

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
ESCUELA TÉCNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA DEL
DISEÑO



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**Validación de un modelo de comportamiento dinámico integral del
vehículo ferroviario y su interacción con la vía mediante el software
comercial Adams/rail en las condiciones de circulación del Benchmark
de Manchester**

Máster Ingeniería Aeronáutica

Trabajo Final de Máster

AUTOR: Juan Isidro García Ordiales

DIRECTOR: Dr. D. José Martínez Casas

CODIRECTOR: Dr. D. Javier Carballeira Morado

Valencia, Julio de 2018



CIIM
CENTRO DE INVESTIGACIÓN
EN INGENIERÍA MECÁNICA

**UNIVERSITAT
POLITÈCNICA
DE VALÈNCIA**



**CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN INGENIERÍA
MECÁNICA (CIIM)**

**DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE
MATERIALES (DIMM)**

Validación de un modelo de comportamiento dinámico integral del
vehículo ferroviario y su interacción con la vía mediante el software
comercial Adams/rail en las condiciones de circulación del Benchmark de
Manchester

TRABAJO FINAL DE MASTER PRESENTADO POR

JUAN ISIDRO GARCÍA ORDIALES

DIRIGIDO POR

Dr. D. JOSÉ MARTÍNEZ CASAS

Dr. D. JAVIER CARBALLEIRA MORADO

2018

Resumen

Este trabajo fin de Master se basa en la validación de un modelo de comportamiento dinámico integral del vehículo ferroviario (desarrollado en el CIIM) y su interacción con la vía mediante el software comercial ADAMS/Rail en varias condiciones de circulación.

Estas condiciones son las definidas en el Benchmark de Manchester, de las cuales se utilizan el vehículo 1 y los Track Case II y III, junto con el estudio de guiado en curva de radio constante a dos velocidades diferentes. Además se realiza la validación del modelo mediante un análisis de estabilidad en vía recta.

Este modelo integral estudia el comportamiento dinámico de un vehículo ferroviario tanto en baja como en alta frecuencia, teniendo en cuenta el modelado de la flexibilidad de los elementos que componen el sistema y considerando también los efectos inerciales asociados al giro. Aunque debido a las características del programa comercial ADAMS/Rail usado para la validación, el rango de alta frecuencia no se considera en los cálculos, pues ADAMS/Rail no tiene en cuenta nada más que las bajas frecuencias.

Para la modelación del sistema se lleva a cabo una subestructuración en la que se formulan de forma separada los subsistemas que conforman el caso global, acoplándose posteriormente a través de las fuerzas intertransmitidas. El modelo de vía se conforma por unas condiciones de contorno cíclicas, lo que reduce el efecto de borde.

Este TFM se centra en el análisis del comportamiento dinámico del vehículo en diferentes situaciones. Las dos primeras son los Track Case II y III del Manchester Benchmarks, en los cuales se analizan dos situaciones de irregularidades típicas en la vía. Las dos siguientes simulaciones son el análisis dinámico de guiado en curva, teniendo en cuenta dos curvas de radio y peralte diferentes, las cuales son trazadas a dos velocidades diferentes. Por último se realiza un análisis de estabilidad en recta con ambos modelos, para comparar la velocidad crítica del vehículo, a partir de la cual este se vuelve inestable.

Este tipo de programas son cada vez más importantes, dado que al simular el comportamiento del vehículo con un gran nivel de precisión, permite no tener que probar el vehículo in situ. En consecuencia supone un ahorro enorme, al evitar tener que hacer continuas pruebas sobre el vehículo, y una gran mejora en la seguridad, ya que no hace falta poner el tren en peligro para conocer sus límites.

Palabras clave: vehículo ferroviario, interacción dinámica vehículo-vía, fuerzas de contacto rueda-carril, ADAMS/Rail, simulación, Manchester Benchmark, guiado en curva, estabilidad

Resum

Este treball fi de Màster es basa en la validació d'un model de comportament dinàmic integral del vehicle ferroviari (desenrotllat en el CIIM) i la seua interacció amb la via per mitjà del programari comercial ADAMS/Rail en diverses condicions de circulació.

Estes condicions són les definides en el Benchmark de Manchester, de les quals s'utilitzen el vehicle 1 i els Track Case II i III, junt amb l'estudi de guiat en corba de ràdio constant a dos velocitats diferents. A més es realitza la validació del model per mitjà d'una anàlisi d'estabilitat en via recta.

Este model integral estudia el comportament dinàmic d'un vehicle ferroviari tant en baixa com en alta freqüència, tenint en compte el modelatge de la flexibilitat dels elements que componen el sistema i considerant també els efectes inercials associats al gir. Encara que a causa de les característiques del programa comercial ADAMS/Rail usat per a la validació, el rang d'alta freqüència no es considera en els càlculs, perquè ADAMS/Rail no té en compte ni més menys que les baixes freqüències.

Per a la modelació del sistema es du a terme una subestructuració en la que es formulen de forma separada els subsistemes que conformen el cas global, acoblant-se posteriorment a través de les forces intertransmeses. El model de via es conforma per unes condicions de contorn cíclics, la qual cosa reduïx l'efecte de bord.

Este TFM se centra en l'anàlisi del comportament dinàmic del vehicle en diferents situacions. Les dos primeres són els Track Case II i III del Manchester Benchmarks, en els quals s'analitzen dos situacions d'irregularitats típiques en la via. Les dos següents simulacions són l'anàlisi dinàmica de guiat en corba, tenint en compte dos corbes de ràdio i peralt diferents, les quals són traçades a dos velocitats diferents. Finalment es realitza una anàlisi d'estabilitat en recta amb ambdós models, per a comparar la velocitat crítica del vehicle, a partir de la qual este es torna inestable.

Este tipus de programes són cada vegada més importants, atés que al simular el comportament del vehicle amb un gran nivell de precisió, permet no haver de provar el vehicle in situ. En conseqüència suposa un estalvi enorme, a l'evitar haver de fer contínues proves sobre el vehicle, i una gran millora en la seguretat, ja que no cal posar el tren en perill per a conèixer els seus límits.

Paraules clau: vehicle ferroviari, interacció dinàmica vehicle-via, forces de contacte roda-carril, ADAMS/Rail, simulació, Manchester Benchmark, guiat en corba, estabilitat

Abstract

This Master Thesis is based on the validation of a model of integral dynamic behaviour of the railway vehicle (developed in the CIIM) and its interaction with the track through the commercial software ADAMS/Rail in various traffic conditions.

These conditions are those defined in the Manchester Benchmarks, of which vehicle 1 and Track Cases II and III are used, together with the study of constant radius curve guidance at two different speeds. In addition, the validation of the model is carried out by means of a straight line stability analysis.

This integral model studies the dynamic behaviour of a railway vehicle in both low and high frequency, taking into account the modelling of the flexibility of the elements that make up the system and also considering the inertial effects associated with the spin. Although due to the characteristics of the commercial program ADAMS/Rail used for validation, the high frequency range is not taken into account in the calculations, since ADAMS/Rail does not take into account anything other than low frequencies.

For the modelling of the system, a substructurization is carried out in which the subsystems which make up the global case are formulated separately, subsequently coupling through the intertransmitted forces. The track model is made up of cyclic contour conditions, which reduces the edge effect.

This Master Thesis focuses on the analysis of the dynamic behaviour of the vehicle in different situations. The first two are the Track Cases II and III of the Manchester Benchmarks, in which two situations of typical road irregularities are analysed. The following two simulations for dynamic curve guidance analysis, taking into account different radius and cant curves, which are plotted at two different speeds. Finally, carry out an analysis of safety on the straight with both models, to compare the critical speed of the vehicle, from which it can become unstable.

This type of programs are increasingly important, since when simulating the behaviour of the vehicle with a high level of precision, which allows not having to test the vehicle on site. Which is a huge saving, to avoid having to do continuous tests on the vehicle, and a great improvement in safety, since it is not necessary to put the train in danger to know its limits.

Key words: rail vehicle, vehicle-track dynamic interaction, wheel-rail contact forces, ADAMS/Rail, simulation, Manchester Benchmarks, curve guidance

Agradecimientos

Aunque solo sea mi nombre el que figura en la portada de este Trabajo Fin de Master (TFM), este trabajo no podría haber sido posible sin el apoyo, guía y contribución de un grupo de gente maravillosa a mi alrededor. Por ello, me gustaría expresar mi más sincera gratitud y apreciación a:

Mi tutor, José Martínez Casas (alias “el murciano”), no solo por dirigir este proyecto, sino por estar ahí para ayudarme en todo momento, y poder solucionar todos los problemas que nos encontramos en el camino. Sigue siendo como eres, acho, que molas mucho y tus alumnos te lo agradecerán... aunque no se conviertan en doctores, lo siento.

Con una especial mención también para mi co-tutor del proyecto Javier Carballeira, porque sin él habría sido imposible entender cómo funciona esa caja negra llamada ADAMS/Rail. También agradecer a Paco Denia y a Luis Baeza su ayuda en ciertos aspectos del proyecto.

Sin olvidarme de los demás miembros del departamento, que me hicieron sentir como en casa y consiguieron que esos largos días se hicieran más llevaderos. Entre ellos quisiera destacar a Sergio, por sufrir con el Termomix igual que yo, y a Vicente, cuyas charlas de montaña y caminatas tanto me encantan.

To all the people that I have met in Linköping (Sweden). It was an amazing semester that I will remember my whole life. Being there was awesome and I have met people I will never forget. And I would like to thank you one by one, but that would be endlessly, so I would like to thank the three groups of people that made the most impact in me, Linköping Rugby Klubb, Cabin 12 and Corridor R7 cause nothing remains the same after meeting you all. And a special thank you to the couple of friends, Sophie and Za Fer, who embrace me when I didn't know anyone there. Thank you all, bros!!!

A los amigos que me han acompañado en la cercanía (grupo Eau de Valencia) o en la distancia (grupo Proyecto IRIS), sin vosotros no sé dónde estaría hoy día... quizás en un mundo mejor... XD. Pero está claro que no sería el mismo, y no me lo habría pasado tan bien, espero que podamos seguir quedando muchos años, aunque cada uno esté en un sitio diferente.

A los inquilinos del “piso bonito” y a los del antiguo piso, así como a los vecinos de las fuerzas de seguridad (primero la Guardia Civil y luego la Policía Local). A Jorge por su alegría y energía contagiosa, a Florián por ser el Erasmus más español que he conocido, a Romina por sus locuras y a Lucia por ser una amiga como pocas.

A mis compañeros del curro (Stadler). A Fer y a Diego por aguantarme día a día preguntándoles dudas, a mi jefe Raúl por darme la oportunidad de demostrar lo que sé, a Luis por soportarme calculando y recalculando Szeged. A Albert por esas largas tardes de becarios, sobre todo los viernes siendo los únicos en la fábrica. Y a todos los demás, German, Marta, Raúl, Paula, Fede, Eugenia y José Alberto muchas gracias por soportar mis manías, que no son pocas.

A mis compañeros del rugby, empezando por Rodri y Carlota, que fueron los que me hicieron escoger el UCV Rugby, y continuando por todos mis compañeros que tan bien

me acogieron. Y a pesar de que para algunos (Mariano) soy vasco y no asturiano, gracias por hacerme sentir como en casa. Y a los tertulians, espero que sigamos gastando noches, jugando y saliendo de fiesta a la falla de Jota.

Como no, agradecer a mi familia por todo lo que me han dado durante tantos años. En especial a mi padre, que fue quien me empujo a volver a estudiar y hacer este master, y que desgraciadamente no pudo verme terminarlo, y a mi sobrina, Paula “pichí”, porque una sonrisa suya me ilumina la vida.

Por último, he de agradecer la colaboración, quizás no ahora, pero si a lo largo de mi vida, de diversos profesores. Tanto en el colegio, entre los que destacan Pilar, Javier o Gerardo; como en el instituto, entre los cuales cabe nombrar a Pilar, al “físico loco” y especialmente a José Luis Valle.

Índice

Resumen	1
Abstract.....	3
Resum	2
Agradecimientos.....	4
I. MEMORIA.....	9
1. Introducción.....	10
1.1. Antecedentes	10
1.2. Justificación	13
1.3. Motivación.....	14
1.4. Objetivos	15
1.5. Metodología	16
2. Modelo integral de interacción dinámica vehículo-vía	17
2.1. Introducción	17
2.2. Modelo dinámico del eje montado flexible y rotatorio	17
2.3. Modelo de vía flexible	23
2.4. Modelo de interacción dinámica vehículo-vía	27
3. Manchester Benchmarks	30
3.1. Introducción	30
3.2. Modelo de vehículo 1.....	30
3.3. Modelo de vehículo 2.....	33
3.4. Modelo de vía.....	34
3.5. Caso de vía I.....	36
3.6. Caso de vía II.....	37
3.7. Caso de vía III.....	37
3.8. Caso de vía IV	38
3.9. Resultados Manchester Benchmarks.....	39
4. Problema de estabilidad	41
4.1. Introducción	41
4.2. Inestabilidad de caja.....	41
4.3. Comportamiento del vehículo.....	42
4.4. Análisis de estabilidad	43
4.5. Circular en una vía con irregularidades.....	45

5. Simulaciones efectuadas.....	47
5.1. Introducción	47
5.2. Condiciones generales.....	47
6. Resultados	49
6.1. Modelo de vía II.....	49
6.2. Modelo de vía III.....	50
6.3. Curva R1500	52
6.4. Curva R2500	54
6.5. Modelo de estabilidad.....	55
7. Conclusiones y trabajos futuros	57
7.1. Conclusiones.....	57
7.2. Trabajos futuros	58
Bibliografía	59

Índice de figuras

Figura 1.1: Vía ferrea.....	12
Figura 1.2: Emisiones de GEI por unidad de transporte.....	13
Figura 2.1: Sistema de referencia fijo y móvil para viga rotatoria y cilindro biarticulado...	18
Figura 2.2: Sistema de referencia fijo XYZ: configuración no deformada y deformada	19
Figura 2.3: Esquema del modelo de vía	24
Figura 2.4: Modelo de vía cíclica infinita	24
Figura 2.5: Detalle de los elementos de la vía.....	25
Figura 2.6: Modelo de vía cíclica en curva	25
Figura 2.7: Modelo de interacción dinámica vehículo-vía	27
Figura 3.1: Esquema del vehículo 1	32
Figura 3.2: Esquema del vehículo 2	34
Figura 3.3: Modeo de vía.....	35
Figura 3.4: Caso de vía I.....	36
Figura 3.5: Caso de vía II.....	37
Figura 3.6: Caso de vía III.....	38
Figura 3.7: Caso de vía IV.....	38
Figura 3.8: Comparativa entre modelos para el desplazamiento lateral del caso II	39
Figura 3.9: Comparativa entre modelos para el desplazamiento lateral del caso III	40
Figura 4.1: Modos básicos de la caja	42
Figura 4.2: Modos de balanceo inferior y superior.....	42
Figura 4.3: Mapa de estabilidad o diagrama de estabilidad	44
Figura 4.4: Aceleración vertical de un vehículo de 4 ejes en función de la viscosidad.....	46
Figura 6.1: Desplazamiento lateral del eje 1 en el caso de vía II	49
Figura 6.2: Ángulo de ataque del eje 1 en el caso de vía II.....	49
Figura 6.3: Desplazamiento lateral del eje 1 en el caso de vía III	50
Figura 6.4: Ángulo de ataque del eje 1 en el caso de vía III.....	51
Figura 6.5: Desplazamiento lateral del eje 2 en el caso de vía III	51
Figura 6.6: Ángulo de ataque del eje 2 en el caso de vía III.....	52
Figura 6.7: Desplazamiento lateral del eje 1 del caso Curva R1500.....	53
Figura 6.8: Ángulo de ataque del eje 1 del caso Curva R1500	53
Figura 6.9: Desplazamiento lateral del eje 1 del caso Curva R2500.....	54
Figura 6.10: Ángulo de ataque del eje 1 del caso Curva R2500	54
Figura 6.11: Amplitud de lazo del eje 1 (desplazamiento lateral)	55
Figura 6.12: Amplitud de lazo del eje 1 (ángulo de ataque).....	56

I. MEMORIA

1. Introducción

1.1. Antecedentes

El ferrocarril, palabra formada por el prefijo ferro, proveniente del latín ferrum (hierro), y por el sustantivo carril, se trata de un sistema de transporte guiado por una vía férrea. Si bien en la actualidad, se incluyen en esta definición otros sistemas de guiado, tales como la levitación magnética.

El origen del ferrocarril puede remontarse hasta el siglo XIV en Friburgo (Alemania) [1] y continúa su aplicación en minas durante los siguientes siglos. Aunque en todos estos casos se trata de vías estrechas con carriles de madera, no es hasta 1790 que se comienzan a utilizar los primeros carriles de acero en Reino Unido [2], aunque con bastantes problemas de calidad, que serían resueltos 30 años más tarde con la utilización del hierro forjado, lo que permitiría carriles más largos y resistentes.

Esto supone un gran impulso para la industria ferroviaria, que pasa de ser algo completamente industrial para el movimiento de mercancías pesadas, a que en 1830 se inaugurara la primera línea interurbana entre Liverpool y Manchester, y solo 10 años más tarde se desplegara toda una red ferroviaria por Reino Unido, Francia, Bélgica o Alemania.

En España, la primera vía férrea data de 1833 y se trataba de una vía minera en Arnao (Asturias), si bien carecía de locomotora. Por ello se puede decir que el primer ferrocarril español no se construyó hasta 1937 con la línea La Habana-Güines en Cuba. Unos años más tarde, en 1948, se inauguraba el primer ferrocarril de la península ibérica con la línea Barcelona-Mátaro.

A partir de 1857 se comienzan a fabricar carriles de acero definitivamente, una vez resueltos los problemas de fabricación. Tras esto el despliegue de la red ferroviaria continuó en todo el mundo, llegando con ella otros avances, como la primera línea convencional electrificada (Roslagsbanan en Suecia) a finales de siglo, o el uso de corriente alterna (Austria en 1904).

Más adelante se produciría el abandono de las locomotoras a vapor y su sustitución por modelos mayoritariamente diésel, que eran más baratas y potentes, y no necesitaban de líneas electrificadas.

En 1964, se inauguró la primera línea de Alta Velocidad en Japón, bajo el nombre de Shinkansen (tren bala) para unir las grandes ciudades del país. Este nuevo desarrollo, junto con la constante subida del petróleo (sucesivas crisis del petróleo), provocó un nuevo crecimiento en el uso del tren, tanto para el movimiento de pasajeros como de mercancías, los cuales se habían visto bastante reducidos tras la II Guerra Mundial.

Actualmente se siguen desarrollando nuevas tecnologías ferroviarias, unas destinadas a aumentar el confort o reducir los costes, y otras destinadas a aumentar la velocidad del viaje para competir con otros medios de transporte. Las principales ideas en temas de velocidad han sido el aérotrain (aunque sin mucho éxito), el tren maglev (con problemas de costos) y el hyperloop (aún en desarrollo).

