenir-ne la velocitat vertical de vibració.

Per realitzar-ne la integració s'aplica un filtre de freqüència de tall inferior de 3 Hz. Aquest filtre bàsicament el que fa és eliminar el component constant de força de contacte, perquè no aparegui la resposta quasi-estàtica de la via, que és pràcticament igual a la deformada estàtica del carril sota una càrrega constant.

A continuació es mostra la funció de transferència del filtre integrador analògic (a l'espai de la transformada de Laplace):

$$H_{\text{filtre}}(s) = \frac{s}{s^2 + 2 \cdot \pi^2 \sqrt{2} \cdot f_{\text{tall}} \cdot s + (2 \cdot \pi \cdot f_{\text{tall}})^2} \quad (7.1)$$

A l'equació anterior, f_{tall} és la freqüència de tall del filtre.



Tot seguit s'aplica la transformada bilineal per a passar de l'espai de la transformada de Laplace a l'espai de la transformada z , ja que el registre de senyal d'acceleració vertical del carril és un senyal digital (senyal discret). Llavors la funció de transferència del filtre integrador digital és:

$$\left\{ H_{\text{filtre}}(z) = H_{\text{filtre}}(s) \Big|_{s=2 \cdot f_{\text{mostratge}} \frac{z-1}{z+1}} \right\} \quad (7.2)$$

Si es substitueixen els valors de la freqüència de tall i la freqüència de mostratge a l'expressió anterior s'obté la funció de transferència del filtre integrador a l'espai de la transformada Z :

$$\left\{ \begin{array}{l} f_{\text{tall}} = 3\text{Hz} \\ f_{\text{mostratge}} = 2000\text{Hz} \end{array} \right\} \rightarrow H_{\text{filtre}}(z) = \frac{2,48 \cdot 10^{-4} \cdot z^2 + 2,22 \cdot 10^{-16} z - 2,48 \cdot 10^{-4}}{z^2 - 1,99 \cdot z + 0,99} \quad (7.3)$$

A continuació es mostra un registre d'acceleració vertical de vibració del carril i la velocitat vertical de vibració corresponent al pas del tren T01307202122008 de la sèrie 3000, passant per sobre del punt de mesura. Els passos per zero estan representats per triangles invertits:

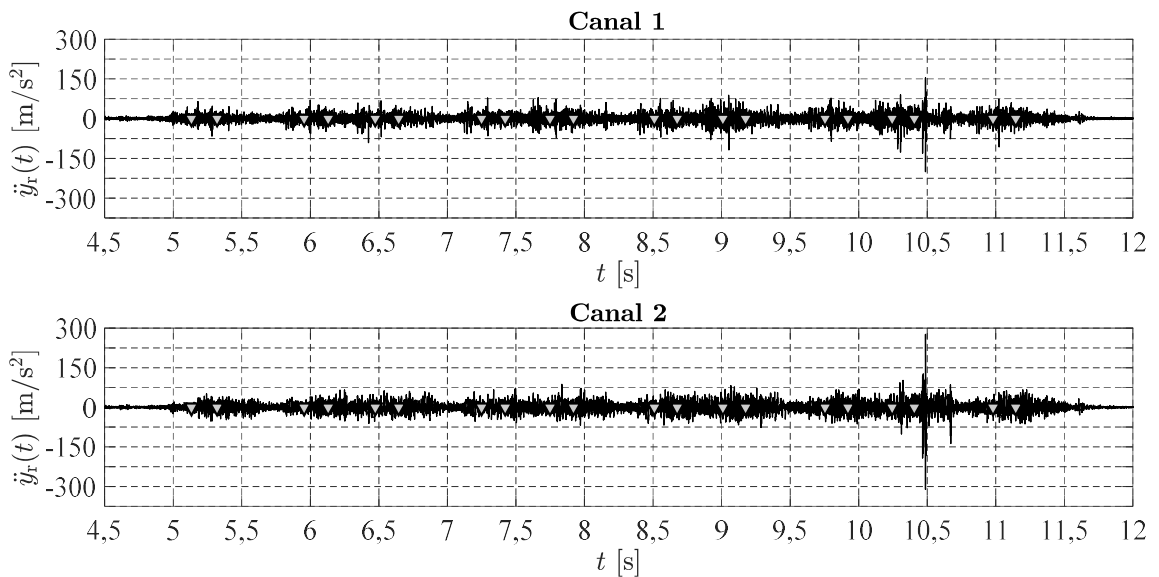


Figura 7.11: Registres temporals d'acceleració vertical de vibració del carril dels canals: 1 (acceleròmetre 1) i del canal 2 (acceleròmetre 2) corresponents al pas del tren T01307202122008.

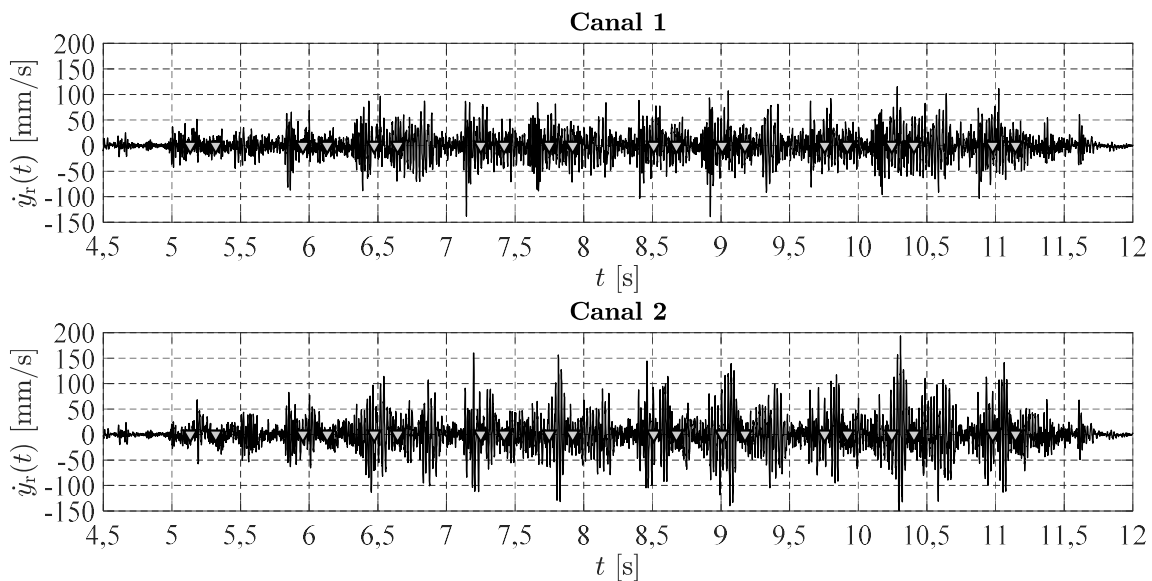


Figura 7.12: Registres temporals velocitat vertical de vibració del carril dels canals: 1 (acceleròmetre 1) i 2 (acceleròmetre 2) corresponents al pas del tren T01307202122008.

Un cop es tenen els registres de velocitat vertical de vibració del carril de l'acceleròmetre 1 que correspon al canal 1 (C1), i els de l'acceleròmetre 2 que correspon al canal 2 (C2), es procedeix a calcular-ne el valor RMS mòbil. Perquè tal i com s'ha explicat al capítol anterior, bàsicament interessa tenir una magnitud en funció del temps que variï ràpidament, és a dir, que variï amb la mateixa rapidesa que quan es dona alguna variació local a causa d'una pertorbació local. Es busca aquest tipus de comportament perquè, si el valor RMS varia de manera sobtada, serà indicador d'algun possible defecte i/o irregularitat al perfil de la roda.

El valor RMS mòbil determinat amb ponderació exponencial permet detectar canvis ràpids en el nivell de vibració. Un canvi sobtat en el nivell de vibració, com ara el produït per una singularitat en el perfil d'una roda, es reflecteix en un canvi ràpid en el valor RMS mòbil.

En el càlcul de valor RMS mòbil amb ponderació exponencial s'amitjana en cada instant el senyal precedent, donant més pes a la informació més recent en el temps i menys pes a la informació més antiga [5]. L'expressió utilitzada és la següent:

$$\dot{y}_{\text{RMS}}(t) = \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{-\infty}^t e^{-\frac{(t-t')}{\tau}} \dot{y}_r^2(t') dt'} \quad (7.4)$$

A l'expressió anterior, τ és la constant de temps, $\dot{y}_r(t)$ és la velocitat vertical de vibració del carril i $\dot{y}_{\text{RMS}}(t)$ és el valor RMS mòbil de la velocitat vertical de vibració del carril.

La constant de temps seleccionada és $\tau = 125$ ms perquè, tal com s'ha comentat al capítol anterior, amb aquesta constant, l'evolució del valor RMS de la velocitat de vibració



permet observar amb claredat els augments del nivell de vibració deguts al pas de cada roda per sobre del punt fix de mesura instal·lat a la via.

A continuació es mostra un gràfic que correspon a l'evolució temporal del valor RMS mòbil amb ponderació exponencial de la velocitat vertical de vibració del carril, provinents del pas del tren T01307202122008, quan passa per sobre del punt de mesura:

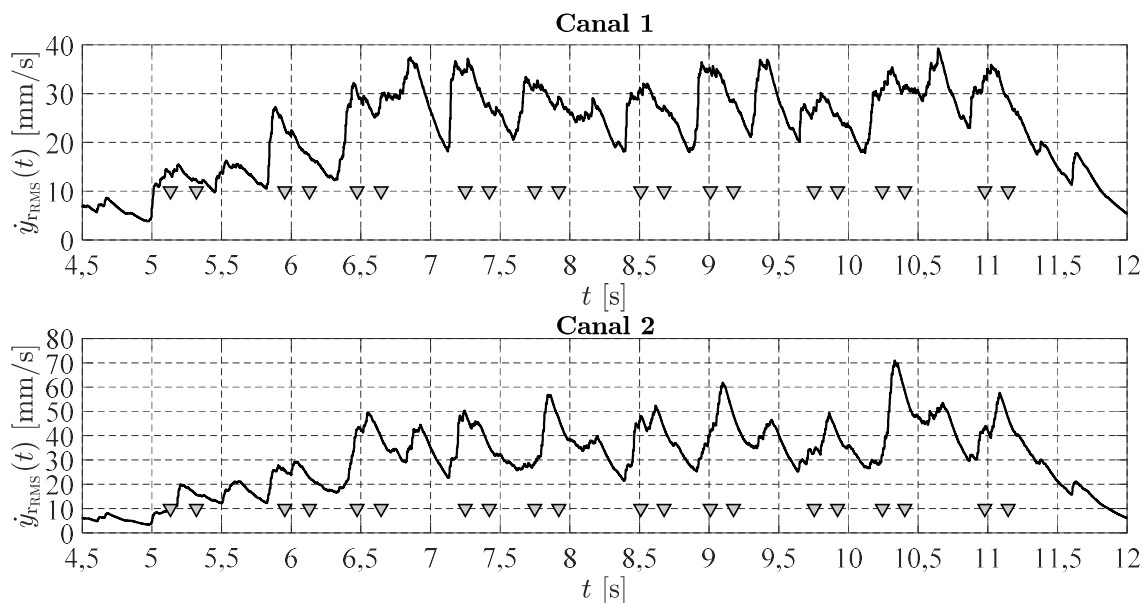


Figura 7.13: Evolució temporal del valor RMS, amb ponderació exponencial $\tau=125$ ms, de la velocitat vertical del carril de canal 1 i del canal 2, al pas del tren T01307202122008.

7.4 Obtenció de la funció RMS mòbil corresponent a la simulació d'un pas de tren

Un cop s'ha obtingut la variació temporal del valor RMS mòbil de la velocitat vertical del carril, generat al pas d'un tren per sobre del punt de mesura, es fa necessari tenir una referència d'aquesta evolució temporal del valor RMS mòbil, per poder ser comparat amb l'evolució temporal del valor RMS provinent del registre experimental.

Per obtenir un registre teòric de l'evolució temporal del valor RMS mòbil de la velocitat de vibració vertical del carril, es proposa sintetitzar el registre RMS teòric de referència com a una superposició de n funcions RMS de la velocitat vertical de vibració del carril generat pel pas d'una roda; sent n el número de rodes del tren que passen per sobre el punt de mesura.

Com a funció nucli de l'evolució temporal de la vibració vertical del carril generat pel pas de roda per sobre del punt de mesura, s'escull la funció evolució temporal del valor RMS mòbil mitjà de la velocitat de vibració vertical del carril, obtinguda en el capítol

anterior, provinent d'una simulació de trenta perfils d'irregularitat de rodes diferents, prèviament sintetitzats segons el mètode de Dings i Dittrich [58].

Un cop escollida la funció nucli de pas de roda es procedeix a col·locar una funció nucli per a cada roda del tren, distribuïdes temporalment segons el pas d'aquestes per sobre del punt de mesura; que corresponen als passos per zero temporal del senyal que proporciona el sensor extensomètric.

D'aquesta manera s'obté una matriu $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}$ de funcions nucli de p files i n columnes, corresponents a la variació temporal del valor RMS, generat pel pas de cada roda per sobre del punt de mesura. Sent p la dimensió del vector registre temporal, o també és la dimensió del vector registre temporal experimental de la funció RMS de la velocitat vertical de vibració del carril; n és el nombre total de rodes d'un costat del tren. La següent expressió en mostra la matriu de funcions nucli disposades en columna:

$$\dot{Y}_{\text{RMS teòric}} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & 0 & \vdots & 0 \\ \dot{y}_{\text{RMS}_{l_{w_1}}} & \vdots & & 0 \\ \vdots & \dot{y}_{\text{RMS}_{l_{w_2}}} & & \vdots \\ \dot{y}_{\text{RMS}_{k_{w_1}}} & \vdots & \ddots & \dot{y}_{\text{RMS}_{l_{w_n}}} \\ 0 & \dot{y}_{\text{RMS}_{k_{w_2}}} & & \vdots \\ 0 & 0 & \ddots & \dot{y}_{\text{RMS}_{k_{w_n}}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \quad (7.5)$$

De la matriu anterior, l'element $\dot{y}_{\text{RMS}_{l_{w_n}}}$ correspon al primer valor de la funció RMS nucli generat pel pas de la roda (w) n-èsima. L'element $\dot{y}_{\text{RMS}_{k_{w_n}}}$ correspon a l'últim valor de la funció RMS del pas de roda (w) n-èsima.

El següent gràfic mostra la superposició temporal de les n funcions RMS nucli. En definitiva és la representació gràfica de la matriu $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}$ en el cas concret pel registre de pas del tren T01307202122008:

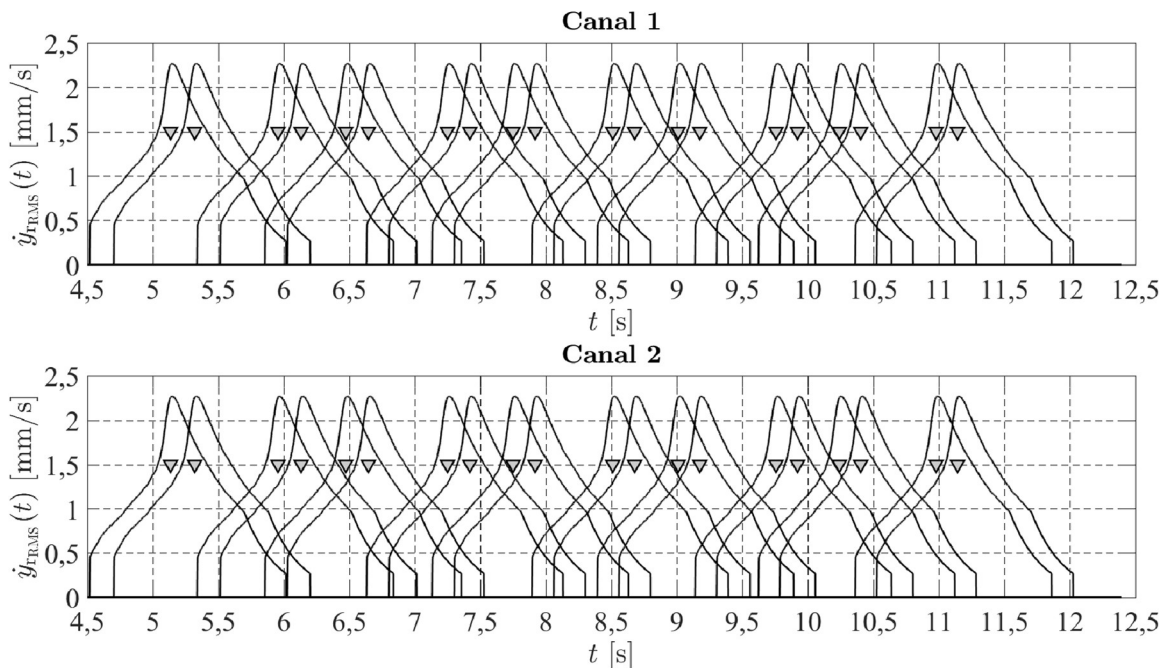


Figura 7.14: Superposició de les funcions nucli RMS velocitat vertical carril al pas de cada roda pel tren T01307202122008.

Tal i com s'ha esmentat anteriorment, el principal objectiu és obtenir un registre teòric de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical de vibració del carril, per tenir-lo de referència. Aquest registre teòric serà fruit de les n funcions nucli ajustades convenientment al registre temporal experimental del valor RMS de a velocitat vertical de vibració del carril generat pel pas de cada tren.

Un cop obtinguda la matriu \dot{y}_{IRMS} de funcions nucli, es procedeix a realitzar un ajust pel mètode de mínims quadrats del registre temporal del pas del tren sintetitzat mitjançant la superposició de les n funcions nucli de l'evolució temporal del valor RMS de la vibració vertical del carril corresponents al pas de cada roda. Cal dir que cada funció RMS de la velocitat vertical del carril al pas de cada roda s'ajustarà al registre experimental només en els punts de pas de cada roda del tren per sobre del punt de mesura.