Con lo que a día de hoy, las vías convencionales siguen siendo las más usadas, incluso para altas velocidades. Estas vías están compuestas por cuatro elementos principales:

- Carriles de acero fundido

Una de las principales funciones de los carriles es soportar los esfuerzos causados por la interacción entre el vehículo y la vía, estos esfuerzos son longitudinales, verticales y transversales, y pueden ser de naturaleza estática y dinámica.

La otra es la de guiar al vehículo a través del trazado descrito por la vía. Esto se ejecuta gracias a la propia geometría del carril, pero también gracias al diseño de las ruedas del vehículo.

Otra función, poco conocida, es la de actuar como circuito de vía. Este sistema se usa para conocer la presencia de un tren en un cierto tramo de vía, que haya sido equipado con este sistema.

- Placas de asiento

Su única función es la de fijar los carriles de acero a las traviesas y transmitir las fuerzas entre ambos. Existen diversos tipos según traviesas, y los más usados son metálicos y poliméricos.

- Traviesas

Su principal función es la de absorber y transferir las cargas de los carriles hacia el balasto, si bien tiene otras importantes funciones, que son las de mantener la distancia entre los carriles (ancho de vía) a lo largo del trazado y la de dar a los carriles la inclinación necesaria según diseño, esta inclinación puede 1/20, 1/30 o 1/40 según el país.

- Balasto

La principal función del balasto es la de absorber las cargas y atenuar las vibraciones causadas por el paso de los trenes sobre la vía. Estas vibraciones pueden provocar pequeños desplazamientos de la vía que han de ser resistidos por el balasto. El balasto también facilita el drenaje de agua, para evitar el encharcamiento de las vías.

En determinados países y para vías de alta velocidad se elimina la necesidad del balasto mediante el uso de una técnica conocida como vía en placa. Este sistema tiene un mayor costo de construcción, pero a cambio el coste del mantenimiento es mucho menor y además se elimina el fenómeno del vuelo del balasto (arrastre del mismo por fenómenos aerodinámicos).

Tras este pequeño análisis cabe reseñar la importancia de cualquier mejora en el diseño de las vías o del vehículo. Tanto para su construcción, como para su uso o su mantenimiento. Y esto acabará repercutiendo en el producto final, ya sea mediante menos costes o mayor confort para los usuarios.

Es por todo esto que una mejor comprensión de los fenómenos de interacción dinámica entre el rail y el vehículo, supone un gran avance para todo el sector ferroviario. Durante los últimos 25 años se han realizado grandes avances y mejoras en el análisis de estos fenómenos mediante el uso de la simulación por ordenador.

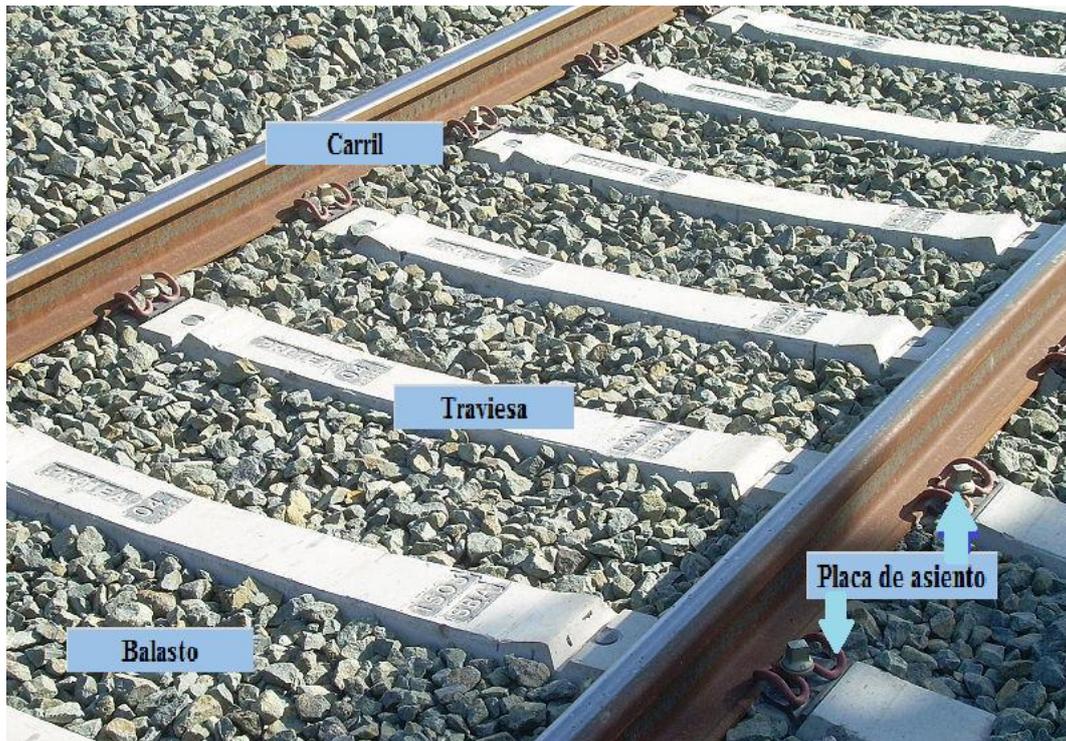


Figura 1.1: Vía férrea

Un momento de suma importancia fue el Manchester Benchmarks de 1998, en el cual diferentes empresas y universidades probaron sus softwares sobre una serie de casos prefijados para comparar resultados. En dicha reunión destaca la presencia de MSC con su software Adams/Rail, probablemente el software más utilizado en dinámica ferroviaria.

Si bien la mayoría de los softwares presentados en dicha trabajo estaban basados en Solidos Rígidos, si había la presencia de algún software que tenía en cuenta la flexibilidad del eje, pero solo del eje y sin considerar la rotación, con lo que los fenómenos generados por esta no eran tenidos en cuenta.

Debido a esto, es por lo que el software desarrollado en el Centro de Investigación en Ingeniería Mecánica (CIIM) es tan novedoso, pues considera la flexibilidad de todos los elementos, desde la vía a todas las partes del vehículo. Y además, tiene en cuenta la rotación del eje montado (conjunto eje + rueda) a la hora de desplazarse sobre la vía. Esto lleva el sistema a un nuevo nivel en el análisis de la dinámica ferroviaria, pues es capaz de considerar la dinámica de alta frecuencia asociada a la flexibilidad de los distintos

componentes, si bien, dicho software aún se encuentra en fase de validación. Parte de la validación de este software es el motivo de este trabajo.

El software ha sido desarrollado para resolver algunos de los mayores problemas de la ingeniería ferroviaria, como son la aparición de desgastes anormales en la rueda o el carril y el ruido de rodadura, y permite tanto el estudio de una vía recta como de una vía curva de radio constante, así como la transición entre ambas.

Para reducir el coste computacional se ha adoptado un sistema de coordenadas de trayectoria que se mueve según el eje de la vía en combinación con el planteamiento modal Euleriano [3].

1.2. Justificación

- *“Railway tracks were purpose-built: nothing else could run on them—and trains could run on nothing else.”* – Tony Judt, profesor en la Universidad de Nueva York.

La importancia del sector ferroviario va mucho más allá de lo que el común de los mortales se piensa. No solo se trata de un sector importante a nivel industrial y de transporte, se trata de un sector cuyo objetivo es vertebrar las distintas zonas geográficas y suponer una mejora en la vida de las personas.

Actualmente España cuenta con la segunda mayor red de alta velocidad del mundo, solo superada por China [4]. Sin embargo, esta gran inversión en infraestructura no ha ido acompañada de un crecimiento sustancial en el uso del ferrocarril, encontrándose su uso en niveles inferiores al resto de Europa, tanto en pasajeros (5,2% frente al 6,5%) pero sobre todo el tránsito de mercancías (4% en España frente al 20% en Europa) [5]. Esto es en gran parte debido a la situación de monopolio y falta de competencia que se ha vivido en la red ferroviaria española históricamente.

Sin embargo, el tren tiene varios factores a favor, alguno de ellos muy importante, como es el hecho de ser el sistema de transporte menos contaminante, como se expone en la siguiente gráfica, y por tanto, muy importante en el futuro para poder cumplir los Acuerdos de París (2015) sobre cambio climático. Además, el uso del tren supone la eliminación de muchos vehículos de las carreteras, lo que supondría una mejora en la seguridad vial.

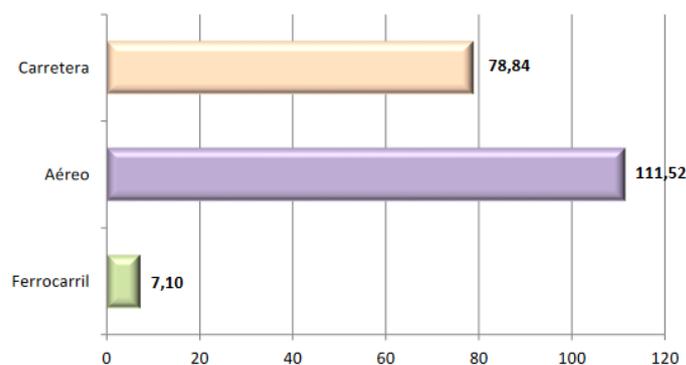


Figura 1.2: Emisiones de GEI por unidad de transporte (kte de CO₂/miles UT-km) por nodos. Año 2014 [6]

Debido a esto y a la competitividad entre los diferentes medios de transporte, la investigación nunca se puede detener. Siempre se han de seguir desarrollando nuevas tecnologías para obtener vehículos menos contaminantes y, a su vez, competitivos económicamente frente a otros medios de transporte.

El desarrollo y validación de este nuevo software proporcionara un nuevo sistema de estudio en el desarrollo de nuevos trenes más fidedigno con la realidad, lo que permitirá conocer mejor los fenómenos que ocurren en cada momento en la interacción vehículo-vía. Por tanto, las implicaciones de este nuevo modelo más realista van encaminadas a mejorar varias áreas del sector ferroviario.

El primero de ellos, es que un análisis más realista de los fenómenos ocurridos en el tren durante el viaje, permitirá una mejora en el diseño. Estas mejoras en el diseño van enfocadas a unas superiores características de mantenimiento y durabilidad del vehículo, así como a proporcionar un mejor confort de viaje a los pasajeros, algo fundamental para los trenes de alta velocidad.

Otro punto importante es la mejora en la conservación de la vía, pues al tener unos mayores conocimientos del contacto vehículo-vía, podemos predecir mejor las necesidades estructurales de ambos, y evitar los problemas asociados a desperfectos que se pueden producir en la vía (corrugación) o en las ruedas (planos de rueda y ovalización), y que afectan a todo lo demás (mantenimiento, durabilidad y confort).

Este nuevo conocimiento que puede desembocar en mejores diseños, puede también determinar unos nuevos límites de uso, incluso para trenes ya en uso. Ya que puede suponer el descubrimiento de la presencia o ausencia de inestabilidades a ciertas velocidades, lo que llevaría a modificaciones en las velocidades de uso. En el caso de nuevos desarrollos, se podría adaptar el diseño para obtener incrementos de velocidad, con lo que el transporte ferroviario fuera más competitivo.

Al final todos estos puntos se pueden englobar dentro del marco económico, pues un mejor mantenimiento y mayor durabilidad significaran menores gastos durante la vida del tren. Una mejora en el confort y en la velocidad, hará que los clientes estén dispuestos a pagar un mayor precio por su uso, o que se replanteen el uso de otros medios de transporte. Y una mejora en la conservación de las vías supondrá una inmensa mejora, pues el coste de los carriles es muy elevado y su sustitución afecta a la rentabilidad de toda la línea. En el caso de líneas de alta velocidad, esto es de suma importancia, pues cualquier mínimo defecto geométrico generará grandes esfuerzos dinámicos que provocarán nuevos defectos o ampliarán los ya existentes.

1.3. Motivación

Es imposible hablar de una sola motivación para el desarrollo del presente proyecto, sino que se trata de una serie de razones que en su conjunto marcan una diferencia respecto a otros proyectos que se podrían haber realizado.

Por un lado, se encuentra el hecho de que el Trabajo Fin de Master (en adelante TFM) marca un punto final en la etapa académica. Esto supone que es la última prueba y también la última ocasión, dentro de la seguridad del mundo académico, en la que demostrar las capacidades y los conocimientos adquiridos durante muchos años de estudios.

Si bien es verdad que como Ingeniero Aeronáutico, un TFM basado en dinámica ferroviaria puede sonar cuanto menos extraño. Mi intención es expandir mi área de conocimientos más allá de los aviones, pues un ingeniero ha de tener la mente abierta a nuevas ideas y a nuevas soluciones, y nunca se sabe de dónde pueden surgir sinergias entre diferentes ramas de la ingeniería.

Además, la colaboración entre el CIIM y diferentes empresas punteras del sector (Patentes Talgo SLU o Stadler Rail Valencia SAU), así como otros grupos de investigación (Dipartimento di Meccanica del Politecnico di Milano), hace que el grupo dedicado a la investigación ferroviaria sea un referente a nivel nacional e internacional, por lo que es una gran oportunidad formar parte de este grupo, aunque sea por un corto periodo de tiempo.

La combinación de estas y otras razones de menor calado, son las que me han llevado a aceptar y realizar este TFM propuesto por mi tutor, y que me ha servido para ampliar mi base de conocimientos y demostrar mi capacidad de adaptación, ante un reto que se sale del mundo aeronáutico.

1.4. Objetivos

El objetivo de este proyecto es la validación del software desarrollado dentro del Centro de Investigación en Ingeniería Mecánica (CIIM) de la UPV, basado en un modelo integral de interacción dinámica vehículo-vía, en comparación con el software comercial MSC Adams/Rail, uno de los grandes referentes de la industria ferroviaria y que se trata de un software de dinámica multicuerpo.

El gran aporte del software desarrollado en el CIIM es la consideración de todos los elementos presentes (todas las partes del vehículo y de la vía) como sólidos flexibles, teniendo en cuenta además la rotación de los “wheelsets” (conjuntos eje-rueda).

Este software del CIIM supone una gran mejora respecto a los softwares comerciales, que consideran un sistema formado por sólidos rígidos (caso de Adams/Rail), o que considerando flexibilidad en el eje, no consideran la rotación de dicho eje.

Dadas las restricciones al sistema que impone el software comercial de comparación (ADAMS/Rail), se han realizado una serie de limitaciones sobre el software propio, no considerando la flexibilidad de los componentes, para así asegurar una comparación más certera.

1.5. Metodología

Este TFM se ha desarrollado en tres fases sucesivamente. La primera fase consiste en una revisión de la bibliografía disponible sobre el modelo integral de interacción dinámica vehículo-vía desarrollado en esta universidad. Además se hace una presentación sobre el “Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulation” de 1998 [7] y del problema de estabilidad.

En la segunda fase se implementan las simulaciones a realizar (modelos de vehículo y vía a estudiar) para la validación del software propio en comparación con el software comercial. Estas simulaciones están basadas en los casos del Manchester Benchmarks, aunque con ligeras modificaciones, para asegurar una mejor comparativa entre ambos softwares. Además se llevaran a cabo dos estudios, uno de dinámica en curva (con dos radios de curvatura diferentes) y otro de estabilidad.

Durante la fase final, se examinan los resultados obtenidos en dichas simulaciones y se analiza por comparación la validez del software propio desarrollado, extrayendo las conclusiones más relevantes.

2. Modelo integral de interacción dinámica vehículo-vía

2.1. Introducción

El presente modelo ha sido desarrollado en base a la investigación realizada en la Universidad Politécnica de Valencia durante los últimos años por el grupo de investigación de dinámica ferroviaria del CIIM.

En este apartado se describen brevemente los modelos dinámicos desarrollados de eje flexibles rotatorios, el modelo de la vía y de interacción dinámica, que llevaron posteriormente a la creación del software propio del CIMM, que en este TFM se trata de validar.

En el primero de los subapartados se describe el modelo dinámico del eje describiendo una trayectoria recta y también una trayectoria genérica (para posteriormente hacer el estudio dinámico en curva). En el segundo subapartado, se presenta el modelo de vía flexible, adaptando un sistema cíclico basado en una sección finita, tanto para vía recta, como para vía en curva de radio constante. Y finalmente en el tercer subapartado se desarrolla la interacción dinámica vehículo-vía, la cual se realiza mediante una técnica de subestructuración. [8]

2.2. Modelo dinámico del eje montado flexible y rotatorio

Este modelo se basa en sólidos flexibles rotatorios con geometría de revolución, distinguiendo si se suma o no un movimiento impuesto a los movimientos de rotación y al vibratorio. Se parte de un sistema de coordenadas propuesto por Shabana. [9]

Este modelo parte inicialmente de un modelo unidimensional de viga de Rayleigh rotatoria, para de ahí pasar a un modelo dinámico 3D de sólidos de revolución rotatorios y con flexibilidad. Y finalmente aplicar dicho modelo a una trayectoria genérica [3].

Modelo unidimensional de viga de Rayleigh rotatoria

Aquí se resume brevemente la formulación sobre la viga de Rayleigh biarticulada, incluyendo amortiguamiento modal y rotación [10].

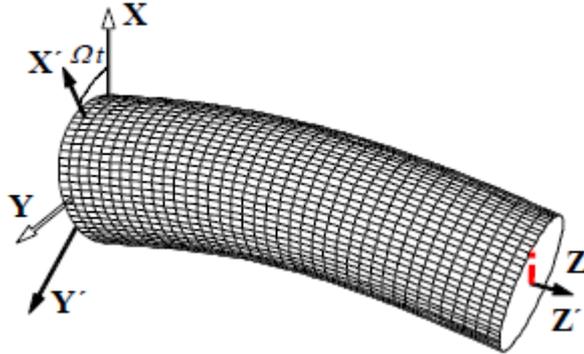


Figura 2.1: Sistema de referencia fijo XYZ y móvil X'Y'Z' para viga rotatoria y cilindro biarticulado

Aplicando el sistema de referencia que se muestra en la Figura 2.1.1, la masa modal m_j y la rigidez modal k_j tienen las siguientes expresiones:

$$m_j = \frac{\rho A L}{2} + \frac{\rho I (j \pi)^2}{2 L}; \quad k_j = \frac{E I (j \pi)^4}{2 L^3} \quad . (2.1)$$

Podemos aseverar que el modo j-ésimo de vibración a flexión de la viga de Rayleigh normalizado a masa unitaria y calculado respecto al eje neutro es:

$$\phi_j(z) = \frac{1}{\sqrt{m_j}} \sin\left(\frac{j \pi z}{L}\right) \quad . (2.2)$$

Y la frecuencia natural:

$$\omega_j = \sqrt{\frac{k_j}{m_j}} \quad . (2.3)$$

A partir de esto y mediante el siguiente planteamiento modal, se puede calcular el desplazamiento transversal de un punto de estudio z en cualquier instante de tiempo t , bajo el sistema de referencia fijo XYZ.

$$\begin{Bmatrix} x(z, t) \\ y(z, t) \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^{\infty} \phi_j(z) \begin{Bmatrix} q_x^j(t) \\ q_y^j(t) \end{Bmatrix} = \sum_{j=1}^{\infty} \phi_j \mathbf{q}^j \quad , (2.4)$$

siendo \mathbf{q}_j el vector bidimensional de coordenadas modales asociado al modo de flexión j-ésimo. Con todo esto se puede calcular en coordenadas modales la ecuación de movimiento para una viga biarticulada de Rayleigh con amortiguamiento interno y rotatoria.

$$\ddot{q}^j + 2(\Omega g_j \mathbf{G} + c_j \mathbf{I}) \dot{q}^j + (\omega_j^2 \mathbf{I} + 2 \Omega c_j \mathbf{G}) q^j = \mathbf{Q}^j \quad , (2.5)$$

donde:

\mathbf{Q}^j representa el vector de fuerzas generalizadas asociadas al modo j-ésimo.

\mathbf{I} es la matriz identidad 2x2

Ω es la velocidad de rotación de la viga

c_j es el amortiguamiento interno modal del j-ésimo y depende de la tasa de amortiguamiento ξ_j .

g_j representa el término giroscópico modal, el cual se determina a partir de la esbeltez ζ de la viga, y su valor está limitado entre 0 y 1.

\mathbf{G} es la matriz antisimétrica que genera el acoplamiento de los modos de flexión ortogonales.

$$c_j = \omega_j \xi_j; g_j = \frac{(j \pi)^2}{\zeta^2 + (j \pi)^2}; \mathbf{G} = \begin{pmatrix} 0 & 1 \\ -1 & 0 \end{pmatrix} \quad . (2.6)$$

Modelo dinámico de sólidos de revolución flexibles y rotatorios

Para modelar la cinemática del sólido flexible, se utilizan dos configuraciones del sólido, una asociada a la geometría no deformada y otra a la geometría deformada, tal como se muestra en la Figura 2.2. La configuración deformada tiene en cuenta la flexibilidad y los pequeños desplazamientos de sólido rígido [11].

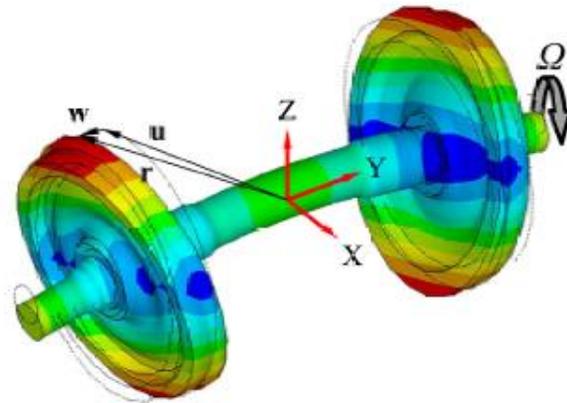


Figura 2.2: Sistema de referencia fijo XYZ. Configuración no deformada (en trazo discontinuo) y deformada

El sistema de coordenadas implementado está asociado a puntos espaciales fijos (planteamiento Euleriano) y no a la trayectoria de la partícula material del sólido, que es el procedimiento más común en mecánica. Según este criterio y definiendo \mathbf{u} como el vector de coordenadas Eulerianas en un sistema de referencia fijo y \mathbf{w} como el desplazamiento asociado a la flexibilidad y movimientos del sólido rígido, el vector de posición final \mathbf{r} es:

$$\mathbf{r} = \mathbf{u} + \mathbf{w}(u, t) \quad . (2.7)$$

Si se adopta un planteamiento modal, el vector \mathbf{w} puede expresarse a partir de los modos de vibración del sólido no rotatorio $\Phi(\mathbf{u})$ y las coordenadas modales $\mathbf{q}(t)$:

$$\mathbf{r} = \mathbf{u} + \Phi(\mathbf{u}) \mathbf{q}(t) \quad . (2.8)$$

Debido a la simetría axial que presenta el sólido, sus modos de vibración no dependen del tiempo, con lo que son obtenidos respecto del sistema de referencia fijo.

La velocidad asociada a la rotación de cuerpo rígido se puede expresar en función del tensor de velocidad angular de forma que:

$$\mathbf{v} = (v_1 \quad v_2 \quad v_3)^T = \tilde{\Omega} \mathbf{u} = \Omega \mathbf{J} \mathbf{u} = \Omega \tilde{\mathbf{u}} \quad , (2.9)$$

donde $\tilde{\mathbf{u}} = (u_3 \quad 0 \quad -u_1)^T$.

Una vez conocido el vector posición y la velocidad asociada a la rotación del sólido, mediante la derivada material del vector de posición \mathbf{r} , se puede calcular la velocidad de la partícula:

$$\begin{aligned} \frac{D\mathbf{r}}{Dt} &= \frac{D\mathbf{u}}{Dt} + \frac{D\mathbf{w}}{Dt} = \sum_i v_i \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial u_i} + \mathbf{w} + \sum_i \dot{v}_i \frac{\partial \mathbf{w}}{\partial u_i} \\ &= \Omega \mathbf{J} \mathbf{u} + \mathbf{w} + \Omega \sum_i \tilde{u}_i \frac{\partial \mathbf{w}}{\partial u_i} \end{aligned} \quad . (2.10)$$

El siguiente paso es calcular la energía cinética del sólido rotatorio aplicando el principio de Lagrange, aunque empleando derivadas materiales, con lo que se deducen los términos asociados a la inercia.

$$\begin{aligned} \frac{D}{Dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\mathbf{q}}} \right)^T - \left(\frac{\partial E_k}{\partial \mathbf{q}} \right)^T &= \dot{\mathbf{q}} + 2 \Omega \int_{Vol} \rho \Phi^T \left(\sum_i \tilde{u}_i \frac{\partial \Phi}{\partial u_i} \right) dv \dot{\mathbf{q}} \\ &+ \Omega^2 \int_{Vol} \rho \Phi^T \left(\sum_j \sum_i \tilde{u}_i \tilde{u}_j \frac{\partial^2 \Phi}{\partial u_i \partial u_j} \right) dv \mathbf{q} \\ &- \Omega^2 \int_{Vol} \rho \Phi^T \left(\sum_{i=1,3} u_i \frac{\partial \Phi}{\partial u_i} \right) dv \mathbf{q} - \Omega^2 \int_{Vol} \rho \Phi^T \mathbf{E} \mathbf{u} dv \end{aligned} \quad . (2.11)$$

Utilizando un sistema análogo al método de elementos finitos, se calculan las integrales de forma numérica, obteniendo con ello la siguiente ecuación del movimiento:

$$\ddot{\mathbf{q}} + 2 \Omega \tilde{\mathbf{V}} \dot{\mathbf{q}} + (\tilde{\mathbf{D}} + \Omega^2 (\tilde{\mathbf{A}} + \tilde{\mathbf{C}})) \mathbf{q} = \Omega^2 \tilde{\mathbf{c}} + \mathbf{Q} \quad , (2.12)$$

donde:

$\tilde{\mathbf{V}}$ – está relacionada con las fuerzas de inercia debidas a la aceleración de Coriolis.

$\tilde{\mathbf{A}}$ – representa la aceleración convectiva

$\tilde{\mathbf{C}}$ – considera las fuerzas de inercia surgidas por la deformación del sólido

$\tilde{\mathbf{c}}$ – esta relacionada con las fuerzas de inercia constantes asociadas a la configuración no deformada del sólido.

\mathbf{Q} – es un vector que representa la fuerza debida a las cargas externas aplicadas en el solido

$\tilde{\mathbf{D}}$ – es la matrix de rigidez modal y se trata de una matrix diagonal que contiene el cuadrado de las frecuencias naturales no amortiguadas del sólido.

Modelo dinámico de sólidos de revolución flexibles y rotatorios en trayectoria genérica

Con el objetivo de hallar una formulación del eje circulando siguiendo una trayectoria curva, se adopta una metodología basada en coordenadas de trayectoria (sistema de coordenadas móvil) que va siguiendo el eje de la vía, con lo que posición es conocida en todo momento. Adoptándose como principal hipótesis que los desplazamientos del eje son pequeños respecto al sistema de trayectoria [12].

Para esto se necesita usar dos sistemas de referencia, el primero es un sistema de referencia fijo $X_0Y_0Z_0$, y el segundo es un sistema de referencia móvil $X_TY_TZ_T$, el cual describe la trayectoria.

Dado que se trata de una evolución del modelo del apartado anterior, el procedimiento para el desarrollo del modelo está también basado en un planteamiento modal Euleriano. Debido a esto es posible analizar la cinemática de la partícula material en cada instante de tiempo t . Por tanto, en el sistema de referencia fijo $X_0Y_0Z_0$, el vector de posición de la partícula material \mathbf{r}_0 será:

$$\mathbf{r}_0 = \mathbf{p}_0 + \mathbf{T} (\mathbf{u} + \mathbf{w}(\mathbf{u}, t)) \quad , (2.13)$$

siendo \mathbf{p}_0 el vector de posición del sistema de referencia móvil, \mathbf{T} la matrix de rotación que relaciona ambos sistemas de referencia y \mathbf{w} el vector desplazamientos asociado a pequeños desplazamientos de cuerpo rígido y a la deformada del sólido.

Adoptando el planteamiento modal podemos expresar \mathbf{w} en función del vector de coordenadas modales Eulerianas $\mathbf{q}(t)$ y la matriz de modos de vibración del sólido no rotatorio $\Phi(\mathbf{u})$, resultando en:

$$\mathbf{r}_0 = \mathbf{p}_0 + \mathbf{T}(\mathbf{u} + \Phi(\mathbf{u})\mathbf{q}(t)) \quad . (2.14)$$

Derivando \mathbf{r}_0 obtenemos la velocidad de la partícula material en el sistema de referencia móvil.

$$\begin{aligned} \frac{D\mathbf{r}}{Dt} &= \mathbf{T}^T \dot{\mathbf{p}}_0 + \mathbf{T}^T \dot{\mathbf{T}}(\mathbf{u} + \mathbf{w}) + \dot{\mathbf{w}} + \sum_i v_i \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial u_i} + \sum_i v_i \frac{\partial \mathbf{w}}{\partial u_i} \\ &= \dot{\mathbf{p}} + \tilde{\boldsymbol{\omega}}(\mathbf{u} + \mathbf{w}) + \dot{\mathbf{w}} + \Omega \mathbf{J} \mathbf{u} + \Omega \sum_i \tilde{u}_i \frac{\partial \mathbf{w}}{\partial u_i} \end{aligned} \quad , (2.15)$$

donde el tensor de velocidades angulares del sistema de referencia móvil es $\tilde{\boldsymbol{\omega}} = \mathbf{T}^T \dot{\mathbf{T}}$. Estando además los dos primeros términos de la velocidad relacionados con el movimiento de traslación y rotación de dicho sistema de referencia. La velocidad del punto espacial de la partícula debido a la deformación del sólido es representada por $\dot{\mathbf{w}}$. Mientras que los dos últimos términos representan la velocidad de rotación de sólido rígido y la velocidad convectiva debida al movimiento relativo de rotación entre el sólido y el sistema de referencia móvil.

Una vez conocida la velocidad de la partícula, se calcula la energía cinética del sólido rotatorio aplicando el principio de Lagrange mediante derivadas materiales.

$$\begin{aligned} \ddot{\mathbf{q}} + \left[2 \Omega \int_{Vol} \rho \Phi^T \left(\sum_i \tilde{u}_i \frac{\partial \Phi}{\partial u_i} \right) dv + 2 \int_{Vol} \rho \Phi^T \tilde{\boldsymbol{\omega}} \Phi dv \right] \dot{\mathbf{q}} \\ + \left[\Omega^2 \int_{Vol} \rho \Phi^T \left(\sum_i \sum_j \tilde{u}_i \tilde{u}_j \frac{\partial^2 \Phi}{\partial u_i \partial u_j} \right) dv \right. \\ - \Omega^2 \int_{Vol} \rho \Phi^T \left(\sum_{i=1,3} u_i \frac{\partial \Phi}{\partial u_i} \right) dv + 2 \Omega \int_{Vol} \rho \Phi^T \tilde{\boldsymbol{\omega}} \left(\sum_i \tilde{u}_i \frac{\partial \Phi}{\partial u_i} \right) dv \\ \left. + \int_{Vol} \rho \Phi^T \dot{\tilde{\boldsymbol{\omega}}} \Phi dv - \int_{Vol} \rho \Phi^T \tilde{\boldsymbol{\omega}}^T \tilde{\boldsymbol{\omega}} \Phi dv \right] \mathbf{q} \\ = \Omega^2 \int_{Vol} \rho \Phi^T \mathbf{E} \mathbf{u} dv - 2 \Omega \int_{Vol} \rho \Phi^T \tilde{\boldsymbol{\omega}} \mathbf{J} \mathbf{u} dv - \int_{Vol} \rho \Phi^T \tilde{\boldsymbol{\omega}} \mathbf{u} dv \\ + \int_{Vol} \rho \Phi^T \tilde{\boldsymbol{\omega}}^T \tilde{\boldsymbol{\omega}} \mathbf{u} dv - \int_{Vol} \rho \Phi^T dv \mathbf{T}^T \dot{\mathbf{p}}_0 + \mathbf{Q} \end{aligned} \quad . (2.16)$$

Al igual que en el apartado anterior, empleando un procedimiento similar al de los elementos finitos, obtenemos la ecuación del movimiento:

$$\ddot{\mathbf{q}} + (2 \Omega \tilde{\mathbf{V}} + 2 \tilde{\mathbf{P}}) \dot{\mathbf{q}} + (\Omega^2 (\tilde{\mathbf{A}} - \tilde{\mathbf{C}}) + 2 \Omega \tilde{\mathbf{S}} + \tilde{\mathbf{R}} - \tilde{\mathbf{B}} + \tilde{\mathbf{D}}) \mathbf{q} = \Omega^2 \tilde{\mathbf{c}} - 2 \Omega \tilde{\mathbf{U}} - \tilde{\mathbf{H}} + \tilde{\mathbf{N}} - \tilde{\mathbf{G}} + \mathbf{Q}_c + \mathbf{Q}_s \quad (2.17)$$

Esta ecuación es en cierto modo similar a la Ecuación (2.12), si bien se añaden varias matrices y vectores debido a la trayectoria seguida por el sólido. A las matrices $\tilde{\mathbf{V}}, \tilde{\mathbf{A}}, \tilde{\mathbf{C}}$ y $\tilde{\mathbf{D}}$ y al vector $\tilde{\mathbf{c}}$ se añaden ahora los siguientes:

$\tilde{\mathbf{P}}$ – matriz que representa los efectos giroscópicos sobre el sólido debido a la rotación.

$\tilde{\mathbf{S}}$ (matriz) y $\tilde{\mathbf{U}}$ (vector) están asociados a las fuerzas de inercia causadas por Coriolis

$\tilde{\mathbf{B}}$ (matriz) y $\tilde{\mathbf{N}}$ (vector) representan las fuerzas centrífugas asociadas a la rotación del sistema de referencia móvil, tanto en configuración deformada como no deformada.

$\tilde{\mathbf{R}}$ (matriz) y $\tilde{\mathbf{H}}$ (vector) consideran las fuerzas asociadas a la aceleración angular del sistema de referencia móvil, para la configuración deformada y no deformada, respectivamente.

$\tilde{\mathbf{G}}$ – es una matriz que considera los efectos centrífugos.

\mathbf{Q}_c – es el vector que representa las fuerzas generalizadas que resultan de las fuerzas de contacto rueda-rail.

\mathbf{Q}_s – es el vector que representa las fuerzas generalizadas que resultan de las fuerzas aplicadas por la suspensión primaria.

2.3. Modelo de vía flexible

A la hora de realizar el modelo de vía, existen diversos modelos lineales de vías infinitas [13-18] y modelos no lineales de vías finitas [8, 19-22], cada uno con sus propias características. Esto se debe a la complejidad del análisis de un sistema de grandes dimensiones como son las vías, pues se consideran como una estructura infinita soportada por balastro y materiales elastoméricos no lineales.

En el desarrollo del presente software se ha utilizado un modelo de vía cíclica desarrollada en [8] a partir de [23]. Este modelo nos permite considerar elementos no lineales, y al imponer condiciones de contorno cíclicas en sus extremos, evita fenómenos de reflexión de ondas y, a su vez, el intervalo temporal de integración no tendrá influencia sobre la longitud de la vía.

Este modelo de vía ha sido desarrollado tanto para vía recta, como para vía curva de radio constante. Para la transición entre vía recta y la entrada en curva se ha usado un tipo de curva de transición del tipo clotoide. Si bien, en el análisis realizado en este TFM los modelos de vía analizados no se corresponden con el modelo standard, el cual ha sido desarrollado para trenes de alta velocidad, sino que se analizaran varios de los casos expuestos en Manchester Benchmarks de 1998 (Apartado 3) y estabilidad (Apartado 4).

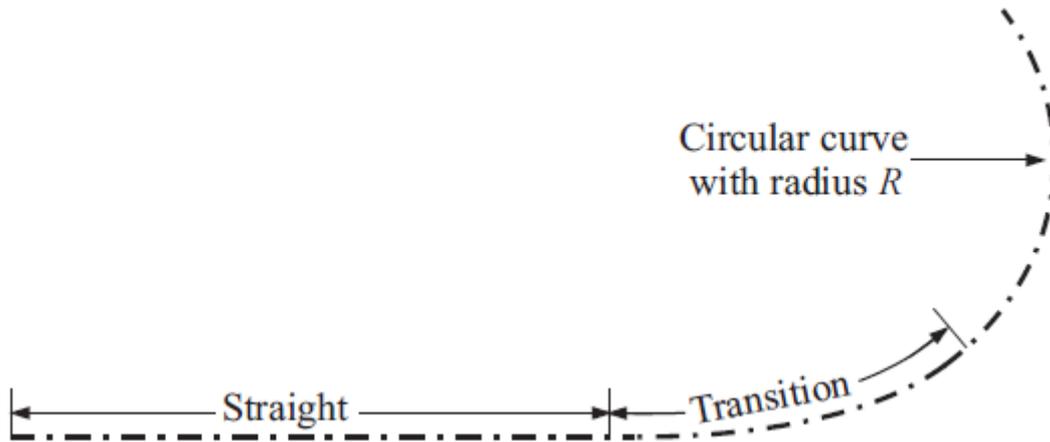


Figura 2.3: Esquema del modelo de vía

Modelo de vía recta

El modelo de vía cíclica desarrollado en [8] se basa en un modelo de vía infinita, en la cual se sitúan un número infinito de vehículos separados equidistantemente una distancia L , como se muestra en la figura 2.4. Asumiendo que estos vehículos se desplazan a la misma velocidad V .