Tot seguit s'explica el procés d'ajust:

1. Sigui $\dot{y}_{\text{IRMS}_{w_i}}$ La funció nucli o base i -èssima de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril generada pel pas de la roda i -èssima (w_i) del tren per sobre del punt de mesura. La seva expressió és:

$$\dot{y}_{\text{IRMS}_{w_i}} = \begin{bmatrix} \dot{y}_{\text{IRMS}_{1_{w_i}}} \\ \vdots \\ \dot{y}_{\text{IRMS}_{n_{w_i}}} \end{bmatrix} \quad (7.6)$$

2. Sigui $\dot{Y}_{\text{RMSexperimental}}$ el registre experimental real de l'evolució temporal de la vibració vertical del carril del pas del tren a analitzar. La seva expressió és:

$$\dot{Y}_{\text{RMSexperimental}} = \begin{bmatrix} \dot{y}_{\text{RMS1experimental}} \\ \vdots \\ \dot{y}_{\text{RMS}p\text{experimental}} \end{bmatrix} \quad (7.7)$$

3. Llavors el registre real experimental $\dot{Y}_{\text{RMSexperimental}}$ es pot aproximar per una combinació lineal de n funcions nucli o base $\dot{y}_{\text{RMS}w_i}$, sent n el nombre de rodes del tren que passen pel punt de mesura:

$$\begin{aligned} \dot{Y}_{\text{RMSexperimental}} &= c_1 \cdot \dot{y}_{\text{RMS}w_1} + c_2 \cdot \dot{y}_{\text{RMS}w_2} + \dots + c_n \cdot \dot{y}_{\text{RMS}w_n} \\ &\downarrow \\ \dot{Y}_{\text{RMSexperimental}} &= \sum_{i=1}^n c_i \cdot \dot{y}_{\text{RMS}w_i} \end{aligned} \quad (7.8)$$

De l'equació anterior, c_1, c_2, \dots, c_n són els coeficients de l'ajust, que n'hi hauran tants com rodes del tren es consideren.

Si es desenvolupen les equacions anteriors i es combinen, queda el següent sistema d'equacions lineal amb p equacions i n incògnites:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & 0 \\ \vdots & 0 & \vdots & 0 \\ \dot{y}_{\text{RMS1}w_1} & \vdots & & 0 \\ \vdots & \dot{y}_{\text{RMS1}w_2} & & \vdots \\ \dot{y}_{\text{RMS}k w_1} & \vdots & \ddots & \dot{y}_{\text{RMS1}w_n} \\ 0 & \dot{y}_{\text{RMS}k w_2} & & \vdots \\ 0 & 0 & \ddots & \dot{y}_{\text{RMS}k w_n} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} c_1 \\ \vdots \\ c_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{y}_{\text{RMS1experimental}} \\ \vdots \\ \dot{y}_{\text{RMS}p\text{experimental}} \end{bmatrix} \quad (7.9)$$

De l'expressió anterior, p correspon a la longitud del vector registre experimental i n , tal i com ja s'ha definit anteriorment, és el nombre de rodes del tren que passen per sobre del punt de mesura. Es compleix que $p > n$, és a dir es tenen més equacions que incògnites. En definitiva, queda un sistema lineal sobredeterminat.



Per resoldre el sistema, és a dir per trobar el vector de coeficients d'ajust C s'aplica el mètode dels mínims quadrats, de manera que s'obté la millor aproximació a l'expressió:

$$\dot{Y}_{\text{RMS teòric}} \cdot C = \dot{Y}_{\text{RMS experimental}} \quad (7.10)$$

Del sistema d'equacions anterior, tal i com s'acaba de comentar, la matriu del sistema: $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}$ és una matriu no quadrada. Llavors s'ha d'obtenir la seva matriu inversa generalitzada o matriu pseudoinversa, que de manera usual s'utilitza per resoldre sistemes d'equacions provinents d'ajustos per mínims quadrats.

Sigui $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}$ la matriu del sistema d'equacions (7.9), amb $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}} \in \mathbb{R}^{p \times n}$ i $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g \in \mathbb{R}^{n \times p}$, on $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g$ la matriu inversa generalitzada o matriu pseudoinversa de la matriu $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}$. De forma més concreta, s'utilitza la matriu inversa de Moore-Penrose.

Perquè sigui una matriu generalitza pseudoinversa de Moore-Penrose s'ha de complir el següent:

$$1. \quad \dot{Y}_{\text{RMS teòric}} \cdot \dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g \cdot \dot{Y}_{\text{RMS teòric}} = \dot{Y}_{\text{RMS teòric}} \quad (7.11)$$

$$2. \quad \dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g \cdot \dot{Y}_{\text{RMS teòric}} \cdot \dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g = \dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g \quad (7.12)$$

$$3. \quad \left(\dot{Y}_{\text{RMS teòric}} \cdot \dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g \right)^T = \dot{Y}_{\text{RMS teòric}} \cdot \dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g \quad (7.13)$$

$$4. \quad \left(\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g \cdot \dot{Y}_{\text{RMS teòric}} \right)^T = \dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g \cdot \dot{Y}_{\text{RMS teòric}} \quad (7.14)$$

De les expressions anteriors (7.13) i (7.14), l'exponent T indica matriu conjugada transposada.

Si $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g$ satisfà la primera condició segons l'equació (7.11), llavors és la matriu inversa generalitzada de la matriu $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}$. Si $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g$ compleix les expressions 2 i 3 anteriors, equació (7.12) i equació (7.13), llavors es diu que $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g$ és la matriu inversa generalitzada reflexiva de la matriu $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}$. Finalment si la matriu $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g$ satisfà les quatre condicions anteriors: (7.11), (7.12), (7.13), (7.14) llavors és la matriu pseudoinversa de $\dot{Y}_{\text{RMS teòric}}$.

Finalment s'obté la solució del sistema d'equacions anterior (7.10). Es mostra a l'expressió següent:

$$C = \dot{Y}_{\text{RMS teòric}}^g \cdot \dot{Y}_{\text{RMS experimental}} \quad (7.16)$$

De l'equació anterior el vector C conté n files i una columna, que són els coeficients de l'ajust per mínims quadrats.

Tot aquest procés d'ajust es realitza dues vegades per a cada registre de cada tren, és a dir, es realitza pel registre temporal provinent del canal 1 (C1) i pel registre temporal provinent del canal 2 (C2).

També cal esmentar que a part del procés d'ajust també s'utilitzarà el valor RMS global de la velocitat vertical de vibració del carril corresponent al pas del tren per sobre del punt de mesura. L'expressió utilitzada és la següent:

$$\dot{y}_{\text{RMS global}} = \sqrt{\frac{1}{t_{W_n} - t_{W_1}} \int_{t_{W_1}}^{t_{W_n}} \dot{y}_r^2(t') dt'} \quad (7.17)$$

De l'expressió anterior, t_{W_n} correspon a l'instant de temps en que la roda n-èsima, que és l'última del tren, passa per sobre del punt de mesura, t_{W_1} correspon a l'instant de temps en que la primera roda del tren passa per sobre del punt de mesura.

A continuació, a títol d'exemple, es mostra l'ajust per mínims quadrats de l'evolució temporal del valor RMS mòbil, tant pel canal 1 com pel canal 2 (funció de color vermell als gràfics de la figura 7.15), generat pel pas del tren T01307202122008 per sobre del punt de mesura. En els gràfics també es pot observar el valor RMS global del pas de tot el tren:

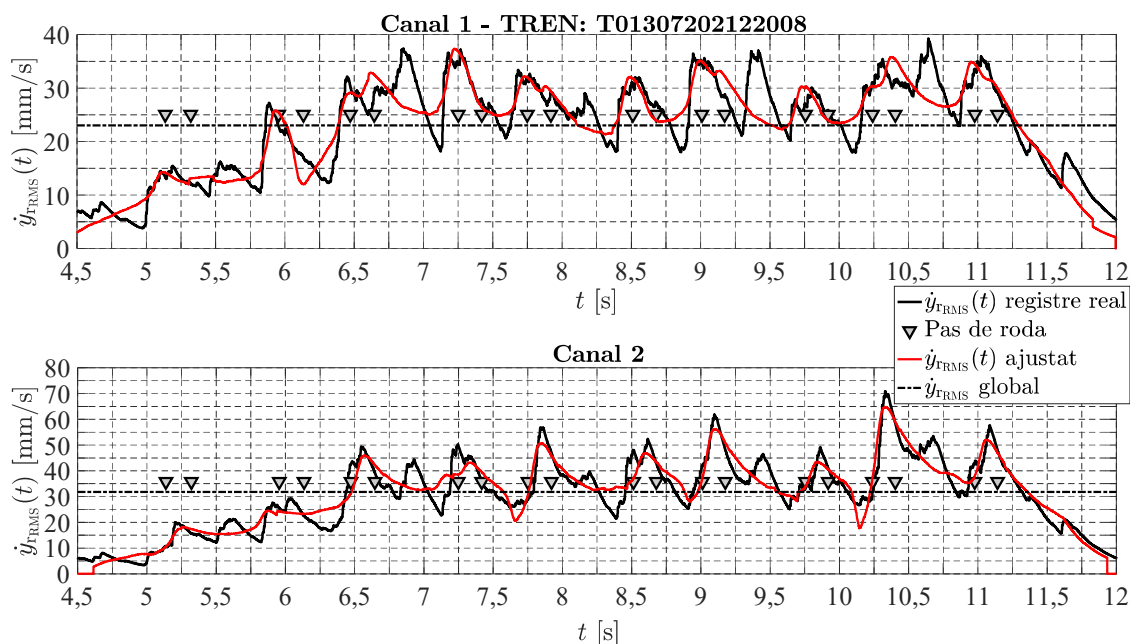


Figura 7.15: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T01307202122008. Valors experimentals i sintetitzats.

7.5 Metodologia de detecció de defectes singulars en els perfils de les rodes

Un cop s'ha realitzat el tractament dels senyals corresponents explicat a l'apartat anterior, es procedirà a definir el procés de detecció de defectes singulars en els perfils de les rodes ferroviàries.



Cal esmentar que el mètode de detecció de defectes es basarà en la observació de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril durant els intervals en els que no està passant cap bogie per sobre del punt de mesura considerat (canal 1 (C1) i canal 2 (C2)).

El principal motiu d'emprar aquests intervals dins del registre temporal és perquè a causa de la vibració pròpia del rodolament causada per cada roda passant per sobre de cada acceleròmetre, fa impossible la detecció d'un defecte singular a la banda de rodolament d'aquesta. És a dir, l'increment de la velocitat vertical de vibració del carril a causa del defecte queda emmascarada pel propi soroll de rodolament de la roda. A l'anàlitzar els senyals de vibració corresponent als intervals esmentats s'obté un gran decrement de l'efecte del rodolament de la roda en la vibració vertical del carril, ressaltant l'increment del valor RMS generat pel defecte singular.

Tot seguit es mostra una descripció de la metodologia de detecció dels defectes singulars en els perfils de les rodes:

1. Integració dels registres d'acceleració vertical del carril al pas d'un tren provinents dels acceleròmetres del canal 1 (C1) i del canal 2 (C2). Així s'obtenen les velocitats verticals de vibració del carril corresponents als dos acceleròmetres.

$$\begin{aligned} \dot{y}_{rC1\text{experimental}}(t) &= \int \ddot{y}_{rC1\text{experimental}}(t) \cdot dt \\ \dot{y}_{rC2\text{experimental}}(t) &= \int \ddot{y}_{rC2\text{experimental}}(t) \cdot dt \end{aligned} \quad (7.17)$$

2. Detecció temporal dels passos de cada roda del tren per sobre de l'acceleròmetre connectat al canal 1, mitjançant els passos per zero del senyal del tallant provinent del sensor extensomètric.

$$t = \left(t_{w1\tau=0}, t_{w2\tau=0}, \dots, t_{wn\tau=0} \right) \quad (7.18)$$

De l'expressió anterior, $t_{w_i\tau=0}$ correspon a l'instant de temps en que la roda i -èsima passa per sobre del punt de mesura.

3. Obtenció de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril aplicant un filtre de finestra exponencial d'amplada $\tau=125$ ms.

$$\begin{aligned} \dot{y}_{rRMS C1\text{experimental}}(t) &= \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{-\infty}^t e^{-\frac{(t-t')}{\tau}} \dot{y}_{rC1\text{experimental}}^2(t') dt'} \\ \dot{y}_{rRMS C2\text{experimental}}(t) &= \sqrt{\frac{1}{\tau} \int_{-\infty}^t e^{-\frac{(t-t')}{\tau}} \dot{y}_{rC2\text{experimental}}^2(t') dt'} \end{aligned} \quad (7.19)$$

4. Obtenció de les funcions de referència sintetitzades de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril del C1 i C2 respectivament, mitjançant l'ajust

per mínims quadrats de la funció nucli pas de roda ajustada a cada pas de roda del tren per sobre dels acceleròmetre del C1 i C2 respectivament. D'aquesta forma el valor RMS sintetitzat tendeix a disminuir entre passos de roda ja que únicament s'ha ajustat la funció nucli en el pas de roda per sobre de l'acceleròmetre.

$$\begin{aligned} \dot{y}_{\text{RMS}_{C1\text{teòric}}}(t) \\ \dot{y}_{\text{RMS}_{C2\text{teòric}}}(t) \end{aligned} \quad (7.20)$$

5. Obtenció del valor RMS global de la velocitat vertical de vibració del carril corresponents al canal 1 i al canal 2, associat al pas de tot el tren.

$$\begin{aligned} \dot{y}_{\text{RMS}_{C1\text{global}}} \\ \dot{y}_{\text{RMS}_{C2\text{global}}} \end{aligned} \quad (7.21)$$

6. Observació del valor RMS experimental entre bogies d'un mateix cotxe, en els dos registres del C1 i C2, i comparació d'aquest valor RMS experimental amb el valor RMS sintetitzat i amb el valor global de RMS. Llavors es pot afirmar que:

a. Un bogie pot tenir alguna de les seves rodes amb algun defecte singular en el seu perfil si:

$$\begin{aligned} \dot{y}_{\text{RMS}_{C1\text{experimental}}}(t_i) &> \dot{y}_{\text{RMS}_{C1\text{teòric}}}(t_i) \\ &i \\ \dot{y}_{\text{RMS}_{C2\text{experimental}}}(t_i) &> \dot{y}_{\text{RMS}_{C2\text{teòric}}}(t_i) \\ &i \\ \dot{y}_{\text{RMS}_{C1\text{experimental}}}(t_i) &> \dot{y}_{\text{RMS}_{C1\text{global}}} \\ &i \\ \dot{y}_{\text{RMS}_{C2\text{experimental}}}(t_i) &> \dot{y}_{\text{RMS}_{C2\text{global}}} \end{aligned} \quad (7.22)$$

De l'expressió anterior, t_i correspon a l'instant de temps en que el valor RMS del Canal 1 C1 és màxim, entre els dos bogies d'un mateix cotxe.

b. Si es compleixen totes les condicions de l'apartat anterior es pot afirmar que un dels dos bogies del cotxe entre els quals es situen els dos punts de mesura C1 i C2 pot tenir alguna roda amb algun defecte singular en el seu perfil. Ara bé, per determinar quin bogie és s'han de comparar els valors RMS experimentals màxims provinents dels punts de mesura C1 i C2 que queden entre els dos bogies d'un mateix cotxe; llavors:

i. Si $\dot{y}_{\text{RMS}_{C1\text{experimental max}}}(t_i) > \dot{y}_{\text{RMS}_{C2\text{experimental max}}}(t_i)$ implica que el bogie de l'esquerra o posterior (bogie $2n$) del cotxe n -èssim que s'està analitzant és el que conté alguna roda amb algun defecte en el seu perfil. Això es deu a que el valor registrat pel canal 1 és major, per tant vol dir que és el bogie $2n$



del cotxe n-èssim, que encara no ha passat per sobre l'acceleròmetre connectat al canal 1 (C1) però malgrat tot és el bogie que està més proper al canal 1; per això registra un valor RMS major. El següent esquema mostra gràficament el que s'acaba d'esmentar:

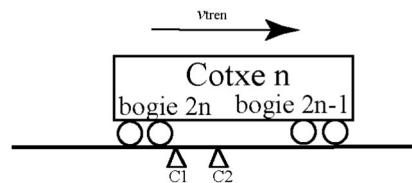


Figura 7.16: Posició cotxe n-èssim entre els dos acceleròmetres, quan el bogie posterior està més a prop de l'acceleròmetre (C1).

- ii. Si $\dot{y}_{\text{RMS}_{C1\text{experimental max}}}(t_i) < \dot{y}_{\text{RMS}_{C2\text{experimental max}}}(t_i)$ implica que el bogie 2n-1 (bogie de la dreta) del cotxe n-èssim que s'està analitzant és el que conté alguna roda amb algun defecte en el seu perfil. Això es deu a que el valor registrat pel canal 2 (C2) és major; i vol dir que és el bogie del cotxe que ja ha passat. L'esquema següent il·lustra aquesta situació:

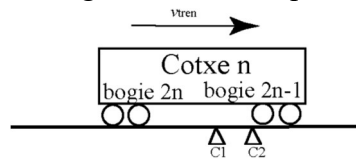


Figura 7.17: Posició cotxe n-èssim entre els dos acceleròmetres, quan el bogie davanter està més a prop de l'acceleròmetre (C2).

Abans de procedir a realitzar un primer anàlisi, es clarificarà la correspondència dels cotxes del tren i els seus bogies amb els passos per zero del senyal del tallant, que indiquen quan una roda passa just per sobre del punt de mesura, que correspon al primer acceleròmetre connectat al canal 1 (C1). Cal dir també que els registres experimentals obtinguts a nivell temporal s'han obtingut amb el sentit de la marxa del tren provinent d'esquerra a dreta, és a dir, els primer pas per zero a nivell temporal del gràfic correspon a la primera roda del primer bogie del primer cotxe del tren. La següent imatge mostra la configuració d'un tren i la corresponent numeració dels seus cotxes i bogies:

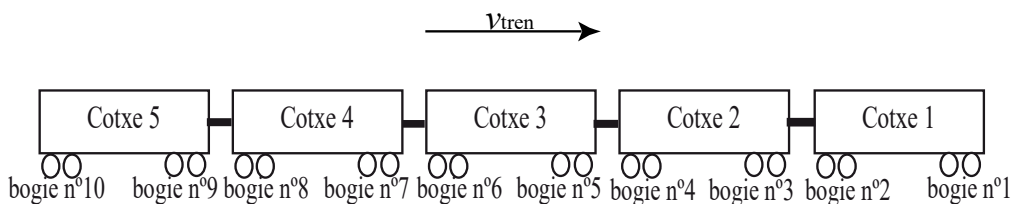


Figura 7.18: Configuració d'un tren amb la corresponent numeració dels seus cotxes i els bogies d'aquests.