El valor de L es un múltiplo de la longitud del vano del vehículo L_b , lo suficiente grande para evitar acoplamientos dinámicos entre los vehículos. Según esto, si analizamos dos puntos análogos de la vía separados por una distancia L , ambos han de tener el mismo desplazamiento y la misma velocidad.

Debido a esto, podemos modelar una vía infinita teniendo solo que analizar una sección finita de longitud L . Para que el planteamiento cíclico nos permita hacer esto, tenemos que imponer que los desplazamientos y las velocidades en los extremos del modelo de vía son iguales, estas serán nuestras condiciones de contorno.

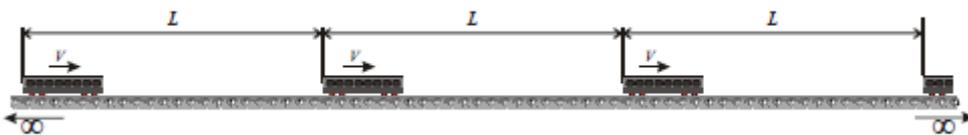


Figura 2.4: Modelo de vía cíclica infinita

Para este modelo se utiliza una técnica de subestructuración, modelando los carriles y las traviesas por separado, como se detalla en la Figura 2.5. Los carriles se representan en base a vigas de Timoshenko, teniendo la capacidad de deformación a flexión (lateral y vertical) y de deformación a torsión. Para representar las placas de asiento se utilizan elementos visco-elásticos concentrados a partir de su rigidez y amortiguamiento, generando las fuerzas de interacción entre los carriles y las traviesas. Las traviesas se consideran masas concentradas, mientras que el balasto es un elemento concentrado a partir de su rigidez y amortiguamiento equivalente, pero despreciando su dinámica.

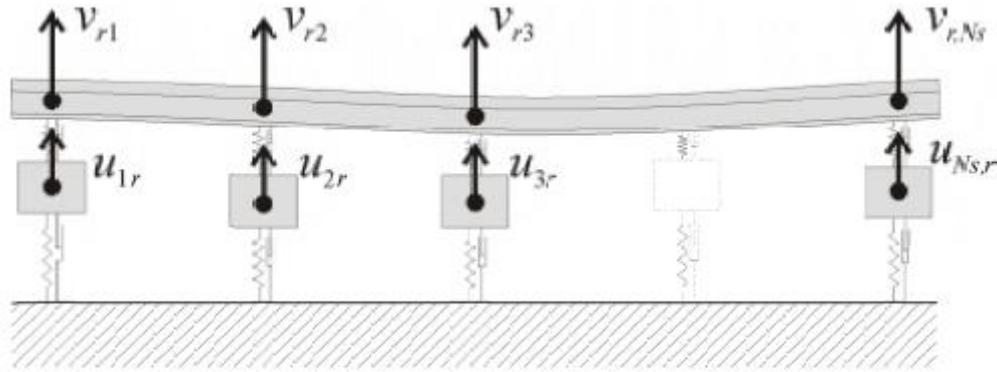


Figura 2.5: Detalle de los elementos de la vía

Al tratarse de una vía recta y con el fin de reducir el coste computacional todo lo posible, se aprovecha la simetría de la estructura y de las cargas, para solo realizar los cálculos modelando solo un carril.

Modelo de vía en curva

Para el desarrollo del modelo en vía curva se ha seguido el mismo planteamiento desarrollado en [8], pero adaptando las condiciones al paso por una curva de radio constante. Esto es que las longitudes de vano del carril interior y exterior son diferentes, por lo que cada uno tiene una longitud y propiedades modales propias.

Al tratarse de una curva de radio constante, se puede interpretar el modelo como una vía circular, sobre la cual se desplazan una serie de vehículos separados una distancia L unos de otros y circulando a la misma velocidad V (Ver Figura 2.6). Aunque en este caso, la longitud del perímetro no sea un múltiplo de la longitud L , se puede seguir usando la hipótesis de periodicidad. Debido a esto, se puede reducir el análisis al estudio de solo un tramo circular finito de longitud L .

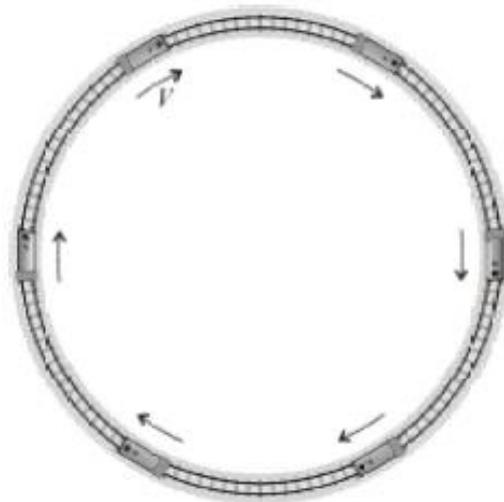


Figura 2.6: Modelo de vía cíclica en curva

El modelado de los carriles y de los soportes discretos se realiza de manera similar al caso de vía recta, sin embargo en este caso no se puede simplificar el análisis debido a simetrías. La vibración del rail es introducida al sistema en forma de superposición modal para el rail no restringido con condiciones de contorno cíclicas.

La placa de asiento se modela como elementos visco-elásticos que generan fuerzas entre el rail y las traviesas. El balastro se modela según su rigidez y amortiguamiento equivalente, sin considerar su dinámica.

Por tanto el desplazamiento lateral y vertical del rail, así como la torsión y la rotación de la sección del rail (ψ), se formulan de la siguiente manera:

$$w^y(x, t) = \sum_r W_r^y(x) q_r^y(t) \quad , (2.18)$$

$$w^z(x, t) = \sum_r W_r^z(x) q_r^z(t) \quad , (2.19)$$

$$\psi^x(x, t) = \sum_r \Psi_r^x(x) q_r^x(t) \quad , (2.20)$$

$$\psi^y(x, t) = \sum_r \Psi_r^y(x) q_r^y(t) \quad , (2.21)$$

$$\psi^z(x, t) = \sum_r \Psi_r^z(x) q_r^z(t) \quad , (2.22)$$

Donde $W_r^y(x)$, $W_r^z(x)$, $\Psi_r^x(x)$, $\Psi_r^y(x)$ y $\Psi_r^z(x)$ son los modos de vibración de la viga periódica de Timoshenko, mientras que $q_r^x(t)$, $q_r^y(t)$ y $q_r^z(t)$ son las coordenadas modales asociadas con las vibraciones torsionales, laterales y verticales del rail.

La ecuación en coordenadas modales para el movimiento del modelo de vía cíclico tiene la siguiente forma:

$$\ddot{q}_r + 2 \xi_r \omega_r \dot{q}_r + \omega_r^2 q_r = f_r \quad . (2.23)$$

Y partiendo de esto, la ecuación para los desplazamientos del rail en el punto de contacto se estudia a partir de los desplazamientos y rotaciones del rail de la siguiente manera:

$$x_{rj} = E_j (w_j^y \ w_j^z \ \psi_j^x \ \psi_j^y \ \psi_j^z)^T \quad , (2.24)$$

donde x_{rj} es el vector de desplazamiento del punto de contacto y la matriz E_j relaciona el desplazamiento del rail y de los puntos de contacto.

2.4. Modelo de interacción dinámica vehículo-vía

Para el desarrollo del modelo de interacción dinámica vehículo-vía se ha utilizado una técnica de subestructuración modal desarrollada en [23]. Tal como se muestra en la figura 2.7 el sistema se divide en tres subestructuras: el vehículo, los carriles y sus soportes discretos (traviesas).

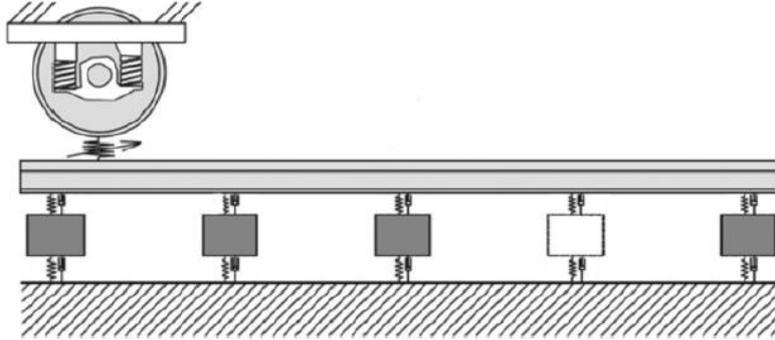


Figura 2.4: Modelo de interacción dinámica vehículo-vía

Las fuerzas de contacto rueda-carril y las fuerzas transmitidas por la placa de asiento son los elementos considerados para obtener los efectos de interacción entre las subestructuras, las cuales tienen sus ecuaciones de movimientos independientes.

Cinemática del contacto

Partiendo del principio de superposición modal, los vectores de desplazamiento de la rueda en el punto de contacto son:

$$\mathbf{r}_{w,j} = \Phi(u_{w,j}) \mathbf{q}(t) + \mathbf{r}_{w,j}^{(irr)}(t) \quad , (2.25)$$

Donde $\mathbf{u}_{w,j}$ es la posición del punto de contacto en la rueda y $\mathbf{r}_{w,j}^{(irr)}$ es el vector que representa el defecto (por falta de redondez) de las ruedas definido como una función periódica en el tiempo. Con ello se puede derivar la velocidad del punto material de cada rueda en contacto con el rail en cada momento.

$$\dot{\mathbf{r}}_{w,j}^{(M)} = \Phi(u_{w,j}) \dot{\mathbf{q}}(t) + \Omega \left(\sum_i \tilde{u}_i \frac{\partial \Phi}{\partial u_i} \right) \mathbf{q}(t) \quad . (2.26)$$

$$\mathbf{r}_{r,j} = \mathbf{x}_{r,j}(t) + \mathbf{r}_{r,j}^{(irr)}(t) \quad . (2.27)$$

Conociendo que $\mathbf{r}_{r,j}$ es el desplazamiento del rail en los puntos de contacto, se puede obtener la velocidad material del rail, la cual es también dependiente de la velocidad del eje (V), se resume en la siguiente ecuación:

$$\dot{\mathbf{r}}_{w,j}^{(M)} = \dot{\mathbf{x}}_{w,j}^{(M)} = E_j (\dot{w}_j^y \dot{w}_j^z \dot{\psi}_j^x \dot{\psi}_j^y \dot{\psi}_j^z)^T + V E_j \frac{\partial}{\partial x} (w_j^y w_j^z \psi_j^x \psi_j^y \psi_j^z)^T \quad (2.28)$$

Cálculo de las fuerzas de contacto entre rueda y carril

El modelo de contacto rueda-carril utilizado en el software desarrollado en el CIIM se basa en un modelo multi-hertziano pretablado [24]. La geometría del contacto es analizada previamente a la simulación, partiendo de los perfiles de rueda y carril, así como de ciertos valores necesarios para el cálculo del contacto. Para más detalles sobre este proceso revisar [25].

Estos cálculos se simplifican al no tener en consideración el cambio del punto de contacto debido a la deformación instantánea del eje. Esto se debe a que la deformación elástica del eje muy pequeña en comparación con el movimiento lateral del eje rígido.

Debido a que se trata de un software de cálculo destinado principalmente al cálculo de dinámica ferroviaria de alta velocidad, el efecto del ángulo de ataque en el contacto no se ha considerado, lo que simplifica los cálculos, al tratarse de un problema de contacto plano.

Para calcular las fuerzas de contacto en un tiempo t , se calcula el desplazamiento relativo entre la rueda y el carril y se interpolan con las tablas de contacto, buscando los posibles (uno o más) puntos de contacto y resolviendo el problema para cada uno de ellos. Para ello, se calcula una penetración elástica basada en la proyección normal del desplazamiento relativo rueda-carril en el contacto. Para considerar la variación de la penetración con el tiempo, la penetración $p_{i,j}^{(t)}$ es definida como la suma del valor previo más un incremento.

$$p_{i,j}^{(t)} = p_{i,j}^{(t-\Delta t)} + n_i^T \left((r_{w,j}^{(t)} - r_{w,j}^{(t-\Delta t)}) - (r_{r,j}^{(t)} - r_{r,j}^{(t-\Delta t)}) \right) - (\delta_{i,j}^{(t)} - \delta_{i,j}^{(t-\Delta t)}) \quad , (2.29)$$

donde n_i es el vector que define la dirección normal del contacto i -ésimo y δ_i es la distancia no deformada del contacto i -ésimo. La fuerza normal $N_{i,j}^{(t)}$ es una función de la penetración elástica de acuerdo a la formulación de Hertz.

$$\begin{cases} N_{i,j}^{(t)} = 0 & \text{si } p_{i,j}^{(t)} \leq 0 \\ N_{i,j}^{(t)} = C_{i,j} (p_{i,j}^{(t)})^{3/2} & \text{si } p_{i,j}^{(t)} \geq 0 \end{cases} \quad . (2.30)$$

Las fuerzas de pseudo-deslizamiento son computadas de acuerdo a la formulación heurística de Shen, Hendrick y Elkins en [26]. Siendo el creepage longitudinal y transversal los siguientes.

$$\varepsilon_{L_{i,j}} = \frac{\mathbf{l}_i^T (\dot{\mathbf{r}}_{w,j}^{(M)} - \dot{\mathbf{r}}_{r,j}^{(M)})}{V} - \frac{\Delta R_{i,j}}{R_0} + \frac{s}{R_0} (-1)^j \quad , (2.31)$$

$$\varepsilon_{T_{i,j}} = \frac{\mathbf{t}_i^T (\dot{\mathbf{r}}_{w,j}^{(M)} - \dot{\mathbf{r}}_{r,j}^{(M)})}{V} - \sigma_j \cos(\gamma_j) \quad , (2.32)$$

donde:

\mathbf{l}_i y \mathbf{t}_i - son los vectores que definen la dirección longitudinal y transversal del contacto i -ésimo

R_0 - el radio de la curva

V - la velocidad del eje

$\Delta R_{i,j}$ - la variación del radio en el punto de contacto considerado

σ_j - ángulo de ataque de la rueda

s - la semidistancia entre la rueda rodante

γ_j - ángulo de contacto de la rueda en el punto de contacto considerado

Una vez conocidas las fuerzas normales y de deslizamiento para cada punto de contacto entre rueda-rail, estas son proyectadas a lo largo de la trayectoria $X_T Y_T Z_T$ y sumadas para cada contacto, y se acaba calculando el vector de fuerzas generalizadas \mathbf{Q}_c , empleado en la ecuación (2.17), derivando por el principio del trabajo virtual las resultantes de las fuerzas de contacto en coordenadas modales \mathbf{q} .

La dinámica del vehículo ya ha sido explicada en el Apartado 2.2, modelando un eje como sólido flexible rotatorio, a esto se añade mediante elementos de parámetros visco-elásticos concentrados que representan a la suspensión primaria, sobre la cual se aplican dos fuerzas que representan la carga estática asociada al peso de las masas suspendidas. En el Apartado 2.3, se ha descrito el modelo de vía flexible, el cual incluye las otras dos subestructuras, carriles y soportes discretos.

Este modelo ha sido desarrollado para su aplicación en trenes de alta velocidad y su estabilidad tanto en recta como en entrada en curva, así como también bajo ciertas imperfecciones geométricas, tales como imperfecciones de longitud de onda corta en los perfiles del carril y de la rueda o por planos de rueda. Sin embargo, en el presente TFM, estas imperfecciones no serán tenidas en cuenta, sino que se aplicaran varios de los casos presentados en el Manchester Benchmarks de 1998, en el cual se simulaban otro tipo de imperfecciones en las vías que serán detallados en el Apartado 3, así como los casos de estudio de estabilidad y de circulación en vía, todo dentro del rango de baja frecuencia para poder comparar los resultados con el software comercial ADAMS/Rail.

3. Manchester Benchmarks

3.1. Introducción

Los resultados de referencia conocidos como “Manchester Benchmarks” son el resultado del International Workshop “Computer Simulation of Rail Vehicle Dynamics” llevado a cabo en la Universidad Metropolitana de Manchester en 1997, aunque los resultados no estarían disponibles hasta bien entrado el siguiente año, de ahí que muchas veces se refieran a ellos como los “Manchester Benchmarks” de 1998. Toda la información expuesta en el presente apartado proviene de [7].

El objetivo de dicho Workshop fue el de generar unos resultados de referencia comparando los diferentes softwares de análisis disponibles en ese momento, para así ayudar a mejorar el diseño y la investigación en el ámbito de la dinámica ferroviaria. Si bien el objetivo no era obtener un resultado exacto para conseguir una validación de los diferentes sistemas, sino realizar una comparación de los diferentes softwares y comprobar los efectos de las diferentes técnicas de cálculo y las aproximaciones que llevaba a cabo cada modelo.

Los modelos analizados fueron seleccionados para representar casos típicos de vehículos y vías, que pudieran corresponder con casos reales de diseño. El diseño de los vehículos fue simplificado y el modelo exacto de modelado no fue detallado, dejando cierta libertad a los desarrolladores de adaptar ciertas características a su propio software.

3.2. Modelo de vehículo 1

Las especificaciones del vehículo 1 se basan en el vehículo ERRI B176, aunque con ciertas simplificaciones. Estas modificaciones son la eliminación de los “yaw dampers” (amortiguadores antilazo), la consideración del vehículo como totalmente simétrico, la simplificación de la suspensión primaria y la consideración de que los “dampers” no se encuentran inclinados y tienen ratios de amortiguación simplificados.

Las características del vehículo 1 se exponen a continuación, si bien algunos datos han tenido que ser modificados para permitir una mejor comparativa.

Tabla 1. Datos sobre el vehículo de estudio ERRI B176

Masas e Inercias	Original	Dato modificado
<i>Wheelsets</i>		
Masa	1813 kg	1388,3 kg
Inercia al balanceo	1120 kgm ²	525,4761 kgm ²
Inercia al cabeceo	112 kgm ²	100,9459 kgm ²
Inercia a la guiñada	1120 kgm ²	525,4761 kgm ²

<i>Bogies</i>		
Masa	2615	kg
Inercia al balanceo	1722	kgm ²
Inercia al cabeceo	1476	kgm ²
Inercia a la guiñada	3067	kgm ²

<i>Cuerpo</i>		
Masa	32000	kg
Inercia al balanceo	56800	kgm ²
Inercia al cabeceo	1970000	kgm ²
Inercia a la guiñada	1970000	kgm ²

Características de la suspensión

<i>Suspensión primaria (4 por bogie)</i>		
Rigidez longitudinal	31391	kN/m
Amortiguación nominal en paralelo	15	kNs/m
“Damping series stiffness”	60000	kN/m
Rigidez lateral	3884	kN/m
Amortiguación nominal en paralelo	2	kNs/m
“Damping series stiffness”	7500	kN/m
Rigidez vertical	1220	kN/m
<i>Amortiguadores secundarios (2 por bogie)</i>		
Rigidez longitudinal cortante	160	kN/m
Rigidez lateral cortante	160	kN/m
Rigidez vertical	430	kN/m
Rigidez a flexión	10,5	kNm/rad
<i>Barra antivuelco secundaria (1 por bogie)</i>		
Rigidez	940	kNm/rad
<i>Barra de tracción longitudinal secundaria (1 por bogie)</i>		
Rigidez	5000	kN/m
Amortiguación nominal en paralelo	25	kNs/m
“Damping series stiffness”	10000	kN/m
<i>Bumpstop lateral secundario (1 por bogie)</i>		
Característica simétrica		

Características de los “dampers”

<i>Dampers verticales primarios (4 por bogie)</i>		
Ratio de amortiguamiento	4	kNs/m
Rigidez serie	1000	kN/m
<i>Dampers laterales secundarios (4 por bogie)</i>		
Ratio de amortiguamiento	32	kNs/m
Rigidez serie	6000	kN/m
<i>Dampers verticales secundarios (4 por bogie)</i>		
Ratio de amortiguamiento	20	kNs/m
Rigidez serie	6000	kN/m

Dimensiones del vehículo

Semidistancia entre bogies	9500	mm	
Semidistancia entre ejes	1280	mm	
Radio de las ruedas	460	mm	445 mm
Altura sobre el rail del CG del bogie	600	mm	585 mm
Altura sobre el rail del CG del cuerpo	1800	mm	1785 mm
Offset del CG respecto al centro del cuerpo	0	mm	

Geometría de la suspensión

Amortiguador primario

Semidistancia longitudinal	1280	mm	(x1)
Semidistancia lateral	1000	mm	(y1)
Altura sobre el rail	460	mm	(h1)

Amortiguador secundario

Semidistancia longitudinal	9500	mm	(x3)
Semidistancia lateral	1000	mm	(y3)
Altura sobre el rail de la parte superior	1130	mm	(h3)
Altura sobre el rail de la parte inferior	525	mm	(h4)

Barra de tracción longitudinal secundaria

Altura sobre el rail	600	mm	(h5)
Semidistancia longitudinal – final bogie	9500	mm	(x3)
Semidistancia longitudinal – final cuerpo	8300	mm	(x4)

Bumstop lateral secundario

Altura sobre el rail	650	mm	(h6)
----------------------	-----	----	------

Dampers primarios verticales

Semidistancia longitudinal	1280	mm	(x1)
Semidistancia lateral	1000	mm	(y1)
Altura sobre el rail de la parte superior	460	mm	(h1)
Altura sobre el rail de la parte inferior	880	mm	(h2)

Dampers laterales secundarios

Semidistancia lateral – final cabezal	665	mm	(y4)
Semidistancia lateral – final bogie	230	mm	(y5)
Altura sobre el rail	700	mm	(h7)

Dampers verticales secundarios

Semidistancia lateral	1300	mm	(y6)
Altura sobre el rail de la parte superior	925	mm	(h8)
Altura sobre el rail de la parte inferior	400	mm	(h9)

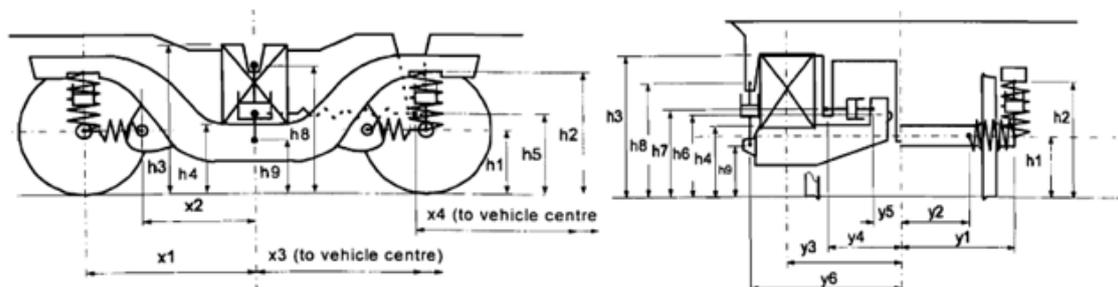


Figura 3.1: Esquema del vehículo 1

3.3. Modelo de vehículo 2

Las especificaciones del vehículo 2 se basan en un vehículo de mercancías con suspensión dependiente de la fricción.

Las características del vehículo 2 se exponen a continuación, si bien estos datos son de poca relevancia ya que no se ha trabajado con el vehículo 2 en este TFM.

Tabla 2: Datos sobre el vehículo de estudio 2

Masas e Inercias

Original

Wheelsets

Masa	1925	kg
Inercia al balanceo	950	kgm ²
Inercia al cabeceo	150	kgm ²
Inercia a la guiñada	950	kgm ²

Cuerpo

Masa	40770	kg
Inercia al balanceo	35000	kgm ²
Inercia al cabeceo	220000	kgm ²
Inercia a la guiñada	220000	kgm ²

Características de la suspensión

Rigidez de la suspensión (4 por vehículo)

Rigidez longitudinal	12000	kN/m
Rigidez lateral	640	kN/m
Rigidez vertical	1800	kN/m

Barra de tracción longitudinal secundaria (1 por bogie)

Rigidez	5000	kN/m
Amortiguación nominal en paralelo	25	kNs/m
“Damping series stiffness”	10000	kN/m

Dimensiones del vehículo

Semidistancia entre ejes	2600	mm
Radio de las ruedas	500	mm
Altura sobre el rail del CG del cuerpo	1800	mm
Offset del CG respecto al centro del cuerpo	0	mm

Geometría de la suspensión

Amortiguador longitudinal

Semidistancia longitudinal	2600	mm
Semidistancia longitudinal – final cuerpo	2200	Mm
Semidistancia lateral	1000	mm
Altura sobre el rail	500	mm

Amortiguador lateral

Semidistancia longitudinal	2600	mm
Semidistancia lateral	1000	mm
Semidistancia lateral – final cuerpo	600	mm
Altura sobre el rail	895	mm

Amortiguador vertical

Semidistancia longitudinal	2600	mm
Semidistancia lateral	1000	mm
Altura sobre el rail – final cuerpo	895	mm
Altura sobre el rail – final wheelset	500	mm

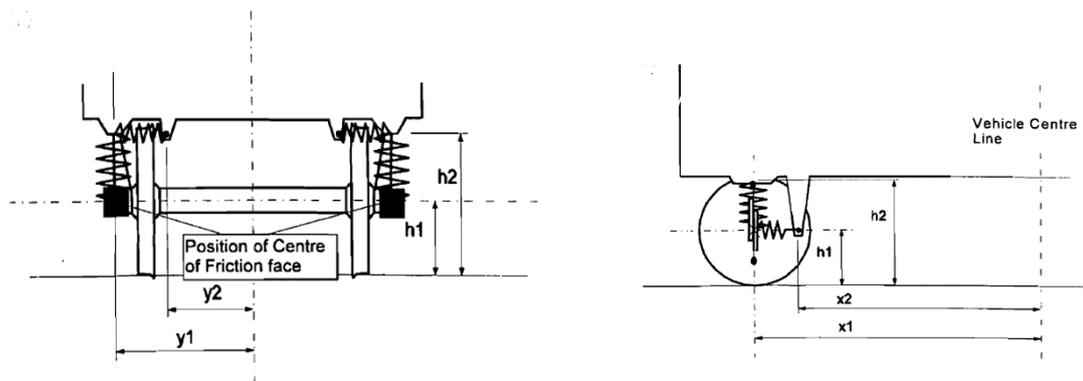


Figura 3.2: Esquema del vehículo 2

3.4. Modelo de vía

El modelo de vía utilizada para la simulación se basa en un trazado de ancho internacional, un “gauge” de 1435mm, con una inclinación interior de 1:40. La vía ha de ser tratada como una estructura uniforme y de acuerdo a las siguientes características:

Tabla 3: Datos sobre el modelo de vía

	Rail-Traviesa	Traviesa-Suelo
Rigidez lateral	43,0 MN/m	37,0 MN/m
Amortiguamiento lateral	0,24 MNs/m	0,24 MNs/m
Rigidez vertical	50,0 MN/m por rail	
Amortiguamiento vertical	0,20 MNs/m por rail	
Rigidez balanceo	5,0 MN/m por rail	
Amortiguamiento balanceo	0,20 MNs/m por rail	

Si bien “alguno de estos valores” han tenido que ser modificados ligeramente para conseguir convergencia en las simulaciones efectuadas. Además han de ser consideradas dos masas, una de 60kg bajo cada rueda para representar el carril y otra de 500kg que representa las traviesas y el balasto bajo un eje.

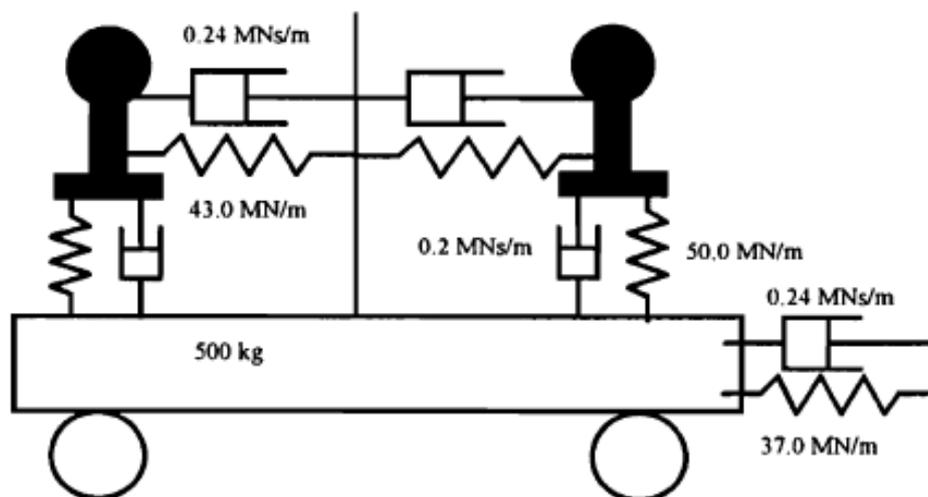


Figura 3.3: Modelo de vía

Los perfiles de las ruedas y del rail también están caracterizados, en este caso por dos perfiles de lo más común dentro del mundo ferroviario. En el caso de las ruedas se utiliza un perfil S1002 y para el carril se utiliza una sección UIC60.

La utilización de estos perfiles fue seleccionada debido a que se encontraban incluidas en casi todas las librerías de los softwares de simulación usados en la época, y además se contaba con datos de medida fiables que habían sido proporcionados por ERRI (European Rail Research Institute).

Ciertos parámetros que podían ser linealizados para la realización de los cálculos, como los siguientes parámetros también fueron facilitados por la organización del evento:

Tabla 4: Datos sobre el rail

Parámetro	Valor
Conicidad equivalente	0,15
Parámetro de ángulo de contacto	1,50
Parámetro de ángulo de balanceo	0,01
Coefficiente de fricción	0,40

3.5. Caso de vía I

El caso de vía número I se trata de un caso de baja velocidad diseñado para investigar dos cosas, por un lado, el comportamiento cuasi-estático de curqueo, y por otro, la predicción del riesgo de descarrilamiento en una curva con peralte para vehículos de bogie simple. Esto hace que el presente caso esté diseñado exclusivamente para el vehículo 1.

Este caso se basa en los procedimientos de aceptación de un vehículo en el Reino Unido, para los cuales el vehículo ha de superar la prueba de resistencia al descarrilamiento “GM/RT2141 – Resistance of Railway Vehicles to Derailment”.

El tramo de vía consiste en 5 secciones que se desglosan de la siguiente manera: “tramo recto – entrada en curva – curva de radio constante – salida de la curva – tramo recto”. El primer tramo recto consta de 50m, seguido de 30m de transición lineal hacia la curva, una curva con un radio constante de 150m y con un peralte en el rail exterior de 100mm. La curva tiene una longitud de 60m y es seguida por una salida de la curva de 30m de longitud, existiendo además en esta parte de la vía, una irregularidad en forma de dip a los 21,56m del comienzo de este tramo de la vía. La forma de este dip se encuentra explicada en la Figura 3.4 para una mejor comprensión.

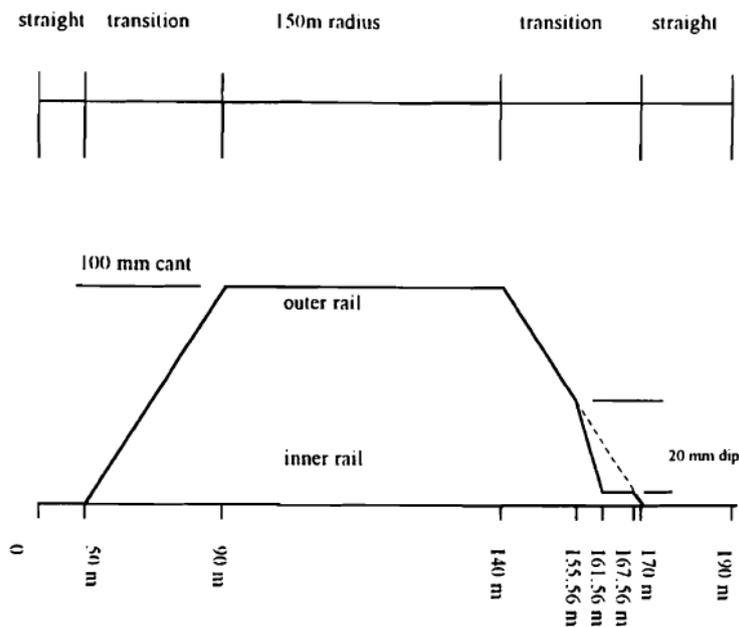


Figura 3.4: Caso de vía I

La velocidad del vehículo durante su recorrido es constante a 4,4 m/s (10miles/h), y las condiciones del contacto rueda-raíl han de ser completamente no lineales siempre que sea posible.

Para el presente se debían obtener entre otros valores, los desplazamientos laterales y el ángulo de ataque de cada wheelset respecto al centro de la vía, las fuerzas longitudinales, laterales y verticales de cada rueda y en cada punto de contacto, así como los valores de creepages longitudinal, lateral y de giro en cada punto de contacto.

3.6. Caso de vía II

El caso de vía número II fue diseñado para poder investigar las predicciones de estabilidad de la simulación. La vía consta de tres tramos, el primero de ellos se trata de una sección de vía recta de 50m, seguidas por un desplazamiento lateral de solo 5mm durante el siguiente 0,1m, una vez superada esta ligera desviación lateral, la vía continúa recta. El ancho de vía es constante a lo largo de la vía, además la vía es completamente plana, como se muestra en la Figura 3.5.

La velocidad del vehículo ha de ser constante durante toda la simulación, siendo esta de 45m/s para el vehículo 1 y de 22,5m/s para el vehículo 2. Además, se debían repetir las simulaciones incrementando la velocidad del caso hasta encontrar la máxima velocidad a la cual todas las oscilaciones decaían.

El objetivo de este caso de vía se basaba en comparar los resultados obtenidos del desplazamiento lateral de cada uno de los cuerpos del vehículo respecto a la línea central de la vía en función de la distancia avanzada.

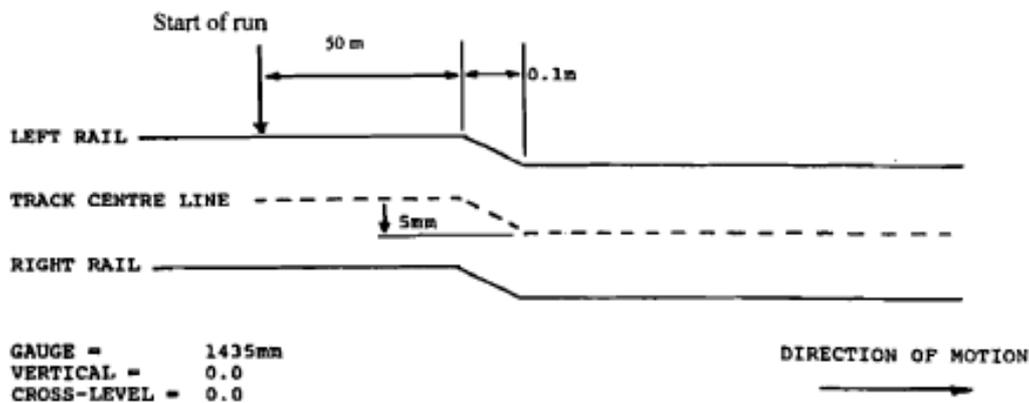


Figura 3.5: Caso de vía II

3.7. Caso de vía III

El caso de vía III se basa en una irregularidad bastante común en la red viaria norteamericana, la cual es conocida como “yaw/sway perturbation”, que podría traducirse como una perturbación de oscilación en guiñada, mostrada en la Figura 3.6.

En este caso el ancho de vía ha sido ampliado en 25,4mm respecto del ancho de vía original. La vía al igual que en el caso anterior consta de tres tramos, uno primero de 50m totalmente recto, seguido de 5 perturbaciones laterales de forma sinusoidal con una amplitud pico-pico de 31,75mm en ambos railes de forma simultánea con lo que el ancho de vía se mantiene constante. La longitud de onda de la perturbación es de 11,88m.

El caso está pensado para que ambos vehículos circulen a través de él a una velocidad constante de 22,5m/s.

El objetivo de este caso es obtener los desplazamientos laterales de todos los cuerpos del vehículo respecto a la línea central de la vía, así como el “roll angle” (ángulo de ataque) y las fuerzas laterales y verticales entre la rueda y el rail para el “wheelset” delantero.

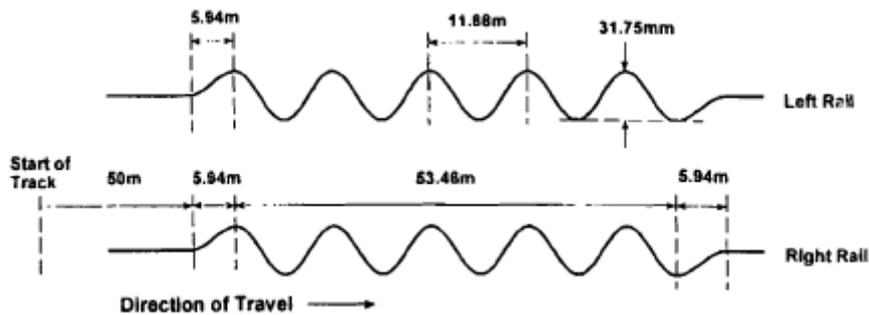


Figura 3.6: Modelo de vía III

3.8. Caso de vía IV

El caso de vía IV se centra en el comportamiento de la suspensión del vehículo ante la presencia de irregularidades non-lineales. Se trata de una simplificación del caso de un vagón mercancías que sufre cargas cíclicas repetidas, aunque en la realidad estas cargas cíclicas suelen ser tanto laterales como verticales, en este caso han sido simplificadas tomándose solo en consideración las cargas verticales. Debido a esto, este caso está pensado para ser estudiado usando solo el vehículo número 2.