La següent imatge mostra la correspondència de bogies del tren, segons la figura 7.18, amb els passos de roda de cada bogie, a nivell temporal, per sobre del primer acceleròmetre:

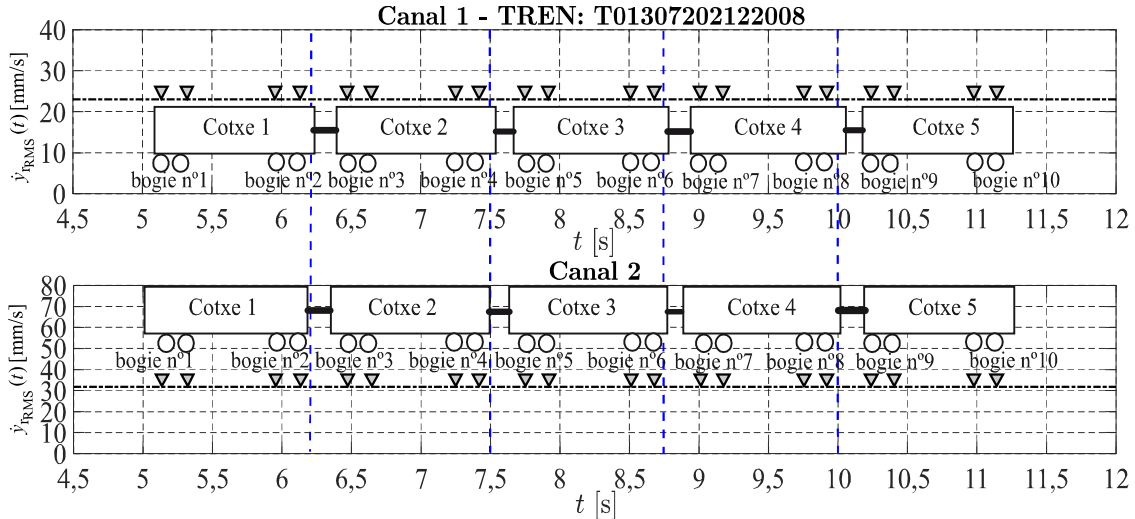


Figura 7.19: Correspondència de bogies del tren amb els passos de roda de cada bogie per sobre del primer acceleròmetre.

Tot seguit es mostra l'anàlisi del registre generat pel pas del tren T01307202122008. Es pot observar el gràfic de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 i uns marcadors representats amb línia blava discontinua que indiquen els increments del valor RMS experimentals no coincidents amb el pas de bogies consecutius d'un mateix cotxe que superen el valor RMS sintetitzat i el valor RMS global. A part, també s'observa un esquema de la disposició dels cotxes del tren i s'indica quin bogie pot tenir alguna roda amb algun defecte a la seva banda de rodolament; en concret són els bogies 3, 5, 7 i 9 d'aquest tren:

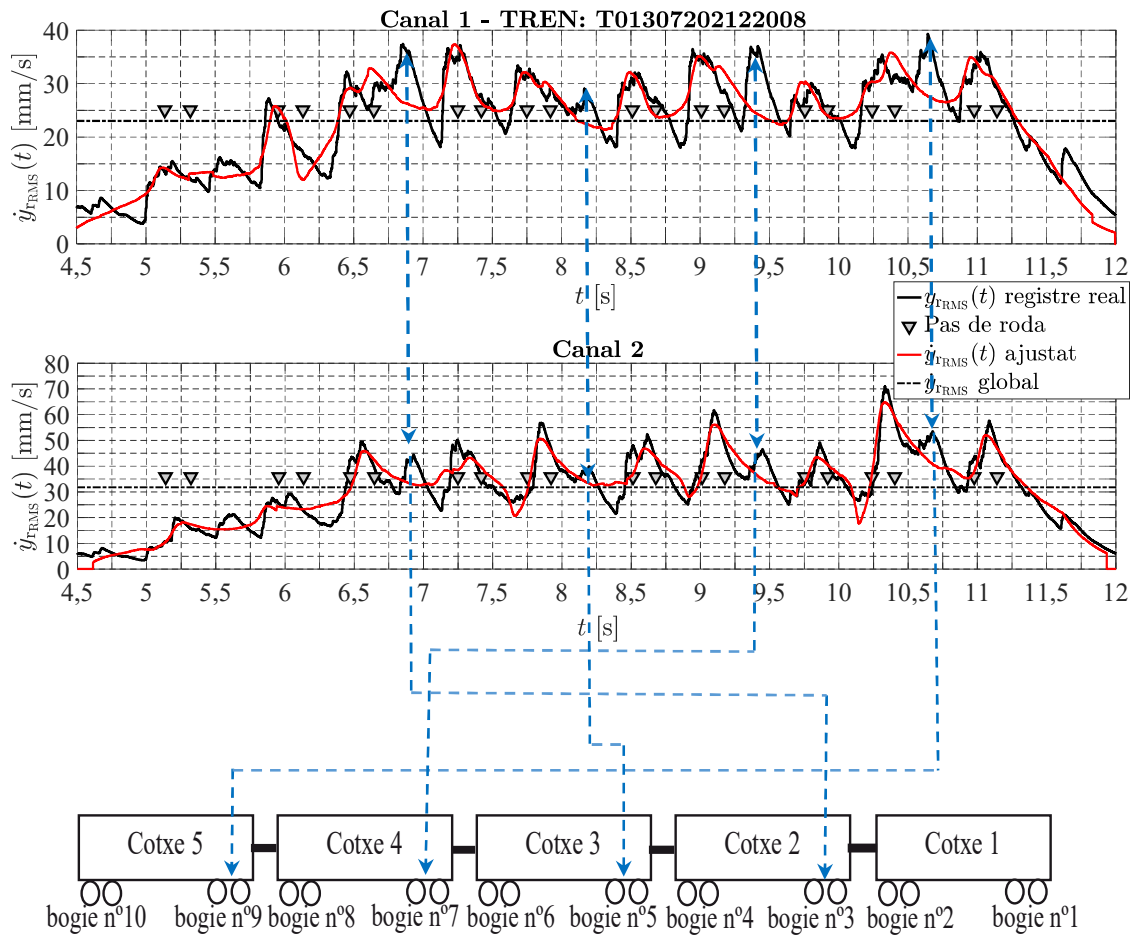


Figura 7.20: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T01307202122008 i identificació dels bogies que poden tenir alguna roda amb algun defecte en el seu perfil.

7.6 Anàlisi de registres experimentals de vibració vertical del carril

En aquest apartat, seguint la metodologia d'identificació de defectes en els perfils de les rodes explicada a l'apartat anterior, es procedirà a analitzar varis registres experimentals de diversos passos de tren realitzats en dies i en moments diferents. Hi ha registres experimentals que són de l'any 2008, que van ser enregistrats per a la realització de la tesi doctoral de Flórez [6]. També hi ha registres de trens realitzats al llarg de l'any 2016, enregistrats durant el desenvolupament d'aquesta tesi doctoral.

Bàsicament es distingirà entre trens que no tenen cap roda amb defectes singulars en el seu perfil i trens en els que sí que s'han identificat alguns bogies que poden tenir alguna roda amb algun defecte singular en el seu perfil.

7.6.1 Trens que presenten alguns bogies amb defectes singulars en els perfils de les rodes

Tot seguit es mostraran un conjunt de gràfics de diferents registres experimentals generats pel pas de diferents trens, que si que contenen alguna roda amb algun defecte singular en el seu perfil.

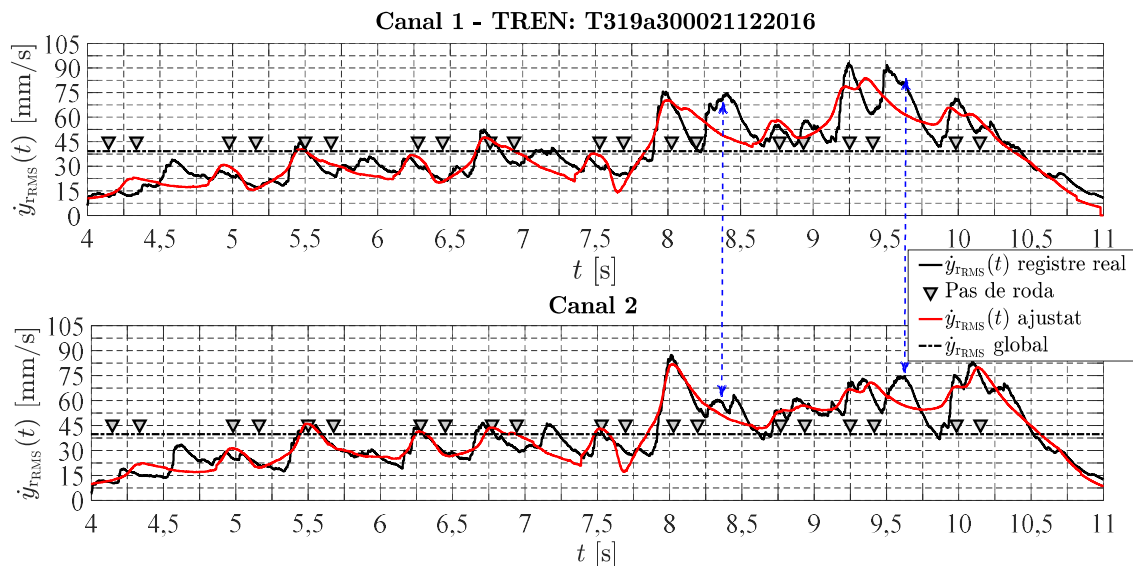


Figura 7.21: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T3193a00021122016. Valors experimentals i sintetitzats. Alguns bogies amb defectes en els perfils de les rodes.

Del gràfic anterior, es pot dir que del tren T319300021122016 el bogie número 8, que pertany al cotxe número 4, té alguna roda amb algun defecte singular en el seu perfil. També es pot dir que el bogie número 10, que pertany al cotxe número 5 també manifesta que alguna de les seves rodes té algun defecte singular en el seu perfil.

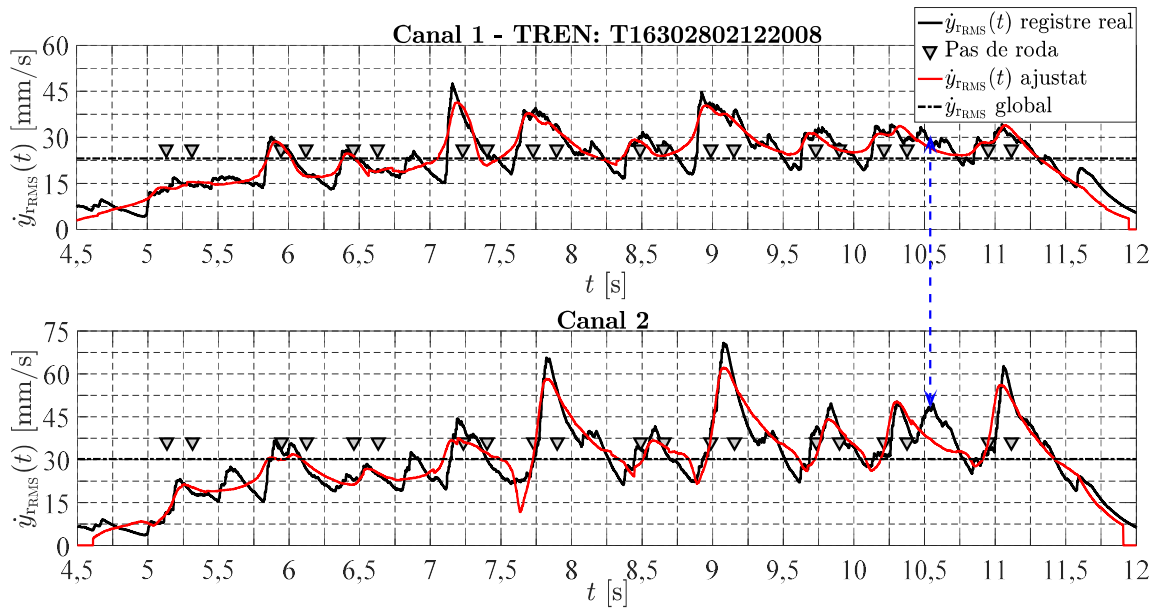


Figura 7.22: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T16302802122008. Valors experimentals i sintetitzats. Alguns bogies amb defectes en els perfils de les rodes.

Del gràfic anterior, possible defecte en alguna de les rodes del bogie nº 9 (cotxe nº5).

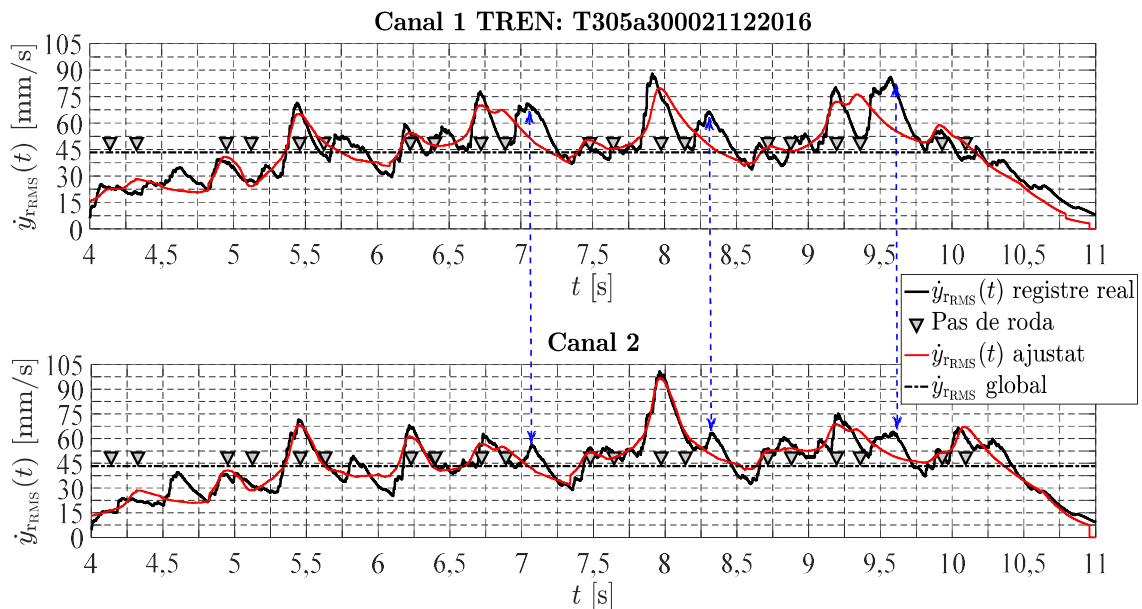


Figura 7.23: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T305a300021122016. Valors experimentals i sintetitzats. Alguns bogies amb defectes en els perfils de les rodes.

Del gràfic anterior, possible defecte en alguna de les rodes dels bogies n°6 (cotxe n°3), del bogie n°8 (cotxe n°4) i del bogie n°10 (cotxe n°5).

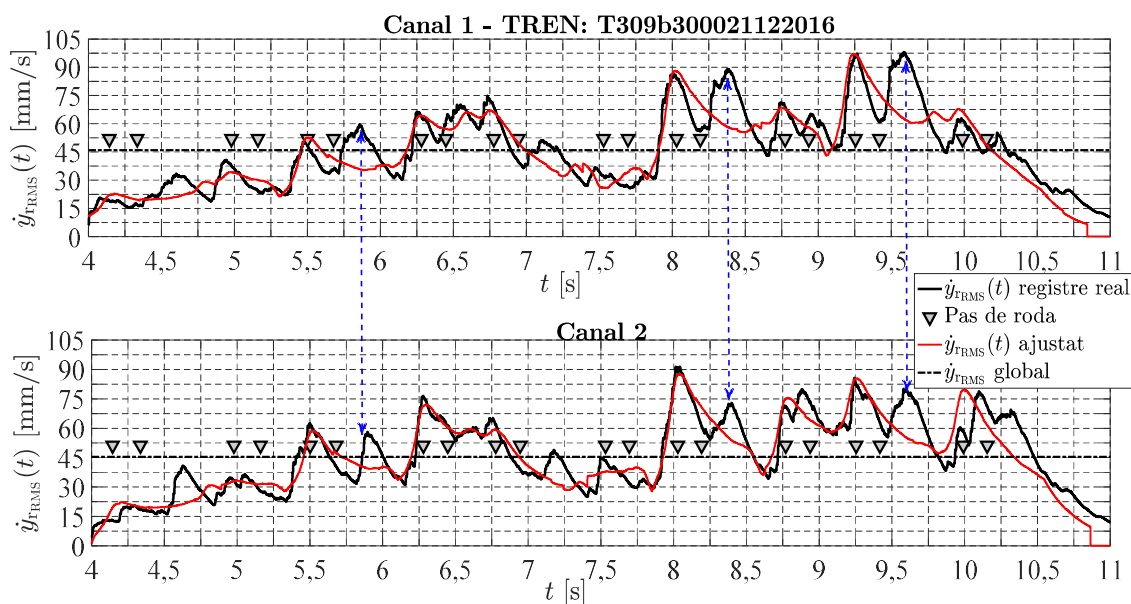


Figura 7.24: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T309b300021122016. Valors experimentals i sintetitzats. Alguns bogies amb defectes en els perfils de les rodes.

Del gràfic anterior, possible defecte en alguna de les rodes dels bogies n°4 (cotxe n°2), del bogie n°8 (cotxe n°4) i del bogie n°10 (cotxe n°5).

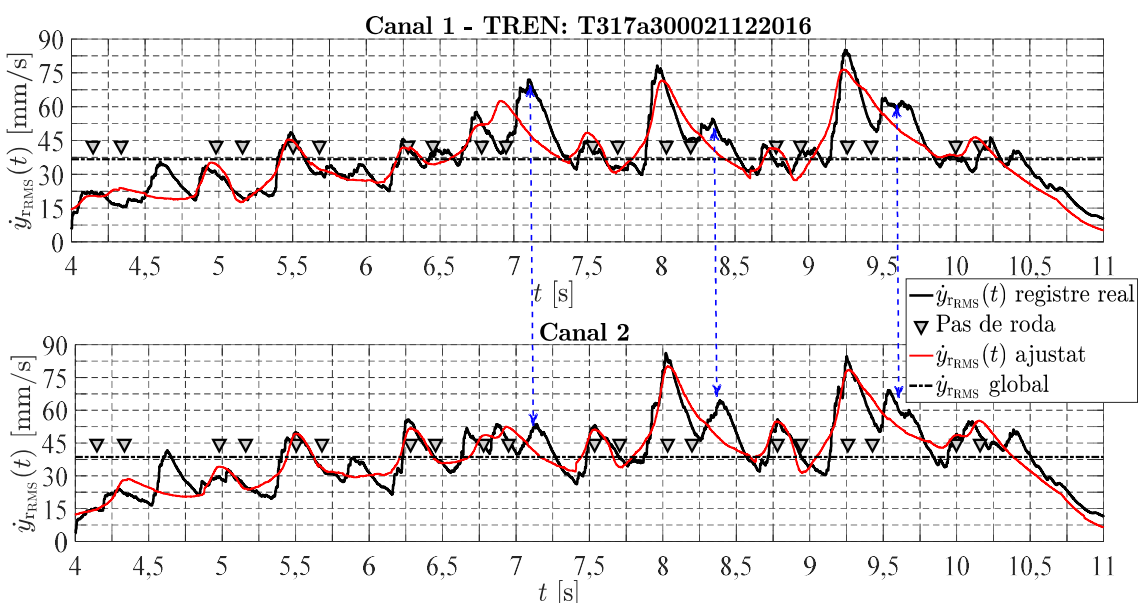


Figura 7.25: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T317a300021122016. Valors experimentals i sintetitzats. Alguns bogies amb defectes en els perfils de les rodes.