La vía se divide en dos tramos claramente diferenciados, el primero de ellos se trata de un tramo completamente recto de 50m, seguido por un segundo tramo de 200m de longitud con una perturbación vertical de forma sinusoidal, con una longitud de onda de 9m y una amplitud de 20mm, como se muestra en la Figura 3.7.

El vehículo circula con un incremento de velocidad lineal comenzando a 20m/s y terminando el recorrido a 24m/s.

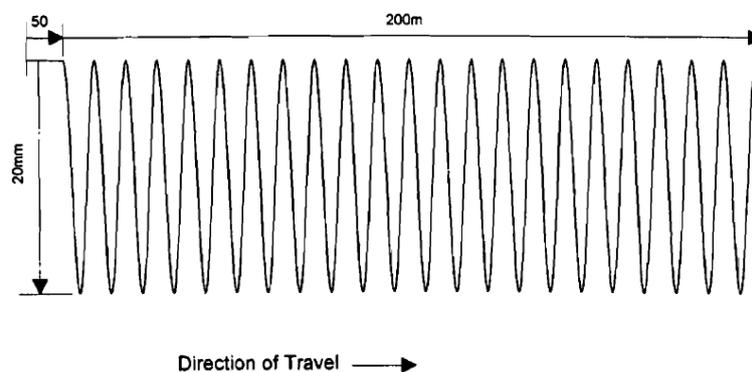


Figura 3.7: Modelo de vía IV

El objetivo de este caso es obtener los desplazamientos verticales del cuerpo del vehículo en varios puntos, así como en el “wheelset” delantero. También se calcula la fuerza total en la suspensión del “wheelset” delantero.

3.9. Resultados Manchester Benchmarks

Para servir como referencia previa se presentan en las siguientes imágenes los resultados comparados de los diferentes modelos estudiados en los Manchester Benchmarks [7] para varios de los casos de estudio.

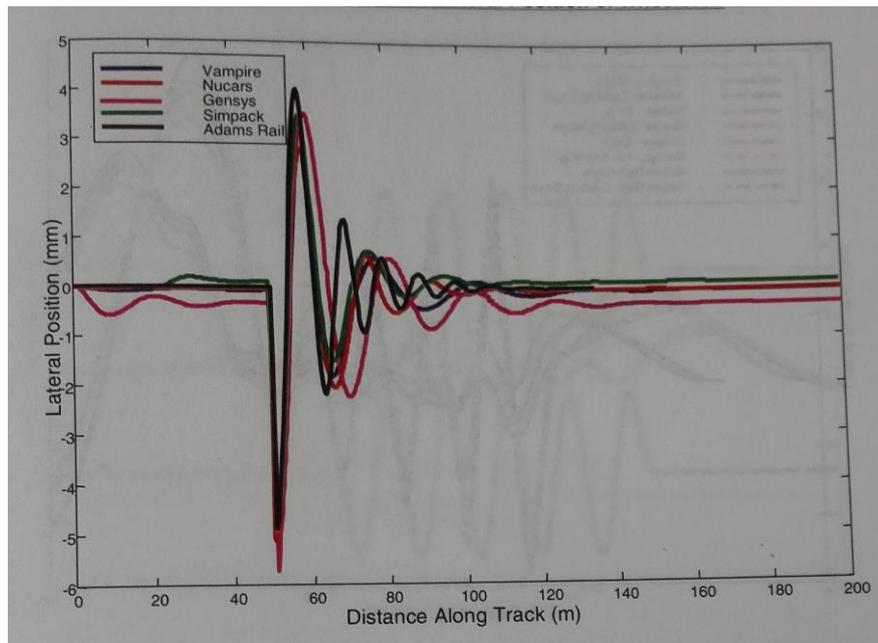


Figura 3.8: Comparativa entre modelos para el desplazamiento lateral del eje 1 en el Caso de Vía II

En ambas figuras se puede observar como los resultados varían sustancialmente entre los diferentes modelos debido principalmente a los diferentes modelos de cálculo usados por los softwares analizados.

Hay que recordar que de los resultados del Manchester Benchmarks no se puede obtener una certeza absoluta, pues no existe una solución exacta con la que compararse, sino que se trata de una comparativa entre los modelos existentes en ese momento para comprobar que las soluciones de los diferentes modelos tienen cierta similitud entre ellos, prediciendo un comportamiento dinámico parecido.

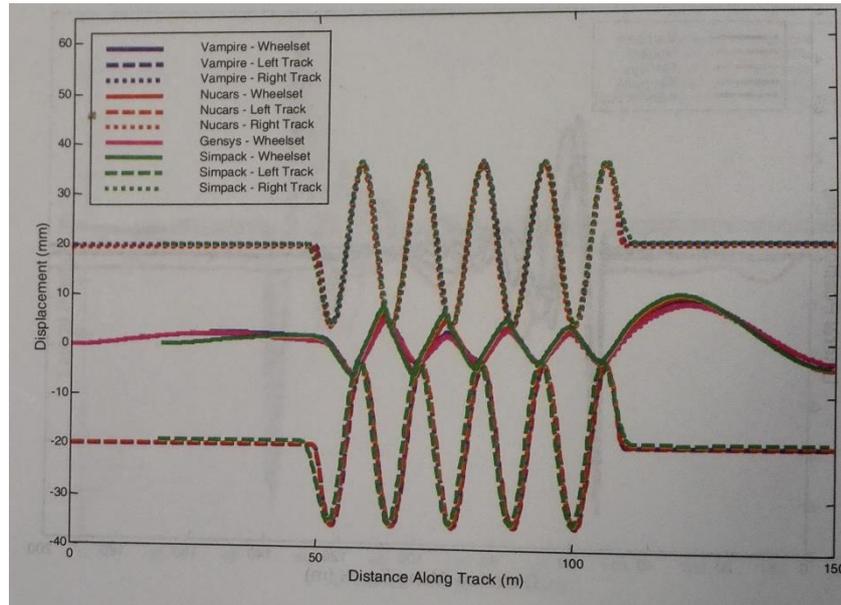


Figura 3.9: Comparativa entre modelos para el desplazamiento lateral del eje 1 en el Caso de Vía III

4. Problema de estabilidad

4.1.Introducción

Uno de las principales problemáticas a la hora de diseñar y homologar un vehículo ferroviario es la estabilidad, pues llegado a una velocidad crítica, el eje del vehículo tiende a auto-excitarse, provocando una inestabilidad que puede acabar en el descarrilamiento del vehículo (llamado movimiento de lazo).

Para su estudio, es necesario tener en cuenta que fuerzas afectan a la zona de contacto y aquellas que crean mínimos desplazamientos en el eje y que afecta a su estabilidad, generando un movimiento en forma de lazo en el eje.

Este movimiento del eje, puede trasladarse al propio vehículo, si las suspensiones primarias y secundarias no se diseñan de forma correcta.

4.2.Inestabilidad de caja

La inestabilidad en caja provoca un déficit del confort de marcha en el vehículo, debido a los movimientos laterales y verticales de la caja. El origen de estos desplazamientos puede ser por el acoplamiento del movimiento de la caja con el del bogie, o debido a la presencia de alguna frecuencia natural de la caja que se acopla con la frecuencia cinemática del eje o del bogie.

Este último problema se debe a un problema de resonancia, con lo que se solucionaría con un amortiguamiento adecuado. El problema de los desplazamientos se puede corregir con el uso de una amortiguación secundaria adecuada, y para evitar que se acoplen los movimientos laterales se debe usar algún sistema de transmisión de esfuerzos longitudinales caja-bogie.

La inestabilidad de la caja es un problema muy peliagudo, debido a que cualquier pequeña modificación puede afectar al confort y a la seguridad, y por tanto es complicado aseverar un único criterio de diseño, si bien se sabe que una baja conicidad equivalente y un bajo coeficiente de fricción favorecen la aparición de la inestabilidad.

Originalmente se consideraba que el fenómeno de estabilidad tenía un comportamiento lineal, es decir, el vehículo era estable hasta alcanzar cierta velocidad a partir de la cual se volvía inestable. Esto cambió gracias al trabajo de especialistas en la materia, como Moelle, Gasch y True, quienes en los años 70 comenzaron a demostrar que la estabilidad de los vehículos se comportaba de forma no lineal. Estos trabajos llevaron a la definición de los diagramas de estabilidad de bifurcación [27].

4.3. Comportamiento del vehículo

Análisis de valores propios

Como primera etapa de optimización del diseño se lleva a cabo un análisis de los valores propios para así poder examinar el modelo de vehículo-vía y calcular una primera aproximación de las propiedades de la suspensión. En la figura 4.1 se puede apreciar una simulación de comportamiento, dicha simulación debe realizarse tanto para la caja vacía como para la caja a máxima carga.

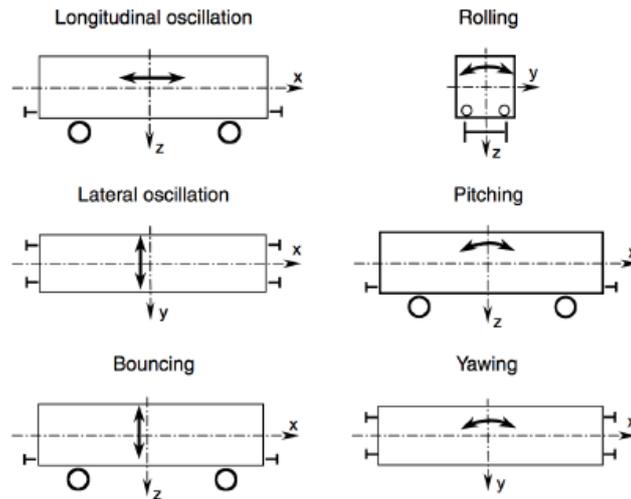


Figura 4.1: Modos básicos de la caja

Aunque el cálculo puede realizarse para cualquier velocidad, es recomendable el uso de una velocidad muy baja ($\sim 1 \text{ m/s}$), ya que se deben excluir las oscilaciones cinemáticas, las cuales dependen de la velocidad.

Para comprobar el modelo, se pueden usar las frecuencias propias, el amortiguamiento modal o los modos propios. Es importante que los auto-valores tengan la suficiente amortiguación.

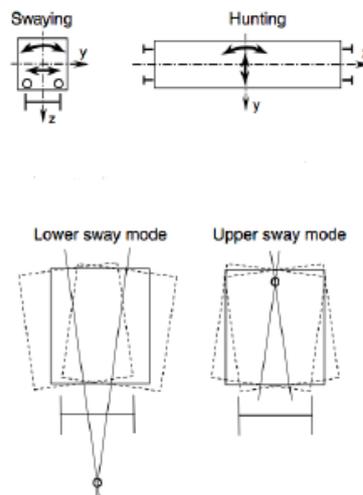


Figura 4.2: Modos de balanceo inferior y superior

En la figura 4.2 se puede observar que el balanceo está presente de dos formas, como movimiento lateral combinado y como rotación alrededor del eje longitudinal, si bien su situación a dos alturas diferentes, permite el estudio del balanceo inferior y el superior.

La frecuencia del balanceo inferior debe ser superior a 0,5 Hz para evitar el riesgo de mareos por movimiento en los usuarios del vehículo. Si bien lo importante en este estudio es establecer los valores del amortiguamiento modal de los modos de la caja, los cuales deben estar entre el 15 y el 30%. Para un estudio más detallado ver [28].

Simulación del comportamiento propio

Para vehículos altamente no lineales, el comportamiento es evaluable usando la integración temporal. Este estudio se realiza simulando la reacción del vehículo ante una excitación en una sola de las vías, principalmente se utiliza la prueba de cuña.

Esto consiste en una serie de cuñas de entre 15 y 25 mm que se colocan en la parte superior de la vía delante de cada rueda. Entonces el vehículo se desplaza lentamente pasando sobre las cuñas y se analizan las aceleraciones laterales en el techo y en el suelo y así caracterizar el modo de balanceo inferior. Sistemas similares son aplicables para los modos de cabeceo, rebote y guiñada del vehículo.

4.4. Análisis de estabilidad

La inestabilidad del vehículo se produce porque a cierta velocidad el bogie y el eje se auto-excitan. Si esta inestabilidad se aplica únicamente a las ruedas o los bogies recibe el nombre de movimiento de lazo o inestabilidad de bogie, pero si afecta también a la caja, se denomina movimiento de lazo de la caja o inestabilidad de caja. En ambos casos está relacionado con las condiciones del contacto rueda-carril, afectando a la caja si el contacto produce una baja frecuencia.

Ante la limitada posibilidad de llevar a cabo estudios experimentales, las simulaciones de estabilidad son el análisis más adecuado y completo. Estos estudios pueden ser basados en la teoría mecánica o en la experiencia previa de otras mediciones.

Análisis de estabilidad lineal

Para la realización de un cálculo de estabilidad lineal hay que tener en cuenta varios factores, el principal es que el contacto rueda-carril ha de estar linealizado, o al menos, ser quasi-lineal. Otros factores, son el empate del vehículo (distancia entre bogies) y el perfil de la rueda (conicidad).

La conicidad equivalente (λ), el ángulo de contacto (ε) y el parámetro de balanceo (σ) son los parámetros usados para el modelo de contacto rueda-carril quasi-lineal. Estos parámetros pueden linealizarse variando la conicidad equivalente o linealizando los perfiles no lineales. Aunque este segundo método es el más preciso y correcto, es la variación de la conicidad equivalente el más usado.

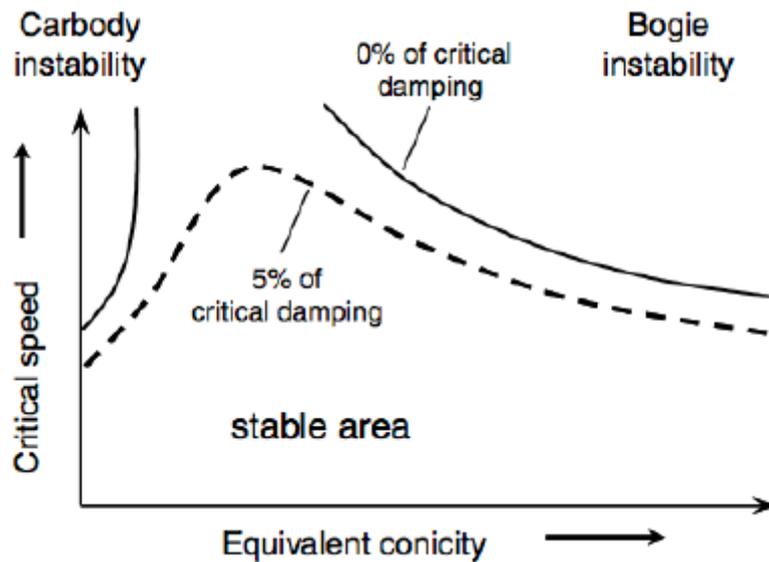


Figura 4.3: Mapa de estabilidad o diagrama de estabilidad

En la figura 4.3 se muestra como la conicidad equivalente es muy importante respecto a la estabilidad del vehículo. Para baja conicidad se produce una inestabilidad de la caja, mientras que para una alta conicidad se produce una limitación por inestabilidad del bogie (movimiento de lazo).

Durante la fase de diseño de un vehículo es muy útil la realización de un cálculo de estabilidad del bogie linealizado, para investigar el rango óptimo de utilización de varios parámetros del vehículo. Aunque para un análisis más minucioso sería recomendable hacer cálculos no linealizados que simulen de forma más veraz las condiciones reales.

A determinadas velocidades se pueden generar interacciones considerables, debido a que la frecuencia del bogie se aproxima a la frecuencia natural de la caja, lo que da lugar a inestabilidades de la caja.

4.5. Circular en una vía con irregularidades

Definición de comportamiento, características y confort

El comportamiento de marcha es descrito por la norma EN 14363 y abarca la seguridad de marcha, la carga de rail y las características de marcha en relación con la interacción entre el vehículo y la vía.

Dadas las características del vehículo en marcha, podemos evaluar el comportamiento dinámico del vehículo, el cual depende de las aceleraciones en la caja. Por otro lado, el confort con los valores límite u objetivo con la influencia del vehículo.

Las simulaciones para el análisis del confort y el comportamiento del vehículo se realizan en vía recta, aunque también se suelen llevar a cabo simulaciones en curva y en entrada en curva (transiciones) ya que es interesante simular condiciones reales.

Características de la rodadura

Para llevar a cabo una simulación se suelen usar irregularidades ya conocidas y medidas. Para ello se suele usar la ORE B176, una base de datos europea de irregularidades medidas, las cuales se encuentran divididas en función de su densidad espectral como de “bajo nivel” o de “alto nivel”.

Uno de los principales problemas de las simulaciones es que el efecto de las irregularidades tiene una influencia notable en las características de rodadura. Pero esto es difícil de cuantificar, ya que un mismo vehículo puede tener diferentes características en diferentes vías, incluso la variación puede ir a mejor o a peor de forma diferente en diferentes puntos del vehículo.

Tanto el confort como las características de rodadura dependen de los parámetros de la combinación rueda-carril. Una conicidad media, de entre 0,10 y 0,25, sirve para conseguir las mejores características de marcha.

Dado que la carga del vehículo lleva a obtener unas frecuencias naturales más bajas, y por tanto, a una mejora del confort, las pruebas se llevan a cabo con el vehículo vacío, para así, de este modo, considerar el caso más desfavorable.

Las vibraciones producidas son un tema mayúsculo al incrementar la velocidad del vehículo, lo que conlleva en un empeoramiento de las características de marcha. Debido a esto los sistemas se prueban a una velocidad un 10% superior a la velocidad máxima de servicio, para comprobar que los valores de las características de marcha están dentro de los límites pre-establecidos.

Si bien la lógica nos hace tender a pensar que los peores fenómenos posibles se producirán a la máxima velocidad posible, esto no siempre es así, ya que la posible entrada en resonancia de ciertos componentes con las frecuencias naturales del vehículo, puede llevar a obtener valores pico a velocidades inferiores en determinadas situaciones, como la mostrada en la figura 4.4, en la que se puede observar que para la circulación con

los muelles neumáticos desinflados (marcha de emergencia) los peores datos se obtienen a una velocidad inferior a la máxima.

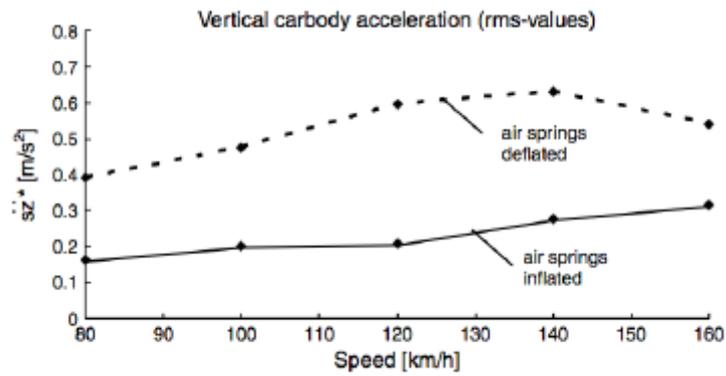


Figura 4.4: Aceleración vertical de un vehículo de 4 ejes en función de la velocidad

5. Simulaciones efectuadas

5.1. Introducción

Como ya se ha comentado en el apartado anterior, los casos que se analizan en el presente TFM son los correspondientes al vehículo 1 y modelos de vía II y III de los “Manchester Benchmarks” de 1998 [7], y a un tramo de vía en curva (con radios de 1500 metros y 2500 metros), así como también se lleva a cabo un estudio de estabilidad. El objetivo es proceder a la validación del software propio desarrollado en el CIIM, y para ello se utilizan estos casos de referencia y uno de los softwares probados en su momento (MSC Adams/Rail).

El uso de Adams/Rail se debe a su mayor disponibilidad y a ser el software de uso más extendido en la industria ferroviaria. Aunque esto no signifique que sea el más preciso, pues el objetivo de los “Manchester Benchmarks” no era fijar un resultado exacto, sino servir como punto de comparación entre los diferentes softwares disponibles en ese momento (MSC Adams/Rail, Vampire, Nucars, Gensys y Simpack).

Por tanto, en este proceso de validación se llevan a cabo varias simulaciones diferentes con los softwares disponibles, comparándose los resultados entre el programa a validar y un software comercial, que es usado en este caso como referencia.

5.2. Condiciones generales

En el presente TFM no se realiza un análisis de todos los casos de estudio del Manchester Benchmarks, sino solo de dos de ellos, usándose solo uno de los dos vehículos presentes y dos de los modelos de vía. Esto se debe a que uno de los vehículos propuestos se trata de un vagón de mercancías, y dado que el software desarrollado en el CIIM está pensado para trenes de alta velocidad, este vagón queda automáticamente descartado. Este mismo hecho hace que el Track Case 4 quede también descartado dado que se trata de un análisis solo para dicho vagón de mercancías. En el caso del Track Case 1, este ha sido descartado pues se trata de una prueba a muy baja velocidad y con un radio de giro muy pequeño (150m), lo cual no puede ser simulado en el software propio de la universidad, ya que permite simular alta velocidad, donde ese tipo de curvas no existen.

El estudio de circulación del vehículo en curva se realiza para dos tipos de curva, una de ellas con un radio de 1500m y la otra con un radio de 2500m. La gran amplitud del radio en ambos casos se debe a que se trata del estudio de dinámica en curva para alta velocidad y por tanto los datos de la vía han sido extraídos de tramos de vía reales del sistema ferroviario italiano de alta velocidad. El tramo de estudio consiste en un tramo recto, seguido de un tramo de transición (entrada en curva) y acabando en la curva.

Por último se lleva a cabo un estudio de estabilidad en recta.

Tabla 5: Datos sobre los casos Curva R1500 y R2500

Parámetro	R1500	R2500
Radio de curvatura	1500 m	2500 m
Peralte	50 mm	20 mm
Insuficiencia peralte	0 mm	92 mm
Velocidad	80 km/h	154 km/h
Aceleración no compensada	0 m/s ²	0,6 m/s ²

Por tanto se llevarán a cabo cinco simulaciones para validar el software en comparación con el software comercial MSC Adams/Rail. Estas simulaciones serán para el vehículo 1 y los Track Case 2 y 3 (a partir de ahora conocidos como Modelo de vía II y III), los dos casos de dinámica en curva (a partir de ahora conocidos como Curva R1500 y Curva R2500) y el estudio de estabilidad en recta.

Los datos a comparar entre ambos modelos serán el desplazamiento lateral generado por las irregularidades de ambos casos, así como la variación del ángulo de ataque a lo largo de los casos de estudio. En todos estos casos los datos estudiados corresponden al primer eje del vehículo, dado que desde el punto de vista de la seguridad es el más crítico.

6. Resultados

6.1. Modelo de vía II

En la figura 6.1, se observa el desplazamiento lateral generado por el caso de vía II, cuya irregularidad lateral provoca una reacción en el eje 1 del bogie delantero.

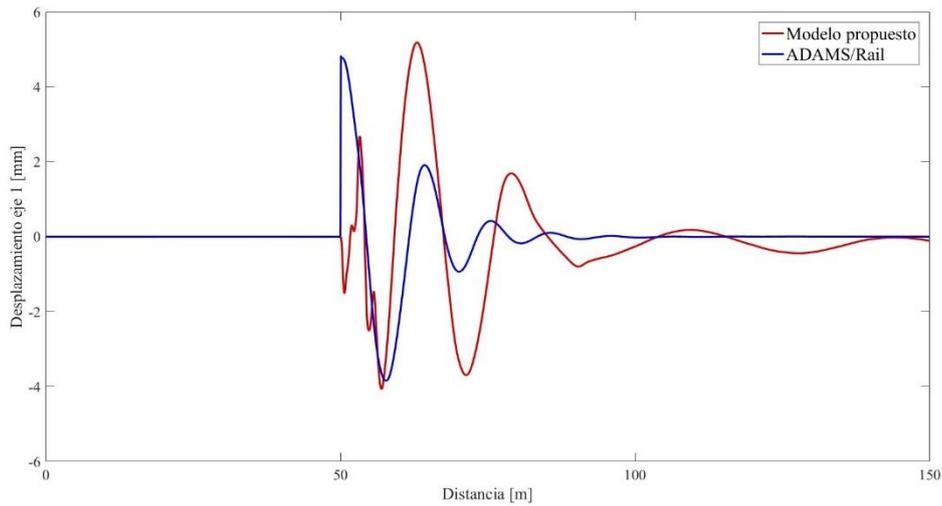


Figura 6.1 : Desplazamiento lateral del eje 1 en el caso de vía II

Si bien los valores máximos del desplazamiento lateral generado por el caso de vía II son similares, la respuesta a la irregularidad es notoriamente diferente en la fase transitoria, debido principalmente a las diferencias en el modelo de contacto rueda-carril. Esto provoca que en la parte inicial, las diferencias en la dinámica sean más notables, mientras que en la fase final, la dinámica es más parecida y tiende a igualarse.

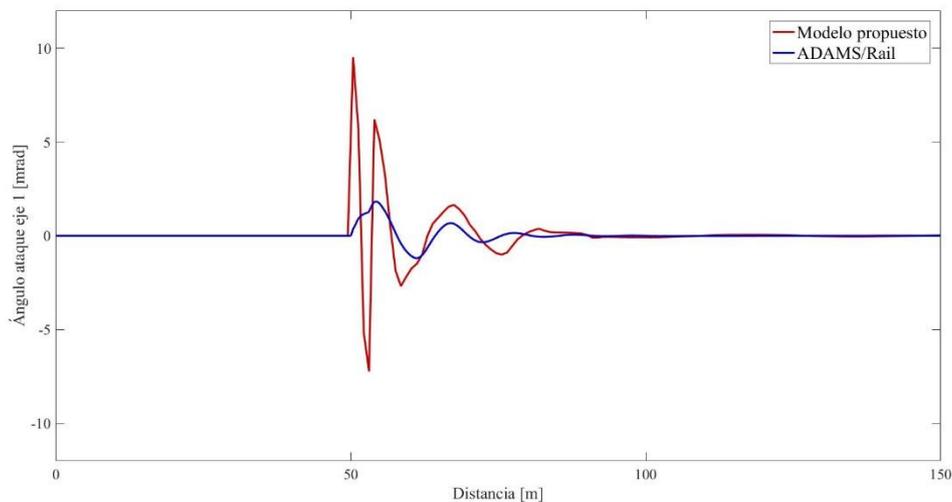


Figura 6.2: Ángulo de ataque del eje 1 en el caso de vía II

En la figura 6.2 se muestran los resultados del ángulo de ataque del eje 1 del primer bogie comparados entre ambos modelos. En dicha figura se puede comprobar como durante la fase transitoria, el software propuesto tiene una respuesta de mayor frecuencia y amplitud que ADAMS/Rail, sin embargo una vez terminada la fase transitoria los resultados de ambos modelos se vuelven muy similares. De nuevo, las discrepancias están asociadas a las diferencias en el modelo de contacto, crucial en el posicionamiento y orientación del eje en fases transitorias.

6.2. Modelo de vía III

En la figura 6.3 se puede observar el comportamiento generado por el caso de vía III, cuya irregularidad lateral (mostrada en la gráfica para una mejor comprensión del caso de estudio) provoca un desplazamiento lateral sobre el primer eje. El ángulo de ataque de este primer eje se muestra en la Figura 6.4.

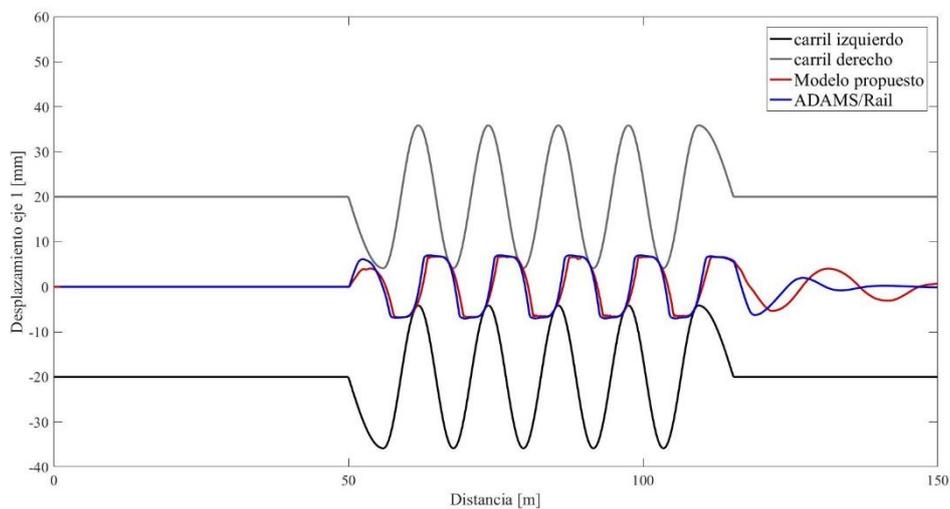


Figura 6.3: Desplazamiento del eje 1 en el caso de vía III

El resultado de la comparativa entre ambos modelos de estudio demuestra ligeras discrepancias entre modelos, aunque mostrando un comportamiento dinámico casi idéntico en ambos casos.

Además se puede apreciar claramente como en ambos modelos, se produce el toque de pestaña entre rueda y rail en el primer eje, el cual se puede observar a través de las tangencias entre el desplazamiento y la irregularidad de los carriles.

El caso del estudio del ángulo de ataque del primer eje se muestra en la figura 5.4, en él se puede observar que si bien la respuesta dinámica general del sistema es similar en ambos casos, los valores de la respuesta del modelo propuesto son mayores que los del software comercial Adams/Rail.

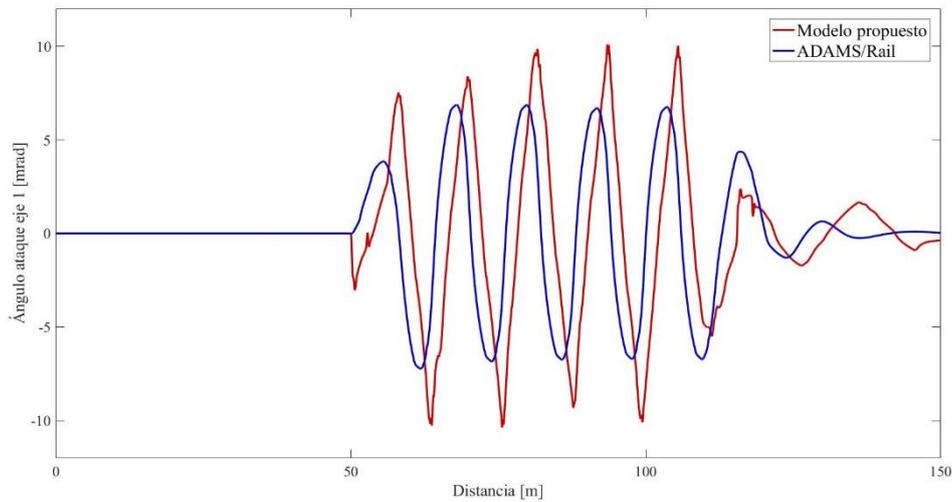


Figura 6.4: Ángulo de ataque del eje 1 en el caso de vía III

En la figura 6.5 se puede observar el desplazamiento lateral generado por la irregularidad de los carriles del caso de vía III sobre el segundo eje del vehículo de estudio. El ángulo de ataque de dicho eje se recoge en la Figura 6.6.

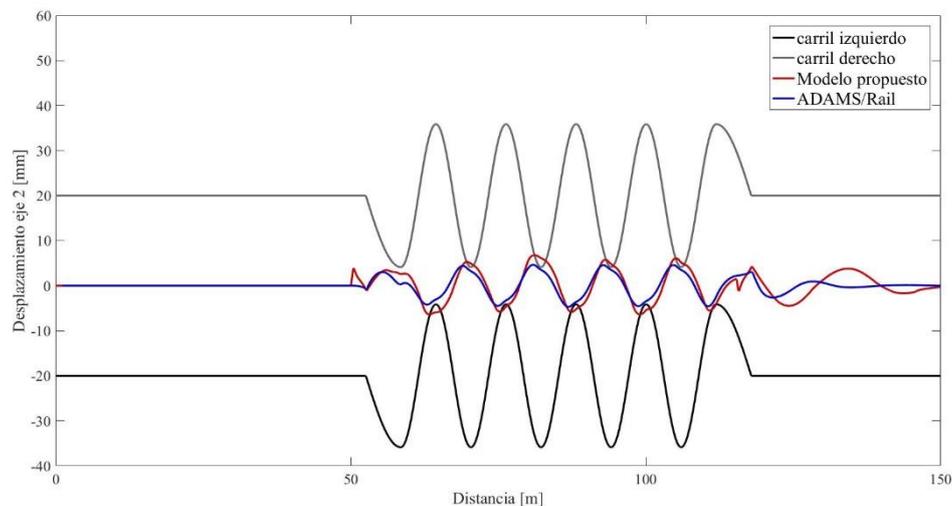


Figura 6.5: Desplazamiento lateral del eje 2 del caso de vía III

Se vuelve a apreciar como el comportamiento dinámico del vehículo es similar para ambos modelos, aunque con valores ligeramente superiores para el modelo propuesto y con una variación algo más irregular a lo largo del trazado. Los puntos de tangencia entre el desplazamiento del eje y las irregularidades del carril representan toques de pestaña de las ruedas.

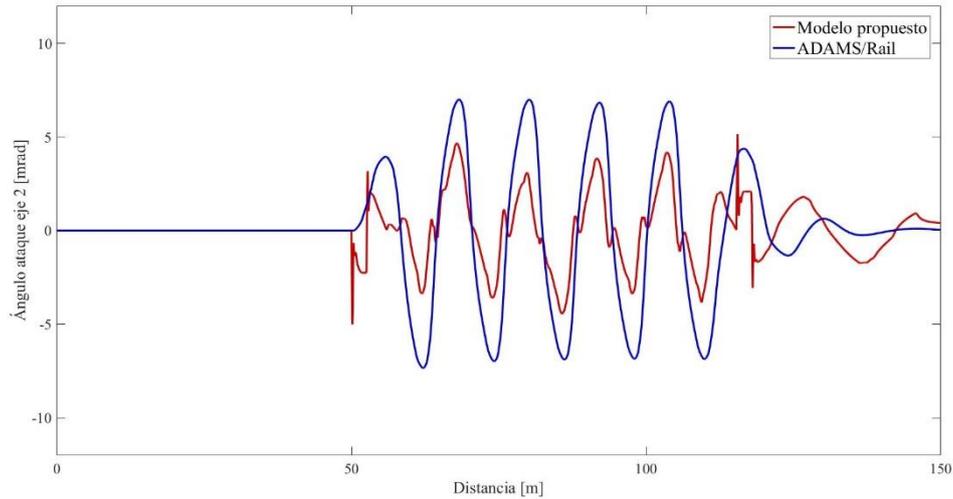


Figura 6.6: Ángulo de ataque del eje 2 del caso de vía III

A diferencia del primer eje, en el segundo eje la variación del ángulo de ataque debida a la irregularidad de la vía, provoca que la respuesta del modelo propuesta sea ligeramente inferior que en Adams/Rail.

En términos generales, las discrepancias entre el modelo desarrollado en el CIIM y el software comercial ADAMS/Rail son del orden de las encontradas en el Benchmark de Manchester.

6.3. Curva R1500

Respecto a las simulaciones del guiado en curva, en la figura 6.7 se puede observar el desplazamiento lateral del primer eje del vehículo, en este caso se representa frente al tiempo y no frente a la distancia de la vía. Se puede apreciar claramente como al principio el vehículo circula por un tramo recto, en el cual su desplazamiento lateral es nulo, para posteriormente introducirse en el tramo de transición a la curva, en el cual se observa un fuerte cambio en los valores de desplazamiento lateral, para una vez ya dentro de la curva de radio continuo estabilizar su posición.