Del gràfic anterior, possible defecte en alguna de les rodes dels bogies n°6 (cotxe n°3), del bogie n°7 (cotxe n°4) i del bogie n°9 (cotxe n°5).

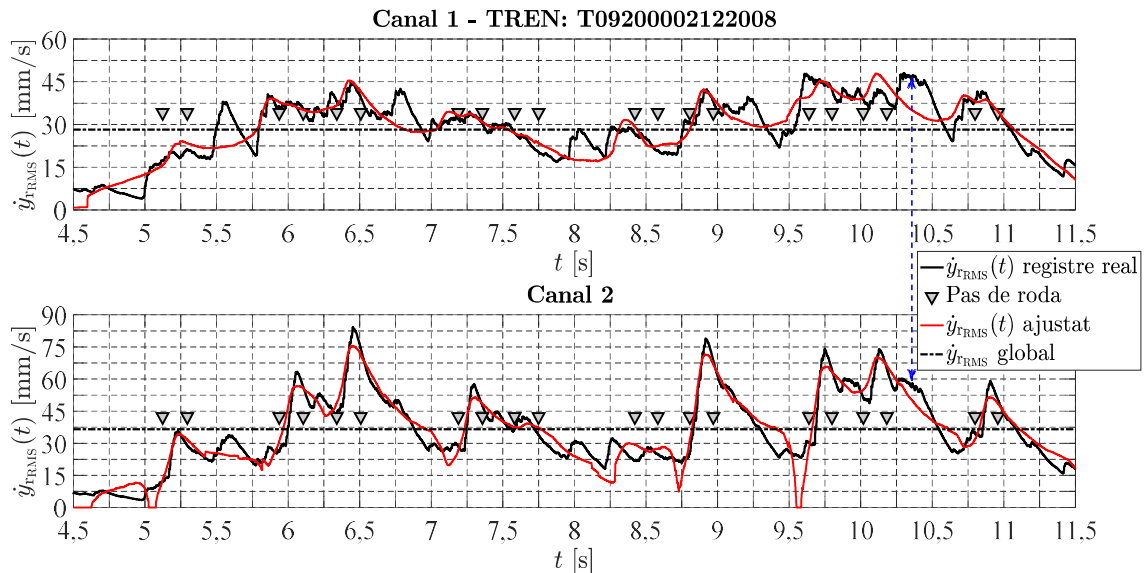


Figura 7.26: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T09200025112008. Valors experimentals i sintetitzats. Alguns bogies amb defectes en els perfils de les rodes.

Del gràfic anterior, es pot dir que del tren T09200025112008 el bogie número 9, que pertany al cotxe número 5, té alguna roda amb algun defecte singular en el seu perfil.

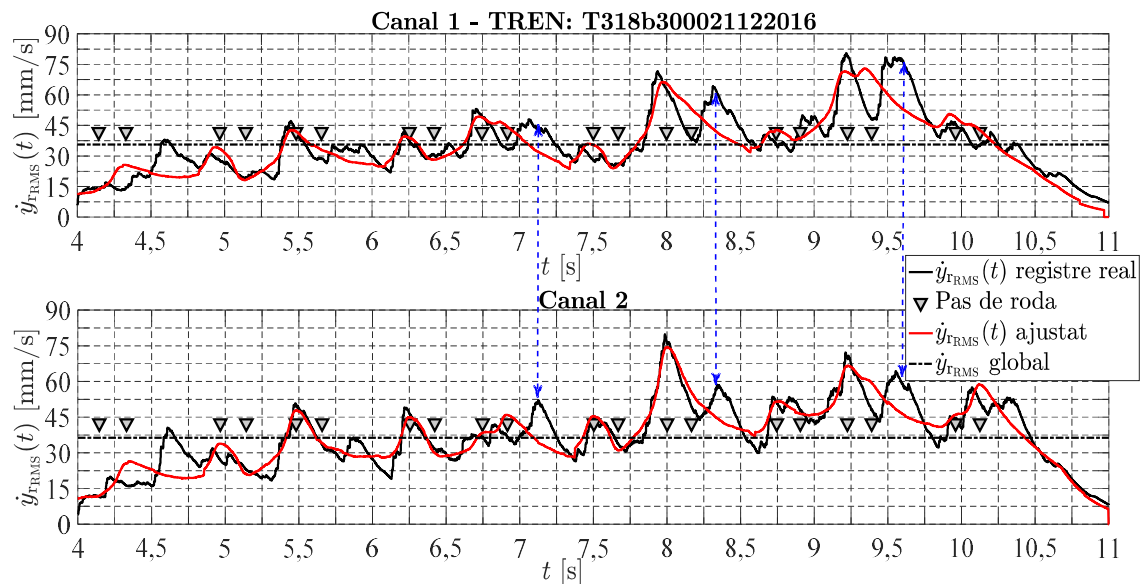


Figura 7.27: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T318b300021122016. Valors experimentals i sintetitzats. Alguns bogies amb defectes en els perfils de les rodes.

Del gràfic anterior, possible defecte en alguna de les rodes dels bogies n°5 (cotxe n°3), del bogie n°8 (cotxe n°4) i del bogie n°10 (cotxe n°5).

7.6.2 Trens que no presenten cap defecte singular en els perfils de les seves rodes

De manera anàloga al subapartat anterior es mostraran un conjunt de gràfics de diferents registres experimentals generats pel pas de diferents trens, que no presenten cap defecte singular en els perfils de les seves rodes.

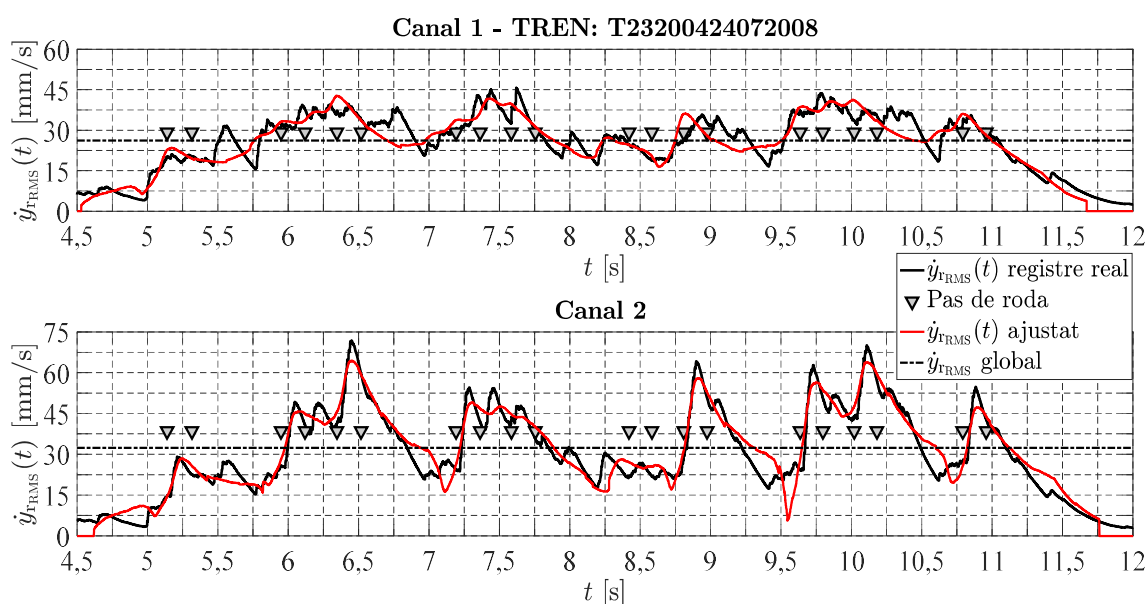


Figura 7.28: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T23200424072008. Valors experimentals i sintetitzats. No defectes en els perfils de les rodes.

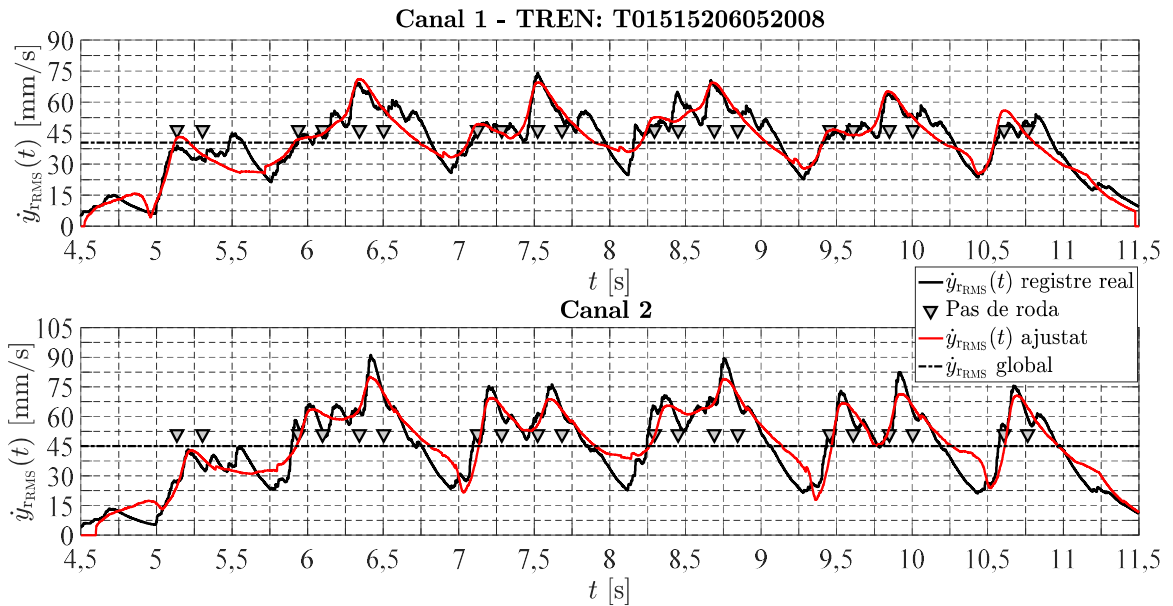
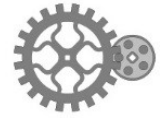


Figura 7.29: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T01515206052008. Valors experimentals i sintetitzats. No defectes en els perfils de les rodes.

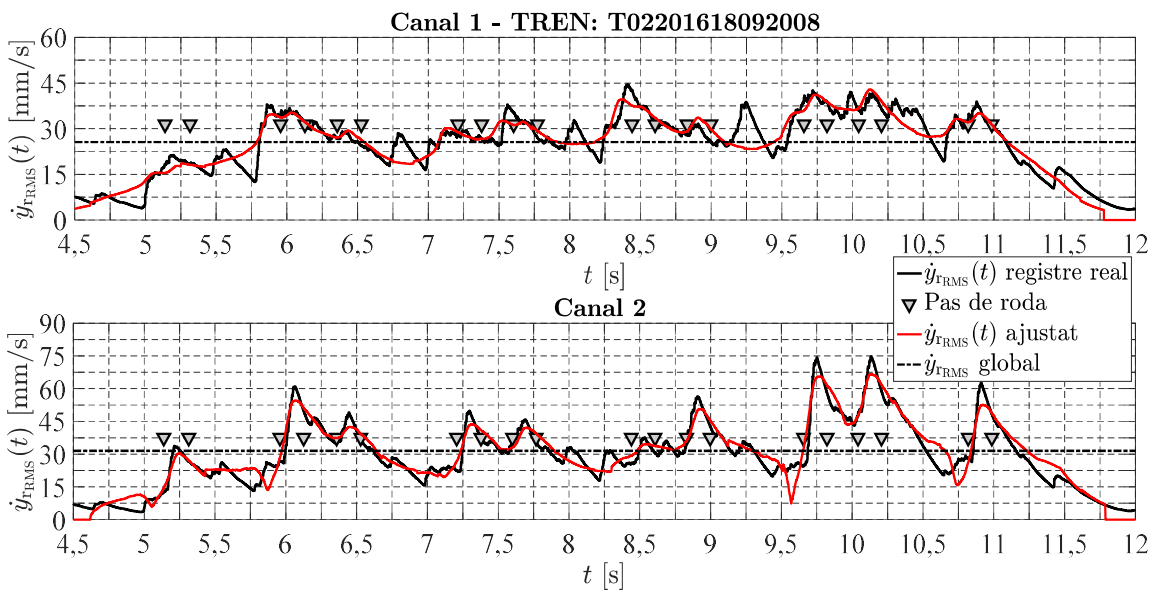


Figura 7.30: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T02201618092008. Valors experimentals i sintetitzats. No defectes en els perfils de les rodes.

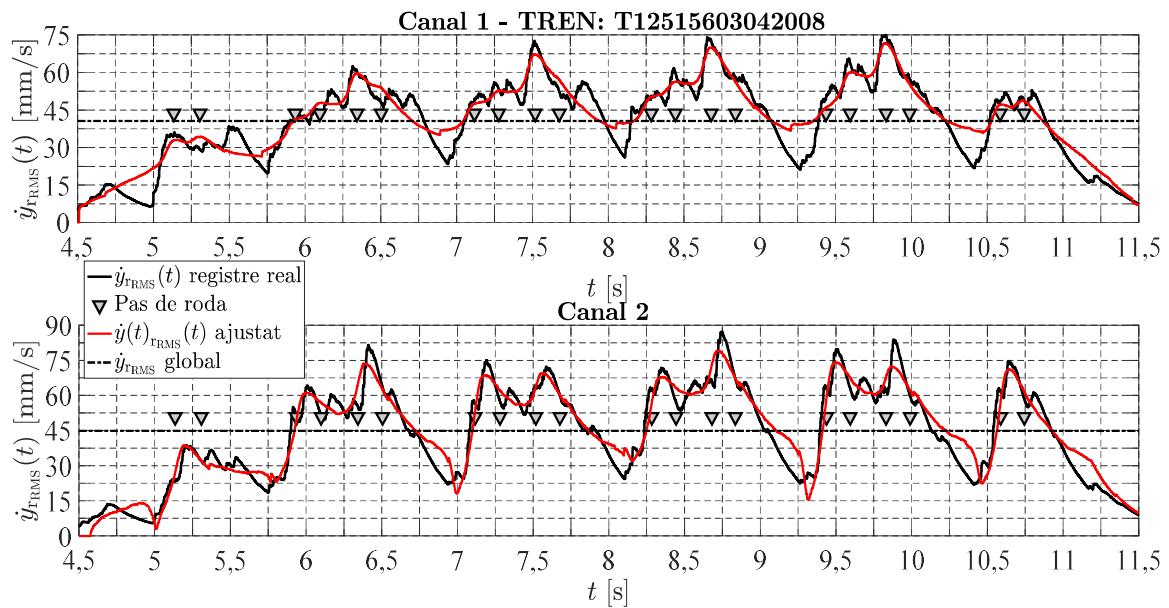


Figura 7.31: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T12515603042008. Valors experimentals i sintetitzats. No defectes en els perfils de les rodes.

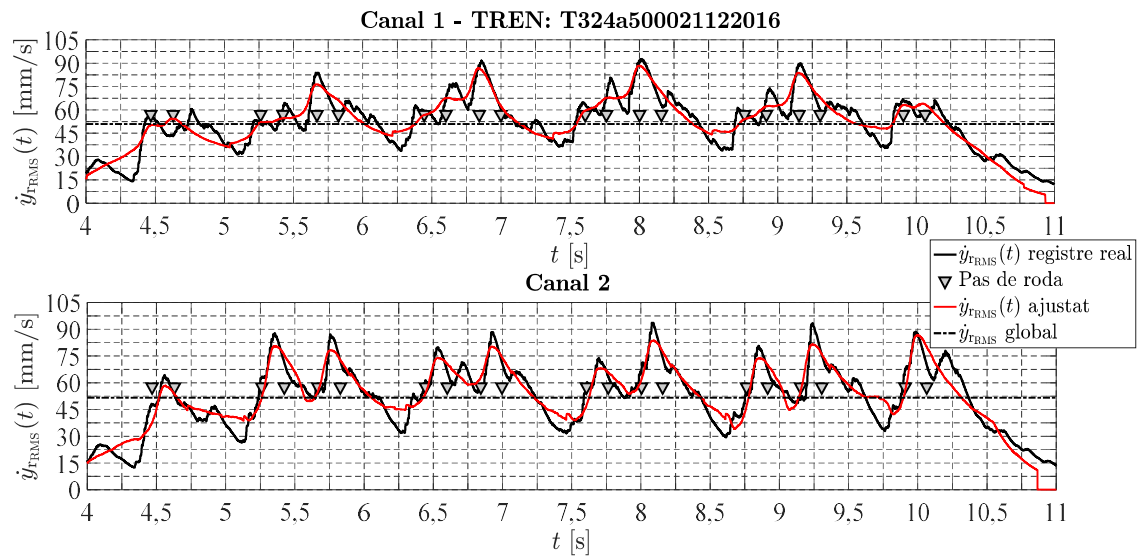


Figura 7.32: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T324a500021122016. Valors experimentals i sintetitzats. No defectes en els perfils de les rodes.

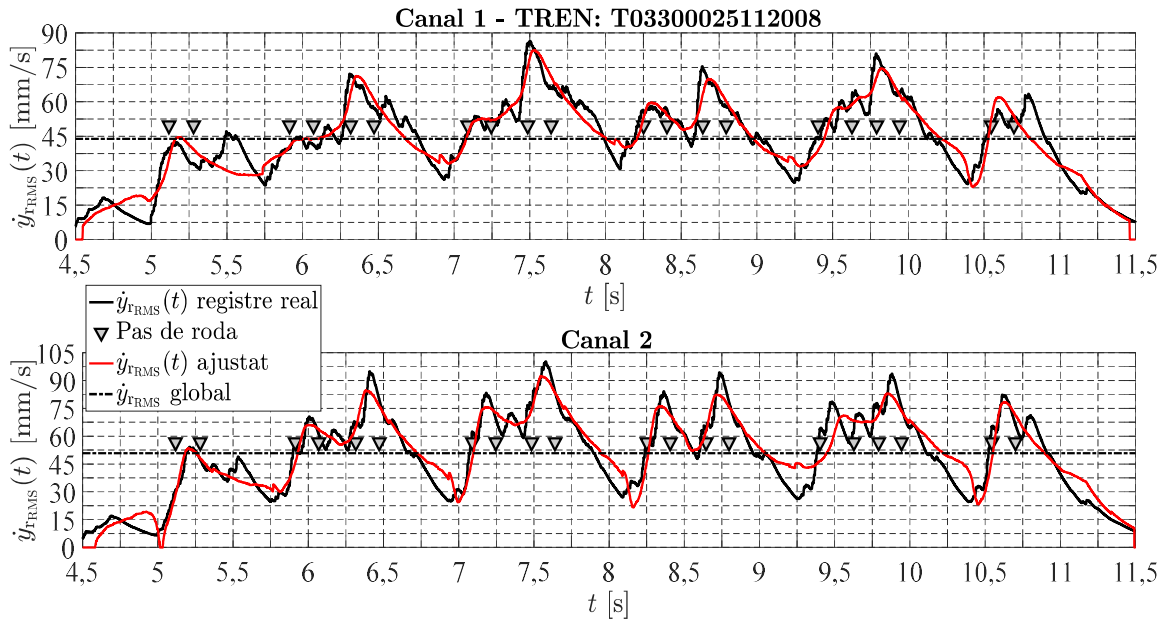


Figura 7.33: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T03300025112008. Valors experimentals i sintetitzats. No defectes en els perfils de les rodes.

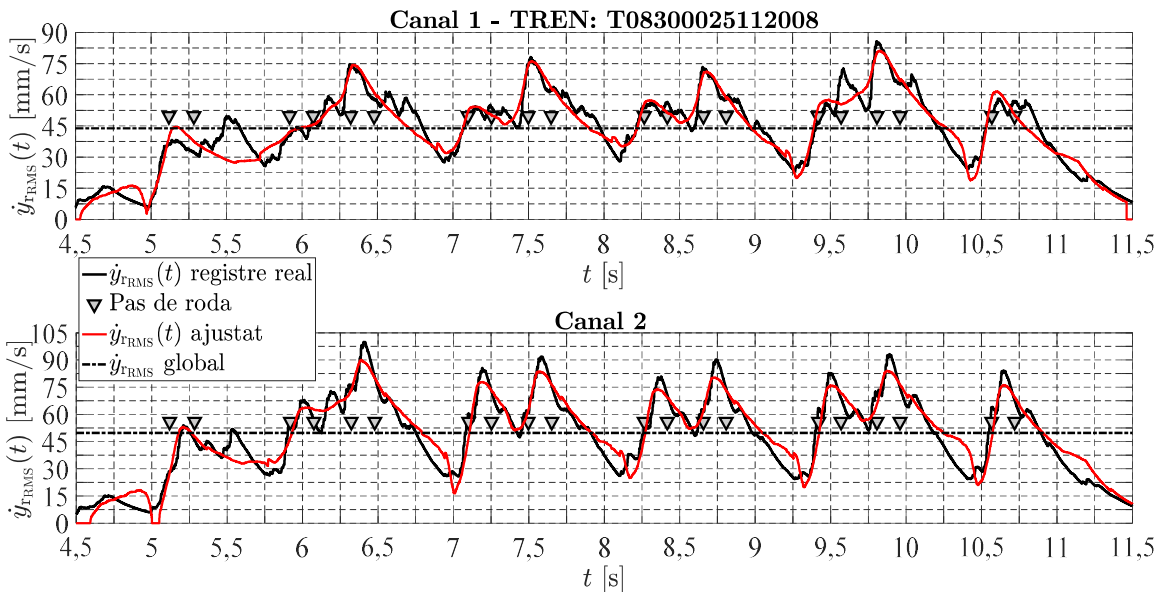


Figura 7.34: Evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril dels canals C1 i C2 al pas del tren T08300025112008. Valors experimentals i sintetitzats. No defectes en els perfils de les rodes.

En tots aquests registres anteriors, corresponents a l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical de vibració del carril al pas d'aquests diferents trens, s'observa que el valor RMS real entre bogies consecutius d'un mateix cotxe no s'incrementa en referència al valor RMS sintetitzat, per cap dels cotxes. Per tant se'n conclou que cap d'aquests trens té cap defecte significatiu a la banda de rodament de les seves rodes.



Capítol 8

Conclusions, propostes i futures línies de recerca

En aquest capítol es presenten les conclusions més destacades i les aportacions més rellevants que s'han obtingut en la realització d'aquesta tesi d'acord amb els objectius descrits en el capítol 1. D'altra banda, també s'hi inclouen una sèrie de propostes d'extensions i de futures línies de recerca relacionades amb el present treball.

8.1 Conclusions

En aquest apartat es recullen les conclusions més importants d'aquest treball estructurades segons els objectius exposats a l'apartat 1.2 del capítol 1.

La revisió de l'estat de l'art en el capítol 2 permet concloure que hi ha molts estudis realitzats en el camp de l'anàlisi de les vibracions generades pel contacte roda-carril en el món ferroviari. La major part d'ells proposen i desenvolupen models de generació de vibracions en el domini freqüencial i també en alguns casos en el domini temps-freqüència. La finalitat d'aquests estudis és diversa: des de simplement caracteritzar el contingut freqüencial de les vibracions generades fins a modelitzacions complexes de transmissió de vibracions a l'entorn i d'emissió de soroll. Per contrapartida en el domini

temporal no hi ha tanta recerca feta i més concretament en el camp de la detecció de defectes en la banda de rodolament de la roda o en el propi cap del carril.

En el capítol 3 s'ha caracteritzat els tipus de defectes més comuns en els perfils de les rodes, bàsicament plans. S'han formulat expressions per descriure plans teòrics, i també s'han descrit plans reals extrets de registres experimentals d'irregularitat de perfils de rodes.

De l'anàlisi dels plans teòrics se'n conclou que els plans de cantells no arrodonits presenten una discontinuïtat gens realista tant a l'inici com al final del pla (cantells vius) mentre que els plans de cantells arrodonits no, semblant-se més a plans reals. Per altra banda, el pla de cantells arrodonits presenta una forma més esvelta a la zona central, per igual profunditat de pla si es compara amb els plans de cantells no arrodonits.

Cal esmentar també que ambdós tipus de plans teòrics (pla de Newton i Clark i pla de cantells no arrodonits) tenen la mateixa longitud per a una mateixa profunditat de pla. Però en ambdós casos la longitud és menor que la que presenta un pla real de profunditat comparable. Aquest fet indica que una pla real, d'una profunditat determinada, tindrà un perfil més suau que un pla teòric dels dos tipus esmentats.

Pel que fa als plans reals, aquests presenten un perfil més irregular al llarg de la seva longitud comparat amb els dels plans teòrics. Aquest fet pot ser degut a que quan es genera un pla en una roda real, la superfície pateix un desgast no uniforme durant la creació i evolució del pla.

La variació de la profunditat dels plans reals en funció de la seva longitud és menor que en els plans definits teòricament, principalment en els seus extrems. Fet que sembla que els plans reals tinguin una variació de la profunditat en funció de la longitud del pla més suau que els plans teòrics.

A part de les característiques de les singularitats en els perfils de les rodes, bàsicament plans, de l'anàlisi dels registres dels perfils d'irregularitat se'n pot extreure la següent conclusió. L'amplitud dels perfils d'irregularitat de rodes enregistrats experimentalment, entenent per amplitud el seu valor RMS, és més gran que la presentada per perfils sintetitzats a partir de l'espectre d'irregularitat publicat per Ding i Ditrach. Els perfils mesurats de rodes reals del FMB tenen irregularitats més profundes que els perfils de roda sintetitzats. El fet explicatiu podria ser que les quatre rodes mesurades experimentalment estiguessin en més mal estat de conservació que les rodes de les quals Ding i Ditrach [58] van obtenir el seu espectre d'irregularitat. A part aquests van amitjanar els espectres provinents d'un nombre elevat de rodes i això podria haver disminuït la influència en l'espectre de les rodes en més mal estat.

En el capítol 4, es realitza la caracterització freqüencial i l'obtenció de la resposta impulsional dels diferents tipus de vies. Primerament se'n pot concloure que l'efecte de



la velocitat de desplaçament de la força excitadora al llarg del carril en la resposta impulsional comença a ser significativa per velocitats de desplaçament longitudinals superiors a 100 km/h. També s'aprecia una major i més ràpida atenuació de l'oscil·lació residual de la resposta impulsional quan major és la velocitat de desplaçament longitudinal de la força excitadora al llarg del carril.

També es comprova que aquest efecte de la velocitat de desplaçament de la força excitadora és més acusat en els components de baixa freqüència de la resposta impulsional. Finalment s'ha observat poca sensibilitat respecte a la velocitat de desplaçament en els components d'alta freqüència de la resposta impulsional. Pràcticament és insensible pel rang de velocitats des de: 0 km/h fins a 200 km/h.

En el capítol 5, que és on s'ha obtingut la força de contacte roda-carril mitjançant el mètode de la doble convolució, com a primera conclusió es pot dir que s'observa que la presència d'un defecte a la banda de rodament de la roda d'un tren té una incidència directa en la fluctuació de la força de contacte entre la roda i el carril; se'n conclou que els plans teòrics de cantells no arrodonits tenen un comportament més sever en quant a l'amplitud de la força de contacte roda-carril si es compara amb els plans de cantells arrodonits o de Newton & Clark; aquest fet s'observa a partir de profunditats de pla de 100 μm .

També s'observa que la fluctuació de la força de contacte està directament relacionada amb la profunditat del pla, sobretot en el primer pic de la força de contacte. Quan major és la profunditat del pla major és el primer pic de la força de contacte.

Per altra banda, generalment es poden identificar dues zones en l'evolució temporal de la força de contacte roda-carril en el cas de plans teòrics. S'observa una zona de freqüència major a l'inici de l'impacte del pla contra el carril i una altra zona de vibració residual de més baixa freqüència posteriorment. Aquest fet no s'observa en les forces de contacte roda-carril causades per plans reals. Això es pot explicar pel comportament més impulsiu que tenen els plans teòrics versus els perfils d'irregularitat reals o els perfils d'irregularitat sintetitzats. Un comportament més impulsiu implica excitar modes propis locals a la zona de contacte de freqüència pròpia més elevada.

S'observa també que, per a igual profunditat de pla, la força generada per plans reals presenten una amplitud pic-vall menor que els plans teòrics. Pel que fa també a les forces generades per plans reals presenten una atenuació més lenta que els plans teòrics, quan les profunditats són semblants. Però la fluctuació residual generada pels plans reals és major que en plans teòrics a igual profunditat de pla. Aquest fet es pot explicar perquè, per a una mateixa profunditat de pla, els plans reals presenten una longitud major que els plans teòrics, això fa que la fluctuació es prolongui durant un temps més llarg que en el cas de la vibració residual generada per plans teòrics. De manera anàloga, la fluctuació

de la força de contacte en els plans reals també comença de manera més lenta, gradual i progressiva que en els plans teòrics.

Pel que fa als perfils d'irregularitat reals de rodes acabades de tornejjar, la força de contacte fluctua per sota d'un $\pm 25\%$ respecte a la càrrega estàtica, per a una velocitat de desplaçament del tren de 45 km/h en una via convencional de travesses i balast. La vibració residual produïda per un perfil real tornejat és molt més uniforme i l'atenuació és menor, sobretot si es compara amb la vibració residual corresponent a un perfil que contingui algun pla. En definitiva, el decaïment és menor.

En canvi, la fluctuació de la força de contacte en les rodes que presenten algun pla en el seu perfil pot arribar a oscil·lar a l'entorn d'un $\pm 100\%$ respecte a la càrrega estàtica del sistema, per a una velocitat de desplaçament del tren de 12,5 m/s (45 km/h). Fins hi tot es pot produir la separació momentània entre roda i carril.

Les forces de contacte generades per perfils de rodes sintetitzats presenten una fluctuació menor entorn de la càrrega estàtica que els perfils reals mesurats experimentalment. De fet la fluctuació de la força de contacte és de l'ordre de $\pm 3\%$, entorn de la força de contacte estàtica. Aquestes forces també presenten una atenuació més lenta que la dels plans teòrics.

Per últim, aquestes forces de contacte generades per perfils sintetitzats presenten components de més alta freqüència respecte els perfils d'irregularitat reals mesurats experimentalment. Això es pot explicar perquè els perfils sintetitzats també presenten components de més alta freqüència que els perfils mesurats experimentalment.

En el capítol 6, s'ha obtingut per simulació la velocitat vertical de vibració del carril en una certa localització fixa de la via, al pas d'una roda al desplaçant-se longitudinalment a una certa velocitat. La localització fixa considerada representa el punt de mesura que es troba instal·lat en via, més concretament a sota del carril. Aquests resultats s'ha obtingut mitjançant el mètode de la convolució de nucli variable. A partir dels diversos resultats obtinguts també s'obté l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat de vibració vertical del carril.

La primera conclusió que se n'extreu és que la velocitat de vibració vertical del carril generada pel pas d'una roda que contingui plans teòrics, tant de Newton & Clark com de cantells no arrodonits, tenen un comportament més impulsiu, fet que fa que s'assoleixin valors de pic de velocitat vertical majors que no pas per al cas de plans reals extrets de perfils d'irregularitat reals.

També es conclou que la principal raó de treballar amb la receptància i obtenir primerament el desplaçament vertical del carril, i posteriorment realitzar la derivada temporal numèricament, en comptes de treballar amb la mobilitat i obtenir directament la velocitat de vibració vertical del carril és perquè la resposta impulsional de la velocitat,



provinent de l'antitransformada de Fourier de la funció de transferència mobilitat, presenta un graó a l'origen. Aquest fet fa que es produeixin algunes inestabilitats per causa de la falta de continuïtat a l'origen (graó a l'origen) de la velocitat de vibració vertical del carril. A causa d'això, es procedeix a obtenir inicialment el desplaçament de vibració vertical del carril i derivar-lo en funció del temps.

També se'n dedueix que la velocitat vertical del carril al pas d'un perfil d'irregularitat de roda real s'atenua molt ràpidament, aproximadament en un perímetre de volta de roda tant aigües amunt com aigües avall del punt de mesura. Aquesta troballa analítica correla amb el comportament real d'atenuació de la velocitat vertical de vibració del carril, és a dir, se sap que la velocitat de vibració del carril en un perímetre de volta de roda, tant aigües amunt com aigües avall, pràcticament queda atenuada. En canvi, en els plans de cantells arrodonits i no arrodonits aquesta atenuació no s'aprecia, és a dir, l'atenuació en funció de la distància és molt més lenta.

També s'ha obtingut el valor mitjà de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical de la vibració procedent de la simulació d'una població de trenta perfils diferents de rugositat sintetitzats diferents, obtinguts a partir de l'espectre de longitud d'ona proposat per Dings & Dittrich [58]. Es considera que aquesta evolució temporal és una descripció significativa dels nivells de vibració vertical dels carrils; nivells generats per una roda que passa per sobre d'un punt fix al carril, i és una referència que s'utilitza en el mètode experimental desenvolupat per identificar els defectes en els perfils de les rodes.

Finalment també s'ha realitzat un model matemàtic d'atenuació del valor RMS de la velocitat vertical del carril en funció de la distància entre el punt de pertorbació, que és el punt de contacte roda-carril, i el punt de mesura. Se'n conclou que la funció escollida per ajustar el valor RMS mitjà, una funció doble gaussiana, és adequada. Aquesta funció presenta un bon factor de correlació amb els resultats de les simulacions, tant per plans teòrics com per plans reals. Així doncs, la funció doble Gaussiana es considera una bona opció per descriure l'atenuació de la vibració al llarg del carril en una via de travesses i balast.

Del model d'atenuació també se'n conclou que la velocitat de vibració vertical RMS unitària obtinguda a partir de simulacions amb els plans teòrics presenta menys atenuació amb la distància que l'obtinguda a partir de simulacions realitzades amb plans reals procedents de perfils d'irregularitats de rodes reals.

Es pot concloure que les atenuacions simulades utilitzant plans reals, extrets de les irregularitats del perfil real de la roda, corren millor amb les atenuacions reals que amb les atenuacions simulades usant els plans teòrics.

També se'n dedueix que quan més profund és el pla teòric, més ràpida és l'atenuació, però en canvi aquesta tendència no s'observa en les simulacions fetes amb plans reals. Aquest fenomen es pot deure a que quan més profund és el pla teòric, al tenir un comportament

impulsiu, s'exciten més components d'alta freqüència, i aquestes s'atenuen més ràpidament a causa de l'esmoreïment del sistema via.

Per altra banda s'observa que l'atenuació del valor RMS de la velocitat vertical de vibració del carril en funció de la distància, en plans reals presenta menys dispersió que utilitzant plans teòrics. Amb els plans reals la dispersió està al voltant del 10% i es manté constant al llarg de la distància corresponent a dos perímetres de roda entre el punt fix de mesura i el punt de pertorbació. Amb els plans teòrics es presenta una dispersió del 10% per a distàncies inferiors a 0,5 m del punt de mesura, i podent arribar fins a un 20% de dispersió per distàncies majors de 0,5 m. Una possible hipòtesi per explicar aquest comportament es pot trobar en les diferències en el contingut freqüencial d'ambdós tipus de plans.

Finalment, també se'n dedueix que la forma del pla té una clara influència en el nivell d'atenuació.

En el capítol 7, es descriu la metodologia de detecció de defectes a la banda de rodament de les rodes ferroviàries mitjançant l'anàlisi en el domini temporal de les vibracions generades en el pas dels trens d'àmbit metropolità per la zona de mesura.

Com a funció de referència s'utilitza el registre simulat de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical de vibració del carril al pas de roda per sobre del punt de mesura. Posteriorment s'ajusten tantes funcions de referència o base com rodes hi ha en una meitat longitudinal del tren (perquè nomé es registra la vibració en un carril de la via). Aquestes funcions s'ajusten en cadascun dels punts de pas temporal de cada roda per sobre del punt de mesura i així es disposa d'un registre teòric de referència específic de l'evolució temporal del valor RMS per a cada registre experimental.

Com a primera conclusió extreta en la vessant de l'anàlisi dels senyals de vibració provinents dels registres experimentals, és que s'ha de tenir especial cura en l'aplicació de filtres en l'acceleració vertical del carril al pas d'un tren. Cal evitar que puguin introduir un retard temporal al senyal filtrat respecte el senyal original. Aquest retard, si fos present, faria perdre la referència temporal del senyal, especialment per a la sincronització amb el senyal provinent del sensor extensomètric que detecta el pas de roda per sobre del punt de mesura. Aquesta sincronització és fonamental ja que permet associar una variació local del senyal de vibració amb algun del bogies del tren.

També se'n conclou que l'atenuació del senyal de vibració vertical del carril al pas d'una roda amb la distància és major en una via precarregada amb el pes propi del tren que no pas en una via sense precàrrega; fenomen que es dona en les últimes rodes dels bogies de l'últim cotxe del tren.



En tercer lloc, es pot concloure que el soroll generat pel propi rodolament de la roda emmascara qualsevol increment del valor RMS generat per un defecte a la banda de rodolament, especialment quan la roda passa just per sobre del punt mesura. Per tant es decideix analitzar els intervals de temps dins de l'evolució del valor RMS de la velocitat de vibració durant els quals el punt de mesura queda situat entre dos bogies d'un mateix cotxe, així el soroll intrínsec al rodolament queda pràcticament atenuat i preval l'increment del valor RMS generat pel defecte singular a la banda de rodolament de la roda.

La incorporació del registre de vibració vertical provinent del segon acceleròmetre permet identificar, juntament amb el registre provinent del primer acceleròmetre, quin bogie del cotxe és el que conté alguna roda amb algun defecte singular a la banda de rodolament.

En quart lloc també es conclou que la roda veïna d'un mateix bogie respecte la roda que pot contenir algun defecte singular en el seu perfil realitza una atenuació important del senyal de vibració vertical del carril produït pel defecte de la roda del bogie. És a dir, la roda veïna actua com un atenuador de la vibració vertical generada per la roda que té el defecte en el seu perfil. Aquest fenomen podria explicar-se perquè la roda veïna, lliure de defectes, manté comprimida la via durant el contacte del defecte singular de l'altra roda amb el carril.

Un altre aspecte a destacar de la metodologia presentada és la utilització de la ponderació exponencial en el càlcul del valor RMS. La ponderació exponencial, a l'igual que la uniforme, dóna una imatge més "allisada" del senyal, però té l'avantatge de mostrar més clarament els augments sobtats de magnitud del senyal que produeixen defectes singulars tipus pla o altres. Cal dir també que la constant de temps per realitzar la ponderació exponencial ha de ser aquella que permeti veure el pas del bogie o de la roda per a una velocitat determinada. En el cas de ferrocarrils metropolitans del metro de Barcelona (FMB), en que la velocitat màxima permesa és de l'ordre de 18 m/s (65 km/h), la constant de temps escollida és de 125 ms perquè permet veure el pas de cada bogie i el pas de cada roda per sobre del punt fix de mesura, situat a la via.

Pel que fa a la detecció del bogie amb algun possible defecte en alguns dels perfils de les seves rodes, es comprova que, si ambdós registres experimentals de l'evolució temporal del valor RMS contenen un augment del valor RMS que supera al valor RMS global, corresponent al pas de tot el tren, i a més aquest augment se situa en una porció del registre situada entre el pas dels dos bogies del mateix cotxe per sobre el punt de mesura, tal situació indica que un dels dos bogies pot contenir alguna roda amb algun defecte singular en el seu perfil. La observació de la magnitud dels valors RMS enregistrats pels dos acceleròmetres permet finalment discernir en quin dels dos bogies es troba realment el possible defecte.

En contrapartida es comprova també que, si ambdós registres experimentals de l'evolució temporal del valor RMS no contenen cap valor RMS superior al valor RMS global corresponent al pas de tot el tren, en les porcions de senyal contingut entre el pas dels dos bogies d'un mateix vagó, indica que les rodes d'aquell tren estan lliures de defectes a la banda de rodolament, o si més no, no presenten defectes significatius.

De tots els registres experimentals analitzats també se'n conclou que els que indiquen que totes les rodes del tren estan lliures de defectes a la seva banda de rodolament, majoritàriament corresponen a trens de la sèrie 5000. Aquest fet es podria justificar perquè aquests trens incorporen sistemes electrònics de control de frenada que fa que aquestes siguin més suaus i progressives i així s'evita en bona mesura el bloqueig de les rodes.

Com a conclusió general es pot dir que la metodologia d'identificació de defectes singulars que s'ha presentat ha mostrat la seva utilitat, permetent detectar possibles defectes singulars en bogies concrets.

8.2 Aportacions

En aquest apartat es descriuen les aportacions més rellevants que són fruit de la investigació que s'ha dut a terme durant la realització d'aquesta tesi doctoral.

- Estudi preliminar de l'estat de l'art en el camp de la detecció de defectes singulars en els perfils de les rodes o en els carrils mitjançant diferents dominis: temporal, freqüencial i en el domini temps-freqüència.
- Caracterització dels diferents tipus d'irregularitats a la banda de rodolament de les rodes ferroviàries. Es fa distinció entre els diferents tipus de plans teòrics i els plans reals, extrets de perfils d'irregularitat de rodes mesurats experimentalment.
- Generació de perfils d'irregularitat de roda sintetitzats provinents de registres reals utilitzant el mètode Dings i Dittrich i de Thompson.
- Determinació de la resposta freqüencial i de la resposta impulsional dels diferents tipus de vies més emprats en ferrocarril metropolitans.
- Inclusió de l'efecte del desplaçament longitudinal de la càrrega excitadora vertical en la resposta impulsional de la via, per així disposar de la resposta impulsional modificada per l'efecte del desplaçament.
- Desenvolupament i implementació del mètode de resolució temporal per obtenir la força de contacte roda-carril mitjançant un procés de doble convolució. Aquest desenvolupament ha estat una millora important respecte de treballs anteriors en els que es feia necessari aproximar la resposta dinàmica d'un model de via continu per la resposta de models de paràmetres concentrats equivalents d'un o dos graus de llibertat, amb el consegüent ajust de paràmetres.



- Obtenció de la força de contacte roda-carril per diferents tipus d'irregularitats en rodes ferroviàries. Des de plans teòrics, passant per plans reals, per perfils d'irregularitat reals i acabant també amb perfils d'irregularitat reals sintetitzats.
- Implementació del mètode de la convolució de nucli variable per la resolució de les equacions del moviment vertical del sistema roda més suspensió primària junt amb el sistema via, tenint en compte que el punt de contacte roda-carril és mòbil.
- Simulació de l'atenuació de la velocitat vertical de vibració del carril amb la distància del punt de mesura, fix a via, respecte el punt de contacte roda-carril.
- Elaboració d'un model d'atenuació del senyal vertical de vibració del carril amb la distància al llarg del carril, respecte del punt de pertorbació generat pel contacte roda-carril.
- Obtenció d'una funció nucli de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril al pas d'una roda per sobre del punt de mesura. Aquesta funció és el resultat de la simulació d'una població de trenta perfils d'irregularitat sintetitzats. Aquesta funció s'empra com a base per poder obtenir un registre teòric sintetitzat de l'evolució temporal de la velocitat vertical de vibració del carril al pas del tren.
- Ampliació de la base de dades, iniciada durant el transcurs de diverses tesis anteriors, corresponent als registres experimentals generats pels passos de diferents trens que circulen per la Línia 3 de FMB.
- Anàlisi de les vibracions, generades pel pas de diversos trens, en el domini temporal. Punt de partida per desenvolupar una metodologia de detecció de defectes a la banda de rodament de les rodes ferroviàries.
- Utilització del segon acceleròmetre col·locat en via (en el carril) per a disposar d'un segon registre decalat que ajudi a identificar quin bogie pot tenir alguna roda amb algun defecte en el seu perfil.
- Desenvolupament d'una metodologia per la identificació de quin bogie o bogies del tren poden tenir alguna roda que tingui algun defecte singular en el seu perfil.

8.3 Propostes i futures línies de recerca

Un cop realitzada la tesi doctoral, es proposen una sèrie d'extensions i línies de recerca per a futures investigacions en el camp de l'anàlisi de les vibracions generades en el contacte roda-carril. També en l'àmbit més analític; com ara en el càlcul de la força de contacte roda-carril i en l'obtenció de: l'acceleració, la velocitat i el desplaçament vertical del carril i la seva atenuació amb la distància.

Entre les línies d'investigació futures que se'n poden derivar d'aquesta tesi doctoral, es proposa:

- Planificar una campanya de mesures que permeti comparar els resultats obtinguts amb la metodologia desenvolupada en aquesta tesi (anàlisi dels registres de vibració) amb

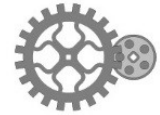
mesures directes del perfil d'irregularitat de les rodes dels trens testejats. D'aquesta manera es podria comprovar si els possibles defectes identificats amb aquest mètode corresponen realment a defectes físics i així tenir una bona validació d'aquest.

- Estendre el mètode de la doble convolució per obtenir la força de contacte roda-carril utilitzant el model de via de paràmetres discrets. Aquesta extensió permetria ampliar la utilitat de la metodologia per velocitats de circulació ferroviària superiors a 100 km/h.
- Desenvolupar un model de contacte de dues rodes d'un bogie amb el carril per poder obtenir-ne un model més acurat.
- Caracterització de l'atenuació de la vibració generada en el contacte roda-carril provocada per la roda veïna del bogie.
- Obtenció de la velocitat vertical de vibració del carril en el contacte de les dues rodes d'un bogie amb el carril mitjançant el mètode de multi convolució de nucli variable.
- Estudi de l'atenuació del senyal vertical de vibració generat en el contacte roda-carril també tenint en compte la roda veïna del bogie utilitzant el model de contacte complet de bogie-carril.
- Realització d'una bancada experimental modular, per poder ser instal·lada en via, que permeti correlar el model teòric d'atenuació en funció de la distància amb resultats experimentals.
- Obtenció de la funció nucli de l'evolució temporal del valor RMS de la velocitat vertical del carril al pas d'un bogie per sobre del punt de mesura.
- Duplicat del sistema de mesura de les vibracions verticals del carril per ser instal·lat en l'altre carril i així poder tractar totes les rodes del tren en un sol pas per sobre del punt de mesura.
- Desenvolupar una metodologia per poder detectar exactament quina roda del bogie pot tenir algun defecte a la seva banda de rodolament mitjançant el mateix sistema d'adquisició de vibracions actual. Ja que fins al moment només s'ha pogut detectar quin bogie conté alguna roda amb algun defecte singular a la seva banda de rodolament.
- Automatització del mètode de detecció del bogie que pot contenir alguna roda amb algun defecte a la seva banda de rodolament.
- Extensió de la metodologia de detecció de defectes en els perfils de les rodes per trens d'alta velocitat.

Bibliografía

- [1] Molina Sánchez, B., *Estudio de la creación, desarrollo y método de detección de grietas en ruedas ferroviarias*. Tesis doctoral. Universidad Politécnica de Madrid (UPM). Escuela Superior de Ingenieros Industriales de Madrid, 2006.
- [2] De la Guerra Oliva, E., *Análisis de la influencia de los diferentes parámetros de diseño en la aparición de fatiga superficial en contactos mecánicos*. Tesis Doctoral. Universidad Politécnica de Madrid (UPM). Escuela Superior de Ingenieros Industriales de Madrid, 2013.
- [3] Olver, A.V., *The mechanism of rolling contact fatigue, an update*, Department of Mechanical Engineering, Imperial College London, London SW7 2AZ, UK. email: a.v.olver@imperial.ac.uk DOI: 10.1243/135065005X9808].
- [4] Brizuela, J.D., *Dirección de planos en ruedas de tren por análisis ultrasónico del contacto rueda-carril en condiciones dinámicas*. Universidad Politécnica de Madrid (UPM). Escuela Superior de Ingenieros Industriales de Madrid, 2011.
- [5] Cardona, S., Jordi, L., *“Descripció i anàlisi de magnituds en l’estudi de vibracions”*. 1 ed. Barcelona, ISBN: 84-689-9728-5, 2006.
- [6] Flórez Serrano, E., *Detección y caracterización de planos en la superficie de rodadura de las ruedas de un tren mediante el análisis de la vibración generada por el contacto rueda-carril*, Tesi Doctoral, Directores: Dr. Salvador Cardona, Dra. Lluïsa Jordi, Universitat Politècnica de Catalunya (UPC) , Barcelona, 2009.

- [7] Cardona, S., *Identificación de planos en las ruedas de los ferrocarriles a partir del análisis de las vibraciones del carril (VIBRAPLA)*, Primer Informe científico-técnico. Proyecto de investigación y desarrollo tecnológico, 2006.
- [8] Clos, D., *Tractament de dades per a la monitorització per vibracions de l'estat de les rodes dels trens dels Ferrocarrils Metropolitans de Barcelona*, Projecte final de carrera. Director. S. Cardona. Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona (ETSEIB), Universitat Politècnica de Catalunya (UPC), 1991.
- [9] Fernández-Díaz, E., *Contribució a l'estudi de la detecció i l'anàlisi de les vibracions produïdes pels bogis d'un ferrocarril*. Tesi Doctoral, Director: Dr. Salvador Cardona. Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona (ETSEIB), Universitat Politècnica de Catalunya (UPC), Barcelona, 2000.
- [10] Lechowicz, S., Hunt, C., , *Monitoring and managing wheel condition and loading*, International Symposium Transportation Recorders, pp. 1-35., 1999.
- [11] Melke, J., Kraemer, S., *Diagnostic Methods in the Control of Railway Noise and Vibration*, Journal of Sound and Vibration, Vol. 87 (2), pp. 377-386., 1983.
- [12] Bocciolone, M., Caprioli, A., Cigada, A., Collina, A., *A measurement system for quick rail inspection and effective track maintenance strategy*. Mechanical System and Signal Processing, Vol. 21, pp.1242-1254., 2007.
- [13] Lee, M.L., Chiu, W.K., *Determination of railway vertical wheel impact magnitudes*. Field trials, Structural Health Monitoring: an International Journal 4; Vol. 3, pp.49-65., 2007.
- [14] Wu, T.X., Thompson, D.J., *On the impact Noise generation due to a wheel passing over rail joints*, Journal of Sound and Vibration 267 (2003) 485-486, 2003.
- [15] Nordborg A., *Wheel/Rail noise generation due to nonlinear effects and parametric excitation*, Journal of Acoustic Society of America, April, 111(4):1772-8, 2002.
- [16] Wu, T.X, Thompson, D. J., *A Hybrid Model for Wheel/Track Dynamic Interaction and Noise Generation Due to Wheel Flats*. ISVR, Technical Memorandum No.859., 2001.
- [17] Wu, T.X, Thompson D.J., *The Vibration behaviour of railway track at high frequencies under multiple preloads and wheel interactions*. Journal of Accoustic Society of America 108 (3), Pt.1., 2000.
- [18] Steenbergen Michaël, J.M.M.. *Quantification of dynamic wheel-rail contact forces at short rail irregularities and application to measured rail weld*. Journal of Sound and Vibration 312 606-629, 2008.
- [19] Jia, S., Dhanasekar, M., *Detection of rail wheel flats using wavelet approaches*, Structural Health Monitoring, Vol. 6(2), pp. 121-131, [DOI: 10.1177/1475921706072066](https://doi.org/10.1177/1475921706072066), 2007.



- [20] Cohen, L., *Time-Frequency Analysis*, Englewood Cliffs, N.J., Prentice Hall PTR., 1995
- [21] Nordborg, A., *Vertical Rail Vibration: Pointforce Excitation*, ACUSTICA-acta acustica, The Marcus Wallenberg Laboratory for Sound and Vibration Research, Kungj Tekniska Högskolan, 100 44 Stockholm, Sweden, Vol. 84; pp. 280-288, 1998
- [22] Flórez, E., Cardona, S., Jordi, L. Selecting the temporal window in the Short Time Fourier Transform used in the vibration signal analysis to determine flats at train's wheels, *Revista Facultad de Ingeniería-Universidad de Antioquia*, ISSN 2357-53280, 2009.
- [23] Flórez, E., Cardona, S., Jordi, L., *Análisis en tiempo y frecuencia de señales de vibración tomadas al pie del carril durante el paso de un tren*, Scientia et Technica, Universidad Tecnológica de Pereira, Año XIII, N°35, 701, ISSN 0122-1701, 2007.
- [24] Toliyat, H. A., Abbaszadeh, K., Rahimian, M. M., and Olson, L. E., *Rail Defect Diagnosis Using Wavelet Packet Decomposition*, *IEEE Transactions of Industry Applications*: 39 (5); 1454-1461, 2003.
- [25] Capiroli, A., Cigada, A., Raveglia D., *Rail inspection in track maintenance: A benchmark between the wavelet approach and the more conventional Fourier analysis*. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 21, pp. 631-652., 2007.
- [26] Belotti, V., Crenna, F., Michelini, R. C., Rossi, G. B., *Wheel-flat diagnostic tool via wavelet transform*, *Mechanical System and Signal Processing*, Vol. 20, pp.1953-1966, 2006.
- [27] Jianhai Y., Zhengding, Q., and Boshi, C., *Application of Wavelets to defect detection of wheel flats of railway wheels*. *ICSP'02 Proceedings*, IEEE: 6; 29-32, 2002.
- [28] Lanza, di Scalea. F., McNamara, J., *Measuring high-frequency wave propagation in railroad tracks by joint time-frequency analysis*. *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 273, pp. 637-651, 2004.
- [29] Wu, T. X., Thompson, D. J., 2002, *A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats*, *Journal of Sound and Vibration*, 251(1), pp. 115-139. DOI:10.1006/jsvi.2001.3980, 2002.
- [30] Mazilu T., Dumitriu M. et al., 2011, *Using the Green's functions method to study wheelset/ballasted track vertical interaction*. *Mathematical and Computer Modelling*,. DOI:10.1016/j.mcm.2011.02.009, 54, pp. 261–279, 2011.
- [31] Cardona, S.; Martínez, J.; Fernández-Díaz, E.; Santos, M. *Determinación de las vibraciones producidas por las irregularidades de las ruedas de un bogie de un*

- tren metropolitano en un punto de un carril*. Anales de ingeniería mecánica. 12 - 4, pp. 454-459. ISSN 0212-5072., 1998.
- [32] Wu, T.X., Thompson, D.J., *Theoretical investigation of wheel/rail non-linear interaction due to roughness excitation*, Vehicle System Dynamics, 34(4), pp. 261-282. DOI: 10.1076/vesd.34.4.261.2060, 2000.
- [33] Clark R.A., Dean P.A., Elkins J.A, Newton S. G., *An investigation into the dynamic effects of railway vehicles running on corrugated rails*, Journal of Mechanical Engineering Science, 24(2), pp. 65-76. DOI: 10.1243/JMES_JOUR_024_015_02, 1982.
- [34] Zougari, A., Martínez, J., Cardona, S., 2016, *Numerical models of railway tracks for obtaining frequency response. Comparison with analytical results and experimental measurements*, Journal of Vibroengineering, 18(2), pp. 1104–1114. URL: <http://www.jvejournal.com>], 2016.
- [35] Tran, L. H.; Hoang, T; Duhamel, D; Foret, G; Messad, S; Loaec, A, *A Fast Analytic Method to Calculate the Dynamic Response of Railways Sleepers*, Journal of Vibration and Acoustics; 141(1):011005-011005-7. DOI: 10.1115/1.4040392, 2018.
- [36] Otero, J. Martínez, J., Santos, M.A., Cardona, S., *A mathematical model to study railway track dynamics for the prediction of vibration levels generated by rail vehicles*, Journal of Rail and Rapid Transit, 226(1), pp. 62-71. DOI: 10.1177/0954409711406837, 2012.
- [37] De los Santos, M. A., Martínez, J., Cardona, S., *A convolution application to determine the dynamic response of a railway track*. Mechanical Systems and Signal Processing, 9 (6), pp. 707-708, 1995.
- [38] Martínez, J., De los Santos, M.A., Cardona, S., *A convolution method to determine the dynamic response of a railway track submitted to a moving vertical excitation*. Machine Vibration 4, pp. 142-146, 1995.
- [39] Grassie, S.L., Gregory, R.W., Harrison, D., Johnson, K.L., *The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation*. Journal of Mechanical Engineering Science 24(2), DOI: 10.1243/JMES_JOUR_1982_024_016_02, pp. 77-90, 1982.
- [40] Castellani, A., *Vibrations generated by rail vehicles: A mathematical model in the frequency domain*, Journal of Vehicle System Dynamics, 34 (3), pp. 153-173, 2000.
- [41] Belotserkovskiy, P.M., *Interaction between a railway track and uniformly moving tandem wheels*. Journal of Sound and vibration, 298 (4), , pp.855-876., 2006.



- [42] Picoux, B., Rotinat, R., Le Houedec, D, Regoin, J.P., Quetin, F., Hamelin, J.P., *Modèle prédictif de propagation des vibrations à partir de véhicules ferroviaires se déplaçant à vitesse constante*. Acoustique and Techniques. 38, pp.4-7, , 2004.
- [43] Otero, J., Martínez, J., de los Santos, M.A., *Evaluación de las vibraciones generadas al paso de un tren considerando diferentes tipologías de vía*, IX congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Las Palmas de Gran Canaria, España, 17-19 de Noviembre, 1403-1046, 2009.
- [44] Otero J., *Contribución al estudio de las vibraciones producidas por el contacto rueda-carril y su transmisión*. Tesis Doctoral, Directors: Dr. Jordi Martínez, Dra. Maria Antònia de los Santos, Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona (ETSEIB), Universitat Politècnica de Catalunya (UPC), Barcelona., 2009.
- [45] Zougari, A, Estudio del comportamiento vibratorio de vías ferroviarias mediante simulación numérica, Tesi Doctoral, director: Dr. Jordi Martínez Miralles, Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona (ETSEIB), Universitat Politècnica de Catalunya (UPC), Barcelona, 2014.
- [46] Zougari, A., Martínez, J., *Obtención de la respuesta vibratoria de una vía mediante modelos numéricos basados en el método de elementos finitos*, X Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, Oporto, Portugal, 2011.
- [47] Zougari, A., Martínez, J., Cardona, S., *Obtención de la respuesta vibratoria vertical de vías férreas mediante modelos numéricos*, Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica., 17(1), pp.03-15, 2013.
- [48] Remington, P., Webb, J., *Estimation of wheel/rail interaction forces in the contact area due to roughness*, Journal of Sound and Vibration 193 (1), pp.83-102, 1996.
- [49] Hertz, H., *Gesamelte Werke Band I: Schriften vermischen Inhalts*. Edited by Philip Lenard, Leipzig: Barth. Vol. 1, , pp 155. Leipzig, 1895.
- [50] Yan, W., Fischer, F. D., *Applicability of the Hertz contact theory to rail-wheel contact problems*, Archive of Applied Mechanics 70 (4), 200, pp. 255-268, 2000.
- [51] Carter, F.W. *On the action of a locomotive driving wheel*, Proceedings of the Royal Society Ser. A., 113, pp.151-157, 1926.
- [52] Johnson K.L., Vermeulen, P.J. *Contact of non-spherical bodies transmitting tangential forces*. J. Appl. Mech. Sci., 31, pp 338- 340, 1964.
- [53] Kalker, J.J. *On the rolling contact for two elastic bodies in the presence of dry friction*. PhD. Delft University of Technology, Netherlands. 1967.
- [54] Kalker, J.J., *A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact*. Vehicle System Dynamics, 11, pp 1-13., 1983.

- [55] Santos, F., Dos Santos, A. A., Bruni, F., Santos, L.T., *Evaluation of subsurface contact stresses in railroad wheels using an elastic half-space model*. Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, 26(4), pp. 420-429., 2004.
- [56] Johnson, K.L., *The effect of a tangential force upon the rolling motion of an elastic Sphere upon a plane*, Journal of Applied Mechanics, 25, ASME, pp 339-346., 1958
- [57] Fernández-Díaz, E., Santos, M., Cardona, S., *Estimación de la calidad de rodadura de los bogies de un tren*, Anales de ingeniería mecánica. 4, pp. 497 – 504, ISSN 0212-5072, 1997.
- [58] Dings, P. C., and Dittrich, M. G., *Roughness on Dutch Railway Wheels and Rails*, Journal of Sound and Vibrations, 193(1), pp. 103–112., 1996.
- [59] Squicciarini, G., Toward, M. G., Thompson, D. J., and Jones, C. J. C., *Statistical Description of Wheel Roughness*, 11th International Workshop on Railway Noise, Uddevalla, Sweden, Sept. 9–13., 2013.
- [60] Cardona, S., Jordi, Ll., *Vibracions Mecàniques, Exàmens Curs 2005-2006*, Escola Tècnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona (ETSEIB), Universitat Politècnica de Catalunya (UPC), 2006.
- [61] Thompson D., Wu T.X, Tristan Armstrong, *Wheel/Rail rolling noise- the effects of non-linearities in the contact zone*. Journal of Sound and Vibration, Tenth International Congress on Sound and Vibration, Stockholm, Sweden, 2003.
- [62] Tomov M, Kuzinovski M., Trajcevski N., *Function on Gaussian and 2RC filters to determine the roughness profile in rel non-periodic and periodic surface*, 14th International research/expert Conference,TMT 2010, 11-18 September, 2010.
- [63] Yuan Y.B., Vorburger YY. B., Song, J. F., Renegar, T. B., “A simplified Realization for the Gaussian Filter in Surface Metrology”. X. International Colloquium on Surfaces, Chemnitz (Germany), pp. 133-144, Jan. 31 - Feb. 02, 2000.
- [64] RENFE, *Calificación de la vía. Estados de los materiales de la vía, Mantenimiento de Infraestructura Renfe*. Dirección Técnica/ Jefatura de vía. N.R.V. 7-3-8-0, 1984.
- [65] Technical Review Committee under the auspices of the International Heavy Haul Association, *Guidelines to best practices for heavy haul railway operations infrastructure construction and maintenance issues*, Book design and layout by D. & F. Scott Publishing, Inc., North Richland Hills, Texas, 2009.
- [66] Carrascal Vaquero, I A., *Optimización y análisis de comportamiento de sistemas de sujeción para vías de ferrocarril de alta velocidad española*. Tesis Doctoral, Departamento de Ciencia e Ingeniería del Terreno y de los Materiales. Laboratorio



- de la Divisi3n de Ci3ncia e Ingenieria de los Materiales, Universidad de Cantabria, 2006.
- [67] Mart3nez Miralles, J., Imped3ncia En direcci3 Vertical Sistema Carril sobre la travessa m3s el balast (Model de Massa Distribu3da), Apunts Personals, 1992.
- [68] Maynar, M., de Mat3as, I., *V3a en placa en la ampliaci3n del metro de Madrid. Reducci3n de los Costes de Mantenimiento*, Revista de Obras P3blicas. N33375, 1998.
- [69] Veciana, J. M., Cardona, S., *Respostes impulsional i freqüencial de sistemes d'un grau de llibertat vibratori*. Departament d'Enginyeria Mecànica. Escola T3cnica Superior d'Enginyeria Industrial de Barcelona, Universitat Polit3cnica de Catalunya. I.S.B.N.: 978-84-693-1715-0, Editorial: Salvador Cardona i Foix, 2010.
- [70] Mart3nez Miralles, J., *Formulaci3 recurrent pel c3lcul de la recept3ncia creuada*, Apunts Personals, 1992.
- [71] Thompson, D., *Wheel-rail noise generation. Part III: rail vibration*, Journal of Sound and Vibration, **161**(3), pp. 421-446, 1993.
- [72] Iwnicki. S., *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, CRC press, Taylor & Francis Group, Boca Raton, USA, pp. 279-325., 2006.
- [73] Mazilu, T., *Interaction between moving tandem wheels and an infinite rail with periodic supports-Green's matrices of the track method in stationary reference frame*, Journal of Sound and Vibration, 401, pp. 233-254. DOI: 10.1016/j.jsv.2017.04.035, 2017.
- [74] Sanch3s R., Cardona S., Mart3nez J., *Determination of the Vertical Vibration of a Ballasted Railway Track to be Used in the Experimental Detection of Wheel Flats in Metropolitan Railways*, Journal of Vibration and Acoustics; 141(2): DOI: 10.1115/1.4041896, 2018.
- [75] Amick, H., *A frequency-dependency soil propagation model*. Presented on the conference on current developments in vibration control for optomechanical systems. Denver. Colorado, 1999.
- [76] Telford, W.M., Geldart, L.P., Sheriff, R.E., *Applied Geophysics, Seismic Methods*. Cambridge University Press, Cambridge, pp. 770. 1990.
- [77] Mart3nez, J., Fenollosa, J., *Quadern CMI C3lcul de M3quines*. Editorial: CPDA.
- [78] Hills, D. A., Nowell, D., Sackfield, A., *Mechanics of Elastic Contacts*, Butterworth-Heinemann Ltd., ISBN-13: 978-0750605403, 1993.ok

P3gines consultades a internet:

- [79] <https://amtab.sc/system.html>



[80] www.railway-technical.com

[81] <http://www.vako.com.tr/urun/y25lssd1-boji>

[82] <http://estaticos.expansion.com/assets/multimedia/imagenes/2017/01/11/14841317394637.jpg>

[83] <http://www.railtechsufetra.es/>

[84] <https://wefer.com/>

Annex A

Resolució de l'equació diferencial de moviment vertical d'oscil·lació lliure del sistema roda més suspensió primària

A la següent imatge es mostra la suspensió primària d'una roda d'un bogie (Figura A.1); es mostren dos gràfics, el gràfic esquerre mostra el detall de la suspensió primària d'un cotxe i el gràfic dret mostra l'esquematzació del model massa-molla-amortidor de la suspensió primària del cotxe:

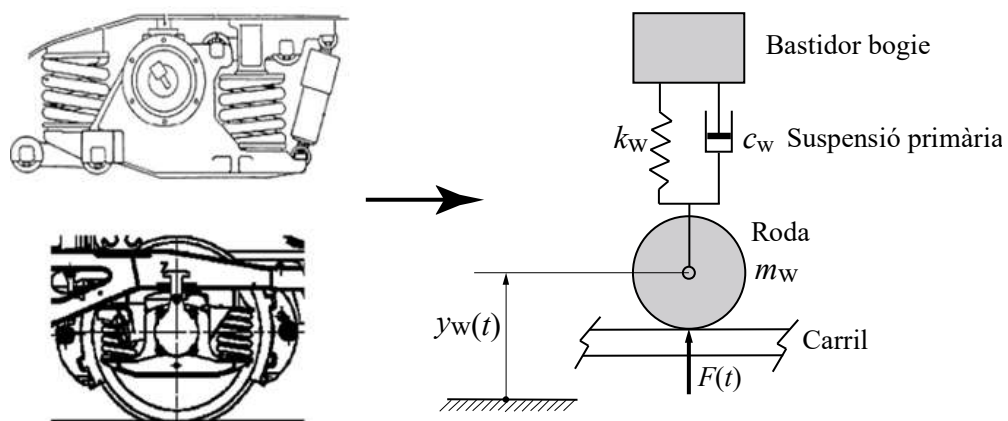


Figura A.1: Detall del sistema de suspensió primària del cotxe i la seva modelització.

Si s'aplica el teorema de la quantitat de moviment en la direcció vertical al sistema roda s'obté:

$$\sum_{i=1}^n F_{y_i} = m \cdot \ddot{y}_w(t) \quad (\text{A.1})$$

$$m_w \cdot \ddot{y}_w(t) + k_w \cdot y_w(t) + c_w \cdot \dot{y}_w(t) = F(t)$$

De l'equació anterior, m_w és la massa de la roda, k_w és la rigidesa de la suspensió primària del cotxe, c_w és l'esmoreïment viscos de la suspensió primària del cotxe.

Si es deixa el coeficient de la segona derivada unitari a l'equació diferencial A.1 i es realitzen algunes parametritzacions s'obté:

$$\frac{k_w}{m_w} = \omega_0^2 \rightarrow k_w = \omega_0^2 \cdot m_w; \zeta = \frac{c_w}{2\sqrt{m_w \cdot k_w}} \rightarrow c_w = 2 \cdot \zeta \cdot m_w \cdot \omega_0 \quad (\text{A.2})$$

$$\ddot{y}_w(t) + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_0 \cdot \dot{y}_w(t) + \omega_0^2 \cdot y_w(t) = \frac{1}{m_w} \cdot F(t)$$

Un cop s'ha acabat l'aplicació de l'impuls al sistema, aquest es mourà lliurement entorn de la posició d'equilibri. A continuació es resol l'equació diferencial de segon ordre corresponent a l'oscil·lació lliure del sistema roda-suspensió primària cotxe:

$$\ddot{y}_w(t) + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_0 \cdot \dot{y}_w(t) + \omega_0^2 \cdot y_w(t) = 0 \quad (\text{A.3})$$

De l'equació diferencial anterior, l'equació característica és:

$$\lambda^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \omega_0 \cdot \lambda + \omega_0^2 = 0 \quad (\text{A.4})$$

Si es resol l'equació de segon grau anterior s'obté:

$$\lambda_{1,2} = \frac{-2 \cdot \zeta \cdot \omega_0 \pm \sqrt{(2 \cdot \zeta \cdot \omega_0)^2 - 4 \cdot \omega_0^2}}{2} \rightarrow \lambda_{1,2} = \frac{-2 \cdot \zeta \cdot \omega_0 \pm 2 \omega_0 \sqrt{\zeta^2 - 1}}{2}$$

$$\lambda_{1,2} = -\zeta \cdot \omega_0 \pm \omega_0 \sqrt{\zeta^2 - 1} \rightarrow \lambda_{1,2} = -\zeta \cdot \omega_0 \pm \omega_0 \sqrt{(-1) \cdot (1 - \zeta^2)}$$

$$\lambda_{1,2} = -\zeta \cdot \omega_0 \pm \omega_0 \sqrt{(1 - \zeta^2)} \cdot \sqrt{-1} \rightarrow \lambda_{1,2} = -\zeta \cdot \omega_0 \pm \omega_0 \sqrt{(1 - \zeta^2)} \cdot j$$

$$\lambda_{1,2} = -\zeta \cdot \omega_0 \pm \omega_d \cdot j \quad \text{amb} \quad \omega_d = \omega_0 \sqrt{1 - \zeta^2}$$

La família de solucions de l'equació diferencial A.1 és:

$$y_w(t) = C_1 \cdot e^{\lambda_1 \cdot t} + C_2 \cdot e^{\lambda_2 \cdot t}$$

$$y_w(t) = C_1 \cdot e^{(-\zeta \cdot \omega_0 + \omega_d \cdot j) \cdot t} + C_2 \cdot e^{(-\zeta \cdot \omega_0 - \omega_d \cdot j) \cdot t}$$

$$y_w(t) = C_1 \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot e^{+\omega_d \cdot j \cdot t} + C_2 \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot e^{-\omega_d \cdot j \cdot t} \quad (\text{A.6})$$

$$y_w(t) = C_1 \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot e^{+\omega_d \cdot j \cdot t} + C_2 \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot e^{-\omega_d \cdot j \cdot t}$$

$$y_w(t) = C_1 \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot [\cos(\omega_d \cdot t) + j \cdot \sin(\omega_d \cdot t)] + C_2 \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot [\cos(-\omega_d \cdot t) + j \cdot \sin(-\omega_d \cdot t)]$$



Tot seguit es definiran les condicions inicials del sistema en oscil·lació lliure.

Com que el que es vol trobar és l'equació del moviment del sistema davant l'entrada d'un impuls, durant l'impuls es té:

$$\ddot{y}_w(t) = \frac{I}{m} \cdot \delta(t) \quad (\text{A.7})$$

Segons [69] es consideren tres trams temporals per a l'obtenció de la resposta impulsional:

- Interval de temps $t \in (-\infty, 0^-]$ en què el sistema està en repòs.
- Interval de temps $t \in (0^-, 0^+]$ en què actua l'impuls descrit per la funció delta de Dirac.
- Interval de temps $t \in (0^+, +\infty]$ en què el sistema està vibrant lliurement.

A continuació es calcula la velocitat i posició del sistema en l'instant $t=0^+$ entenent que l'impuls actua en l'interval $(0^-, 0^+]$:

$$\begin{aligned} \dot{y}_w(0^+) &= \int_{0^-}^{0^+} \ddot{y}_w(t) dt + \dot{y}_w(0^-) \rightarrow \dot{y}_w(0^+) = \int_{0^-}^{0^+} \frac{I}{m_w} \cdot \delta(t) dt \rightarrow \dot{y}_w(0^+) = \frac{I}{m_w} \\ y_w(0^+) &= \int_{0^-}^{0^+} \dot{y}_w(0^+) dt + y_w(0^-) \rightarrow y_w(0^+) = \left[\frac{I}{m_w} t \right]_{0^-}^{0^+} + y_w(0^-) \rightarrow y_w(0^+) = 0 \end{aligned} \quad (\text{A.8})$$

Si s'apliquen les condicions de contorn següents a l'equació A.6, s'obté:

$$\left\{ \begin{array}{l} y_w(0) = 0 \\ \dot{y}_w(0) = \frac{I}{m_w} \end{array} \right\} \quad (\text{A.9})$$

$$\begin{aligned} y_w(0) &= 0 \\ C_1 \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot 0} \cdot [\cos(\omega_d \cdot 0) + j \cdot \sin(\omega_d \cdot 0)] + C_2 \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot 0} \cdot [\cos(-\omega_d \cdot 0) + j \cdot \sin(-\omega_d \cdot 0)] &= 0 \\ C_1 + C_2 &= 0 \end{aligned} \quad (\text{A.10})$$

$$\begin{aligned} \frac{dy_w(t)}{dt} &= -e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot [\zeta \cdot \omega_0 \cdot (C_1 + C_2) \cdot \cos(\omega_d \cdot t) + \omega_d \cdot (C_1 + C_2) \cdot \sin(\omega_d \cdot t)] + \\ &- e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot j \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 \cdot t} \cdot [\omega_d \cdot (C_1 - C_2) \cdot \cos(\omega_d \cdot t) + \zeta \cdot \omega_0 \cdot (C_2 - C_1) \cdot \sin(\omega_d \cdot t)] \end{aligned} \quad (\text{A.11})$$

$$-\zeta \cdot \omega_0 \cdot (C_1 + C_2) + j \cdot \omega_d \cdot (C_1 - C_2) = \frac{I}{m_w} \quad (\text{A.12})$$

Un cop aplicades les condicions de contorn, queda el següent sistema d'equacions següent:

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1 + C_2 = 0 \\ -\zeta \cdot \omega_0 \cdot (C_1 + C_2) + j \cdot \omega_d \cdot (C_1 - C_2) = \frac{I}{m_w} \end{array} \right\} \quad (\text{A.13})$$

Resolent el sistema d'equacions anterior (B.13) s'obté:

$$\left\{ \begin{array}{l} C_1 \\ C_2 \end{array} \right\} = \left\{ \begin{array}{l} \frac{I}{2 \cdot m_w \cdot \omega_d} \cdot j \\ \frac{-I}{2 \cdot m_w \cdot \omega_d} \cdot j \end{array} \right\} \quad (\text{A.14})$$

Finalment, la solució analítica de l'equació diferencial A.1 amb les condicions inicials específiques, és:

$$y_w(t) = \frac{I}{m_w \cdot \omega_d} \cdot e^{-\zeta \cdot \omega_0 t} \cdot \sin(\omega_d \cdot t) \quad (\text{A.15})$$

Annex B

Càlcul de la receptància creuada. Formulació recurrent.

En aquest annex es calcula la receptància creuada a una distància incremental respecte a una distància donada entre el punt d'aplicació de la força i el punt fix de mesura del desplaçament vertical.

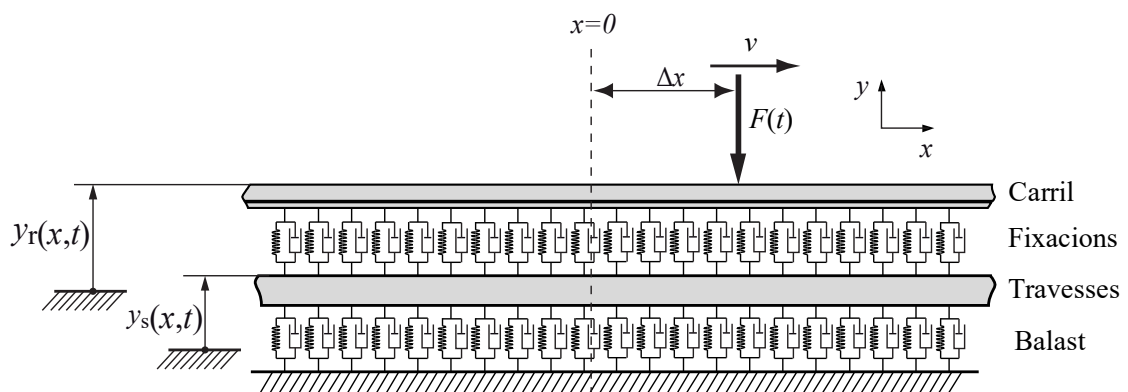


Figura B.1: Model de via de travesses uniformement distribuïdes i balast.

Tot seguit es mostra la formulació recurrent de la receptància creuada, a una distància $x + \Delta x$ entre el punt de mesura i/o observació de la vibració vertical del carril i el punt d'aplicació de la força; aquesta formulació recurrent també s'expressa en funció de la posició inicial, x , entre la força i aquest punt de mesura:

1. Cas $k_r > 0$ i $k_i > 0$:

Per $x \geq 0$:

$$\left. \begin{array}{l} R(\omega, x)_+ = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot x} - j \cdot e^{+jk \cdot x}] = R_1(\omega, x)_+ + R_2(\omega, x)_+ \\ \text{amb:} \\ R_1(\omega, x)_+ = \frac{e^{-k \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} ; R_2(\omega, x)_+ = \frac{-j \cdot e^{+jk \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \end{array} \right\} \quad (\text{B.1})$$

$$R(\omega, x + \Delta x)_+ = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot (x + \Delta x)} - j \cdot e^{+jk \cdot (x + \Delta x)}] = e^{-k \cdot \Delta x} \cdot R_1(\omega, x)_+ + e^{+k \cdot j \cdot \Delta x} R_2(\omega, x)_+ \quad (\text{B.2})$$

Per $x < 0$:

$$\left. \begin{array}{l} R(\omega, x)_- = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot x} - j \cdot e^{-jk \cdot x}] = R_1(\omega, x)_- + R_2(\omega, x)_- \\ \text{amb:} \\ R_1(\omega, x)_- = \frac{e^{+k \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} ; R_2(\omega, x)_- = \frac{-j \cdot e^{-jk \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \end{array} \right\} \quad (\text{B.3})$$

$$R(\omega, x + \Delta x)_- = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot (x + \Delta x)} - j \cdot e^{-jk \cdot (x + \Delta x)}] = e^{+k \cdot \Delta x} \cdot R_1(\omega, x)_- + e^{-k \cdot j \cdot \Delta x} R_2(\omega, x)_- \quad (\text{B.4})$$

2. Cas $k_r > 0$ i $k_i < 0$:

Per $x \geq 0$:

$$\left. \begin{array}{l} R(\omega, x)_+ = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot x} + j \cdot e^{-jk \cdot x}] = R_1(\omega, x)_+ + R_2(\omega, x)_+ \\ \text{amb:} \\ R_1(\omega, x)_+ = \frac{e^{-k \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} ; R_2(\omega, x)_+ = \frac{+j \cdot e^{-jk \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \end{array} \right\} \quad (\text{B.5})$$

$$R(\omega, x + \Delta x)_+ = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot (x + \Delta x)} + j \cdot e^{-jk \cdot (x + \Delta x)}] = e^{-k \cdot \Delta x} \cdot R_1(\omega, x)_+ + e^{-k \cdot j \cdot \Delta x} R_2(\omega, x)_+ \quad (\text{B.6})$$

Per $x < 0$:

$$\left. \begin{array}{l} R(\omega, x)_- = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot x} + j \cdot e^{+jk \cdot x}] = R_1(\omega, x)_- + R_2(\omega, x)_- \\ \text{amb:} \\ R_1(\omega, x)_- = \frac{e^{+k \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} ; R_2(\omega, x)_- = \frac{+j \cdot e^{+jk \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \end{array} \right\} \quad (\text{B.7})$$

$$R(\omega, x + \Delta x)_- = \frac{1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot (x + \Delta x)} + j \cdot e^{+jk \cdot (x + \Delta x)}] = e^{+k \cdot \Delta x} \cdot R_1(\omega, x)_- + e^{+k \cdot j \cdot \Delta x} R_2(\omega, x)_- \quad (\text{B.8})$$

3. Cas $k_r < 0$ i $k_i > 0$:

Per $x \geq 0$:



$$\left\{ \begin{array}{l} R(\omega, x)_+ = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot x} + j \cdot e^{+jk \cdot x}] = R_1(\omega, x)_+ + R_2(\omega, x)_+ \\ \text{amb:} \\ R_1(\omega, x)_+ = \frac{-e^{+k \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} ; R_2(\omega, x)_+ = \frac{-j \cdot e^{+jk \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \end{array} \right\} \quad (\text{B.9})$$

$$R(\omega, x + \Delta x)_+ = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot (x + \Delta x)} + j \cdot e^{+jk \cdot (x + \Delta x)}] = e^{+k \cdot \Delta x} \cdot R_1(\omega, x)_+ + e^{+k \cdot j \cdot \Delta x} R_2(\omega, x)_+ \quad (\text{B.10})$$

Per $x < 0$:

$$\left\{ \begin{array}{l} R(\omega, x)_- = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot x} + j \cdot e^{-jk \cdot x}] = R_1(\omega, x)_- + R_2(\omega, x)_- \\ \text{amb:} \\ R_1(\omega, x)_- = \frac{-e^{-k \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} ; R_2(\omega, x)_- = \frac{-j \cdot e^{-jk \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \end{array} \right\} \quad (\text{B.11})$$

$$R(\omega, x + \Delta x)_- = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot (x + \Delta x)} + j \cdot e^{-jk \cdot (x + \Delta x)}] = e^{-k \cdot \Delta x} \cdot R_1(\omega, x)_- + e^{-k \cdot j \cdot \Delta x} R_2(\omega, x)_- \quad (\text{B.12})$$

4. Cas $k_r < 0$ i $k_i < 0$:

Per $x \geq 0$:

$$\left\{ \begin{array}{l} R(\omega, x)_+ = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot x} - j \cdot e^{-jk \cdot x}] = R_1(\omega, x)_+ + R_2(\omega, x)_+ \\ \text{amb:} \\ R_1(\omega, x)_+ = \frac{-e^{+k \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} ; R_2(\omega, x)_+ = \frac{+j \cdot e^{-jk \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \end{array} \right\} \quad (\text{B.13})$$

$$R(\omega, x + \Delta x)_+ = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{+k \cdot (x + \Delta x)} - j \cdot e^{-jk \cdot (x + \Delta x)}] = e^{+k \cdot \Delta x} \cdot R_1(\omega, x)_+ + e^{-k \cdot j \cdot \Delta x} R_2(\omega, x)_+ \quad (\text{B.14})$$

Per $x < 0$:

$$\left\{ \begin{array}{l} R(\omega, x)_- = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot x} - j \cdot e^{+jk \cdot x}] = R_1(\omega, x)_- + R_2(\omega, x)_- \\ \text{amb:} \\ R_1(\omega, x)_- = \frac{-e^{-k \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} ; R_2(\omega, x)_- = \frac{+j \cdot e^{+jk \cdot x}}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \end{array} \right\} \quad (\text{B.15})$$

$$R(\omega, x + \Delta x)_- = \frac{-1}{4 \cdot k^3 \cdot E \cdot I} \cdot [e^{-k \cdot (x + \Delta x)} - j \cdot e^{+jk \cdot (x + \Delta x)}] = e^{-k \cdot \Delta x} \cdot R_1(\omega, x)_- + e^{+k \cdot j \cdot \Delta x} R_2(\omega, x)_- \quad (\text{B.16})$$



Annex C

Càlcul de la rigidesa de contacte de Hertz entre la roda i el carril

Tot seguit es calcula la constant de rigidesa de contacte roda-carril a partir de la teoria no lineal de Hertz. El valor de la constant de rigidesa del contacte depèn de la geometria de contacte roda-carril i dels materials de la roda i del carril respectivament.

A continuació es calcula la rigidesa de contacte segons [77]:

$$\delta = \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{9}{256} \cdot F_c^2 \cdot (k_1 + k_2)^2 \cdot \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'}\right)} \quad (\text{C.1})$$

On k_1 i k_2 són:

$$\begin{aligned} k_1 &= \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} \\ k_2 &= \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \end{aligned} \quad (\text{C.2})$$

k_1 i k_2 són constants que relacionen el coeficient de Poisson (ν_1 i ν_2) i el mòdul elàstic (E_1 i E_2) del carril i de la roda respectivament.

F és la força de contacte entre roda i carril.

Aquests radis R_1, R'_1, R_2, R'_2 són els radis de curvatura dels plans principals del carril i de la roda respectivament.

La geometria de la roda i del carril queda reflectida a la figura següent [78]:

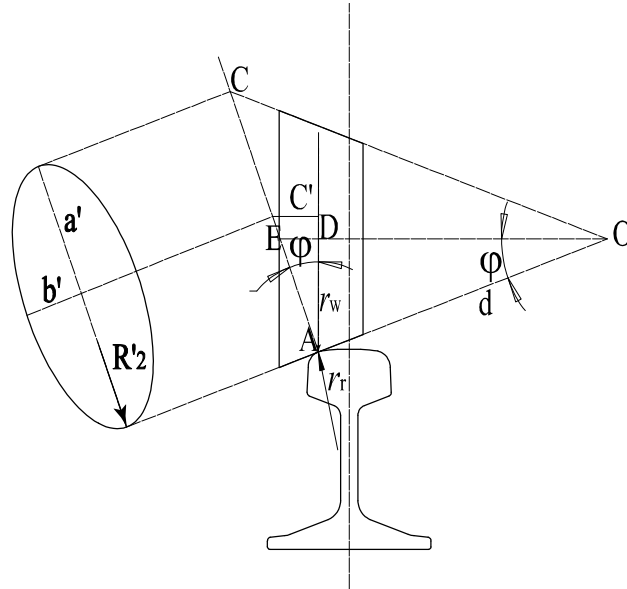


Figura C.1: Secció de roda i carril en la zona de contacte.

Si se suposa que la roda es recolza en tot instant a la zona on el carril té un radi de curvatura $R_1 = 0,3$ m, s'assumeix que el tren es desplaça per un tram de via recte i no es pren en consideració el moviment de llaç dels bogies. L'altre radi de curvatura principal del carril al punt de contacte és $R'_1 = \infty$. Pel que fa a la roda, un dels seus radis de curvatura principals al punt de contacte és $R_2 = \infty$. L'altre radi de curvatura es calcula de la manera següent [78] a partir de la Figura C.1:

- En el triangle OAC:

$$\tan(2 \cdot \varphi) = \frac{2 \cdot a'}{d} \quad (C.3)$$

- En el triangle OAD:

$$\sin(\varphi) = \frac{r_w}{d} \quad (C.4)$$

D'aquí s'obté el paràmetre a' :

$$a' = r_w \cdot \frac{\tan(2 \cdot \varphi)}{2 \cdot \sin(\varphi)} \quad (C.5)$$



- En el triangle ADE:

D'aquí s'obté el paràmetre b' :

$$\begin{aligned}
 b' &= r_w + c' \cdot \tan(\varphi) \\
 \sin(\varphi) &= \frac{c'}{a'} \rightarrow c' = a' \cdot \sin(\varphi) \\
 b' &= r_w + a' \cdot \sin(\varphi) \cdot \tan(\varphi)
 \end{aligned}
 \tag{C.6}$$

$$R_2' = \frac{a'^2}{b'} \tag{C.7}$$

$R_1' = 0,3$ m és el radi de curvatura principal mínim del carril.

$R_1 = \infty$ és el radi de curvatura principal màxim del carril.

$R_2 = \infty$ és el radi de curvatura principal màxim de la roda.

$R_2' = 0,3905$ és el radi de curvatura principal mínim de la roda.

λ = és un paràmetre funció de l'angle auxiliar φ entre els plans principals de contacte.

A continuació es calcula l'angle entre els plans principals de contacte φ , a partir de l'expressió següent:

$$\cos(\varphi) = \frac{\sqrt{\left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'}\right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'}\right)^2 + 2 \cdot \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'}\right) \cdot \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'}\right) \cdot \cos(2 \cdot \psi)}}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'}} \tag{C.8}$$

Essent ψ l'angle entre el pla que conté el radi de curvatura del carril i el pla que conté el radi de curvatura de la roda; aquests plans són perpendiculars, per tant $\psi = 90^\circ$.

Llavors s'obté un angle $\varphi = 82,469^\circ$.

Un cop s'ha obtingut l'angle φ , es calcula el paràmetre λ a partir de la taula següent:

φ [°]	75	80	85	90
m	1,202	1,128	1,061	1
n	0,846	0,893	0,944	1
λ	1,967	1,985	1,996	2

Taula C.1: Paràmetres m , n i λ en funció de l'angle entre plans principals de contacte. [77]

S'interpolava linealment entre 80° i 85° i s'obté un valor de λ de:

$$\lambda - \lambda_0 = \frac{\lambda_1 - \lambda_0}{\varphi_1 - \varphi_0} \cdot (\varphi - \varphi_0) \rightarrow \lambda = \frac{\lambda_1 - \lambda_0}{\varphi_1 - \varphi_0} \cdot (\varphi - \varphi_0) + \lambda_0$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda = \frac{1,996 - 1,985}{85 - 80} \cdot (\varphi - 80) + 1,985 \\ \varphi = 82,469^\circ \end{array} \right\} \rightarrow \lambda = 1,9948 \quad (C.9)$$

Com que el material de roda i carril és el mateix, es pot agrupar en:

$$\begin{aligned} \nu_1 &= \nu_2 = \nu \\ E_1 &= E_2 = E \\ k_1 &= k_2 = k = \frac{1 - \nu^2}{E} \end{aligned} \quad (C.10)$$

Un cop s'han calculat els radis principals de contacte de roda i carril respectivament, si s'agrupen de la següent forma definint un radi equivalent r :

$$r = \frac{4}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'}} \rightarrow \frac{4}{r} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'} \quad (C.11)$$

Substituint els valors dels radis de curvatura a l'equació C.11 s'obté un valor del radi equivalent r de: 0,678633 m.

Si el factor $4/r$ es substitueix a l'equació C.1 s'obté:

$$\delta = \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{9}{256} \cdot F_c^2 \cdot (2 \cdot k)^2 \cdot \frac{4}{r}}$$

$$\downarrow$$

$$\delta = \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{9}{16} \cdot \frac{F_c^2 \cdot k^2}{r}} \quad (C.12)$$

Per altra banda, es té que:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_c = k_H \cdot \delta^{3/2} \\ \delta = \lambda \cdot \sqrt[3]{\frac{9}{16} \cdot \frac{F_c^2 \cdot k^2}{r}} \end{array} \right\} \quad (C.13)$$

Si es resol el sistema d'equacions (C.13) s'obté l'expressió de la rigidesa de contacte:



$$\delta^{3/2} = \left[\lambda^{3/2} \cdot \left[\frac{9}{16} \cdot \frac{F_c^2 \cdot k^2}{r} \right]^{1/3} \right]^{3/2} \rightarrow \delta^{3/2} = \lambda^{3/2} \cdot \sqrt[2]{\frac{9}{16} \cdot \frac{F_c^2 \cdot k^2}{r}}$$

$$F_c = k_H \cdot \lambda^{3/2} \cdot \sqrt[2]{\frac{9}{16} \cdot \frac{F_c^2 \cdot k^2}{r}} \quad (C.14)$$

$$F_c = \frac{3}{4} \cdot k_H \cdot F_c \cdot k \cdot \sqrt[2]{\frac{\lambda^3}{r}}$$

$$k_H = \frac{1}{\frac{3}{4} \cdot k \cdot \sqrt[2]{\frac{\lambda^3}{r}}}$$

Si es substitueix el paràmetre k , definit a l'equació C.10, a l'equació C.14 s'obté l'expressió de la rigidesa de contacte de Hertz:

$$\left\{ \begin{array}{l} k_H = \frac{1}{\frac{3}{4} \cdot k \cdot \sqrt[2]{\frac{\lambda^3}{r}}} \\ k = \frac{1-\nu^2}{E} \end{array} \right\} \quad (C.15)$$

$$\downarrow$$

$$k_H = \frac{4 \cdot E}{3 \cdot (1-\nu^2)} \cdot \sqrt[2]{\frac{r}{\lambda^3}}$$

Si a l'equació C.15 es substitueixen els paràmetres:

$$E = 210 \text{ GPa} = 210.000 \text{ MPa}$$

$$\nu = 0,3$$

$$\text{Per a un angle } \varphi = 82,036^\circ \rightarrow \lambda = 1,98948$$

$$r = 0,678633 \quad (C.16)$$

S'obté una rigidesa de contacte de:

$$k_H = 89,9 \cdot 10^9 \text{ N/m}^{3/2}$$

$$\downarrow$$

$$k_H = 89,9 \text{ GN/m}^{3/2} \quad (C.17)$$