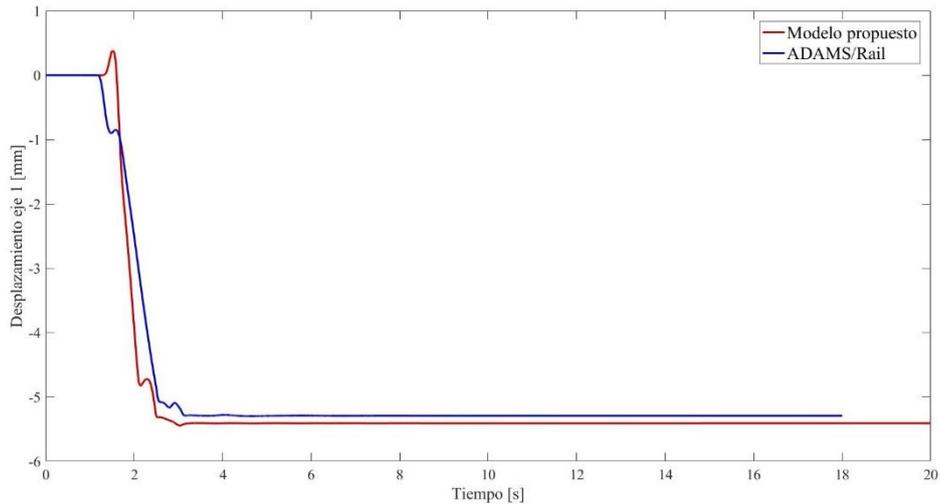


Figura 6.7: Desplazamiento lateral del eje 1 del caso Curva R1500

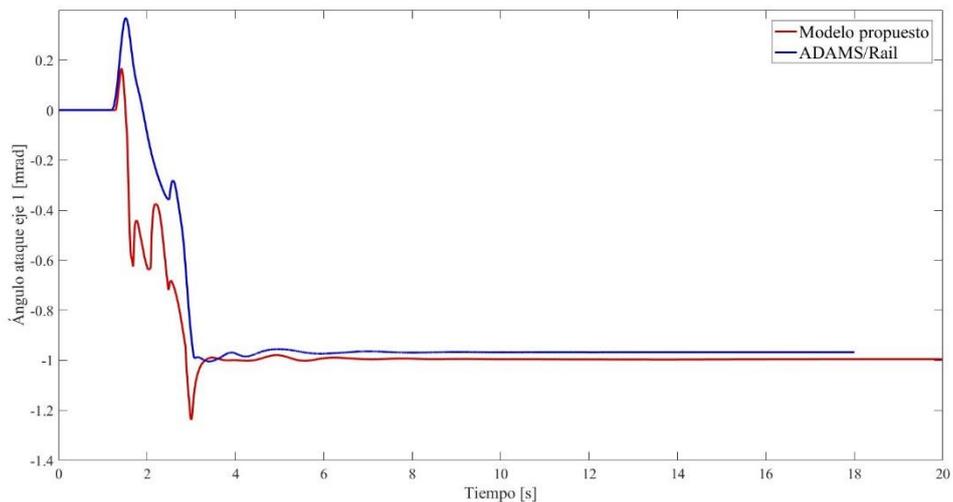


Figura 6.8: Ángulo de ataque del eje 1 del caso Curva R1500

La variación del ángulo de ataque durante el trazado de la curva se puede observar en la figura 6.8. Al igual que en el caso del desplazamiento lateral, el comportamiento es similar con un ángulo de ataque nulo en el tramo recto, grandes variaciones en el tramo de entrada en curva y una estabilización del ángulo de ataque una vez se circula en la curva.

En ambos casos se puede apreciar que los resultados para los dos modelos estudiados son muy similares, siguiendo ambos el mismo comportamiento dinámico. Las discrepancias en los resultados finales ya estabilizados en régimen permanente para el caso de Curva R1500 son muy reducidos, quedándose por debajo del 2,2% para el desplazamiento y del 2,9% para el ángulo de ataque.

6.4. Curva R2500

Al igual que en el caso anterior (Curva R1500) el vehículo circula primero por un tramo recto, luego rueda sobre un tramo de transición para acabar circulando sobre una curva de radio constante de 2500m. En las figuras 6.9 y 6.10 se muestra el desplazamiento lateral y ángulo de ataque, respectivamente, del eje 1 durante este recorrido. Si bien los valores discrepan ligeramente, se observa que la tendencia del comportamiento dinámico es similar entre el modelo propuesto y el software comercial Adams/Rail.

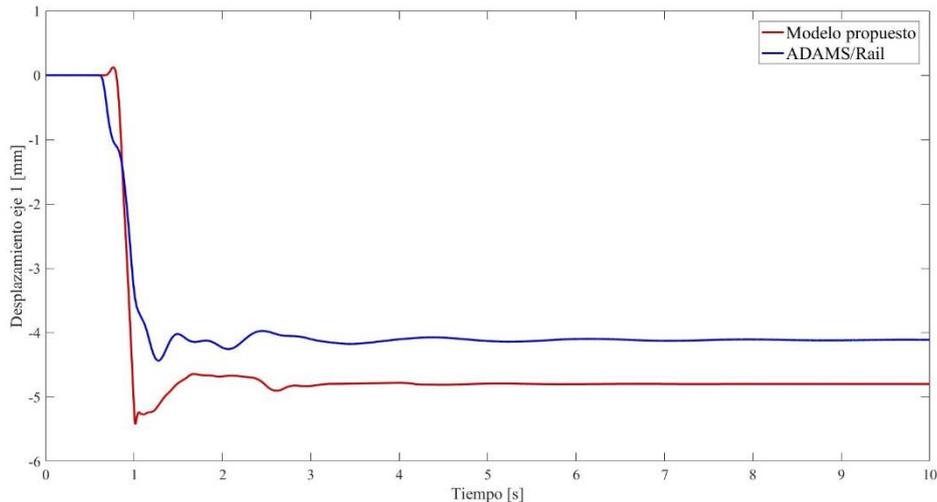


Figura 6.9: Desplazamiento lateral del eje 1 en el caso Curva R2500

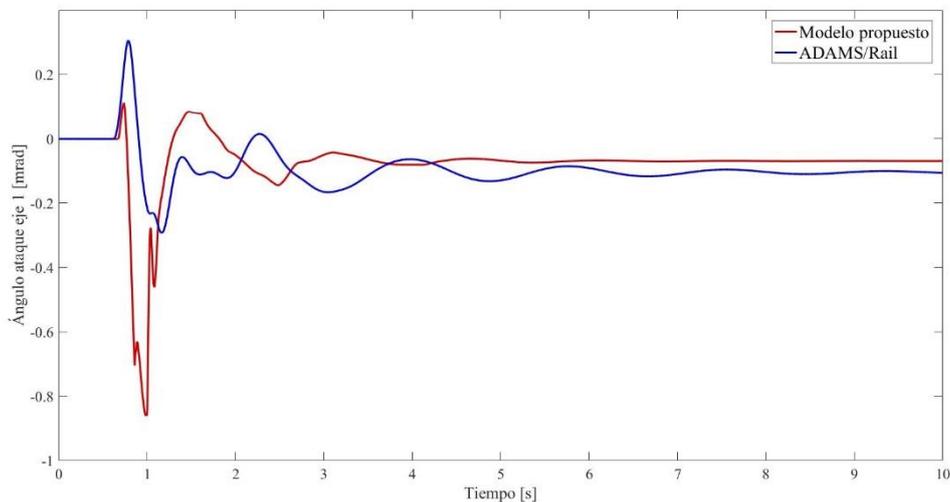


Figura 6.10: Ángulo de ataque del eje 1 en el caso Curva R2500

Esta ligera discrepancia entre ambos softwares de estudio se debe principalmente a que ambos sistemas consideran modelos de contacto diferentes, lo que induce leves diferencias entre los resultados obtenidos con dichos softwares.

6.5. Estudio de estabilidad

En el caso del estudio de la estabilidad del vehículo se calcula la amplitud del movimiento de lazo, desplazamiento lateral, para cada una de las velocidades propuestas, desde 10 m/s hasta 90 m/s.

En la figura 6.11 se muestra la comparativa de la amplitud de lazo entre ambos modelos, siendo claramente observable como Adams/Rail considera que no existe amplitud de lazo hasta el momento que se alcanza la velocidad crítica, esto es que amortigua completamente el lazo.

Por otro lado, el modelo propuesto considera que sí que existe una pequeña amplitud de lazo, dando un pequeño salto justo antes de alcanzar la velocidad crítica. Estas diferencias se deben a las discrepancias en el modelo de contacto, y están dentro del orden de las diferencias encontradas en el Benchmark de Manchester.

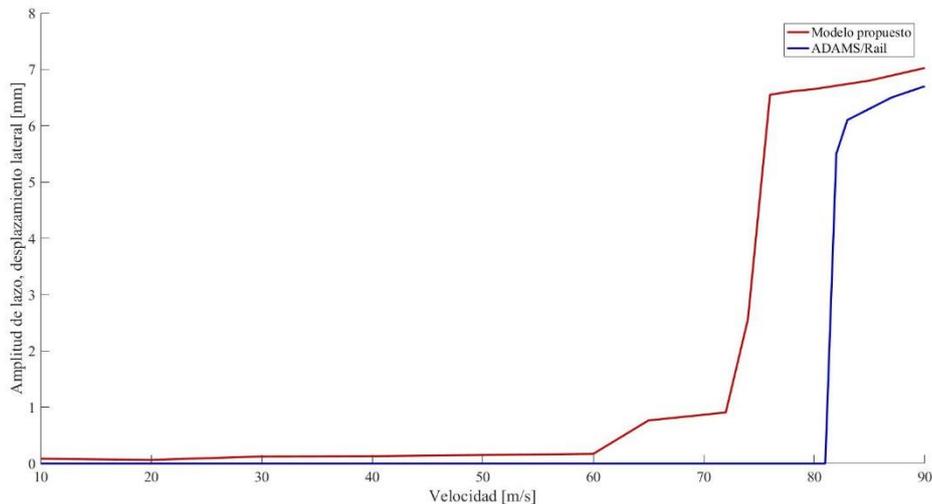


Figura 6.11: Amplitud de lazo del eje 1 (desplazamiento lateral)

La principal diferencia entre ambos modelos se da en el valor de la velocidad crítica, 82 m/s en Adams frente a 75 m/s en el modelo propuesto, sin embargo, una vez que ambos modelos alcanzan la velocidad crítica, los valores de la amplitud del lazo son muy similares.

En la figura 6.12 se muestra la variación del ángulo de ataque del primer eje, mostrado en este caso en radianes, en la que se puede apreciar claramente un comportamiento muy similar al del desplazamiento lateral del lazo.

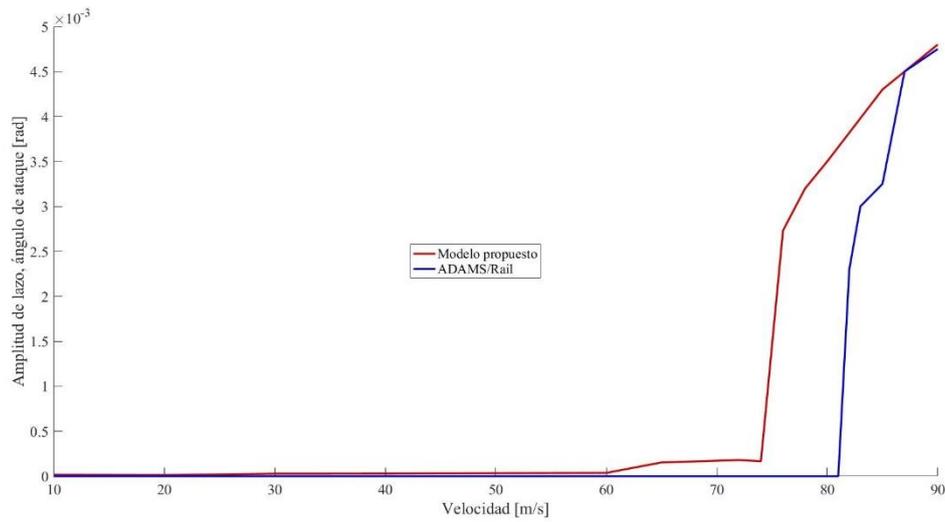


Figura 6.12: Amplitud del lazo en el eje 1 (ángulo de ataque)

Nuevamente se aprecia que Adams/Rail no considera la existencia de lazo hasta alcanzar la velocidad crítica de 82 m/s, mientras que el modelo propuesto vuelve a mostrar cierto lazo antes de alcanzar la velocidad crítica, produciéndose esta con anterioridad que en el software comercial. Finalmente, una vez que ambos modelos alcanzan la velocidad crítica los valores de amplitud del lazo vuelven a ser prácticamente idénticos.

7. Conclusiones y trabajos futuros

7.1. Conclusiones

En este trabajo se ha desarrollado la validación de un modelo integral de interacción dinámica de un vehículo ferroviario con la vía desarrollado en el CIIM frente a un modelo comercial (Adams/Rail).

El modelo desarrollado en el CIIM supone un gran avance ya que tiene en cuenta el efecto de la flexibilidad tanto del eje montado como de la propia vía, así como los efectos inerciales y giroscópicos asociados a la rotación del eje. Por tanto, considera tanto la baja frecuencia como la alta frecuencia.

Aunque debido a que ADAMS/Rail se basa en un modelo multicuerpo, la componente dinámica de alta frecuencia debida a la flexibilidad del eje y de la vía no ha sido tomada en cuenta, centrándose en el estudio de la dinámica en el rango de la baja frecuencia.

Observando los resultados descritos en el anterior apartado, se puede concluir que el modelo propuesto por el CIIM tiene unos resultados equiparables a los obtenidos por el software comercial ADAMS/Rail. Es verdad que existen ciertas discrepancias en los resultados, si bien, estas son reducidas y se centran principalmente en los fenómenos transitorios o de excitación de alta frecuencia. Dichas discrepancias son del mismo orden de magnitud de las recogidas en el Benchmark de Manchester.

Las discrepancias en zonas transitorias se pueden observar claramente en varios de los casos estudiados, como por ejemplo el caso de vía II, donde una irregularidad instantánea genera las mayores diferencias entre ambos modelos durante la transición por la irregularidad.

Estas diferencias durante las fases transitorias se pueden deber a que el modelo de contacto rueda-carril es diferente en ambos modelos, lo que explicaría tanto las diferencias entre estos modelos, como las diferencias existentes en los resultados de los diferentes softwares comerciales en los Manchester Benchmarks, como se puede apreciar en el punto 3.9.

El modelo de contacto de ADAMS/Rail se basa en el modelo de contacto de Polach, mientras que el del modelo propuesto del CIIM se basa en un modelo de contacto de Johnson-Vermeulen con ciertas modificaciones. Por lo que aunque las hipótesis iniciales sean similares, los modelos de contacto usados para calcular los contactos rueda-carril y las fuerzas de contacto son diferentes, y en consecuencia ligeras diferencias en el posicionamiento y orientación de los ejes.

Estas diferencias se hacen más notables en determinados casos, aunque habría que realizar un estudio completo para poder llegar a comprender estas diferencias. Algo realmente difícil, pues al tratarse ADAMS/Rail de un software comercial, su uso es como el de una caja negra, en la cual hay ciertos procesos que no se pueden llegar a saber con completa certitud.

Si bien, el modelo desarrollado en el CIIM tiene a su vez ciertas ventajas y desventajas respecto al software comercial. Su principal desventaja está relacionada con el tiempo de computación, pues aún se encuentra en una fase de desarrollo y no se trata de un software optimizado, y por tanto, sus periodos de cálculo son mucho más largos que los de ADAMS/Rail. Pero la gran ventaja es que permite analizar el caso en un mayor rango de frecuencias, permitiendo acoplar la baja y la alta frecuencia. Lo que hace que aunque el coste computacional sea mayor, los resultados nos permitirán entender mejor el comportamiento del vehículo en altas frecuencias.

Por tanto, una vez analizados los resultados obtenidos de ambos modelos, se puede concluir que el modelo integral de interacción dinámica entre vehículo y vía propuesto por el CIMM ha quedado validado (al menos, en el rango de la baja frecuencia).

7.2. Trabajos futuros

Para un desarrollo futuro se presentan varias posibilidades, siendo la principal la validación del modelo para altas frecuencias, si bien esta validación debería ser de carácter experimental, pues todos los modelos comerciales actuales se centran en el estudio de las bajas frecuencias.

Otro importante paso en el desarrollo del programa sería la implementación de un módulo de cálculo de radiación sonora asociado al estudio del comportamiento dinámico. Esto sería un paso bastante importante en el mundo ferroviario, pues permitiría aunar los estudios dinámicos con los estudios de emisión sonora. Lo cual podría servir para mejorar modelos de caracterización de fuentes acústicas, como los desarrollados en el proyecto europeo DESTINATE [29].

Otros posibles pasos para el futuro, son el estudio de desgaste del carril debido a las vibraciones generadas al paso del tren o un estudio sobre el squeal que se genera al trazar una curva.

El primero de estos estudios sería muy interesante desde el punto de vista del mantenimiento ferroviario, ya que podría llevar a un mejor entendimiento del desgaste que sufren las vías, lo cual también influye, y mucho, en el confort de rodadura del tren.

En el caso del squeal, se sabe que su origen se debe principalmente al deslizamiento lateral de la rueda sobre el rail, generalmente al tomar una curva, y que provoca un ruido chirriante de alta frecuencia y un desgaste notable tanto en la vía como en la rueda. Dado que el software del CIIM permite los análisis en alta frecuencia, puede ser un muy buen punto de partida para un futuro desarrollo que permita entender mejor la generación del squeal, y su posible prevención.

Bibliografía

- [1] S. Hylton, *The Grand Experiment: The Birth of the Railway Age 1820-1845*, Ian Allan Publishing (2007)
- [2] R. Balkwill, J. Marshall, *The Guinness Book of Railway Facts & Feats*, Guinness World Records Limited (1993)
- [3] J. Martínez Casas, *Modelos dinámicos avanzados de ejes ferroviarios*, Tesis Doctoral UPV (2013)
- [4] https://en.wikipedia.org/wiki/High-speed_railway_line
- [5] <http://www.fedea.net/los-resultados-de-la-liberalizacion-del-sector-ferroviario-enespana-han-sido-decepcionantes-hasta-el-momento/>
- [6]-<http://observatoriotransporte.fomento.es/NR/rdonlyres/24A1BCAA-0188-44E3-BDB1-9CDB4ADD4733/141854/INFORMEOTLE2016.pdf>
- [7] S. Iwnick, *Manchester Benchmarks for Rail Vehicle Simulations*, Vehicle System Dynamics (1998)
- [8] L. Baeza, H. Ouyang, *A railway track dynamics model based on modal substructuring and cyclic boudary condition*, Journal of Sound and Vibration 330 (2011) pp. 75-86
- [9] A.A. Shabana, *Dynamics of Multibody Systems*, Cambridge University Press (2005)
- [10] José Martínez-Casas, Juan Fayos, Francisco D. Denia, Luis Baeza, *Dynamics of damped rotating solids of revolution through an Eulerian modal approach*, Journal of Sound and Vibration (2011)
- [11] José Martínez-Casas, Laura Mazzola, Luis Baeza, Stefano Bruni, *Numerical estimation of stresses in railway axles using a train-track interaction model*, Journal of Sound and Vibration (2012)
- [12] José Martínez-Casas, Egidio Di Gialleonardo, Stefano Bruni, Luis Baeza, *A comprehensive model of the railway wheelset-track interaction in curves*, Journal of Sound and Vibration (2013)
- [13] L. Jézéquel, *Response of periodic system to a moving load*, Journal of Applied Mechanics-ASME 48 (1981) pp. 613-618
- [14] M. Shamalta, A. V. Metrikine, *Analytical study of the dynamic response of an embedded railway track to a moving load*, Archive of Applied Mechanics 73 (2003) pp. 131-146
- [15] M.F.M. Hussein, H.E.M. Hunt, *Modelling of floating-slab tracks with continuous slabs under oscillating moving loads*, Journal of Sound and Vibration 297 (2006) pp. 37-54
- [16] A.V. Vostroukhov, A.V. Metrikine, *Periodically supported beam on a visco-elastic layer as a model for dynamic analysis of a high-speed railway track*, International Journal of Solids and Structures 40 (2003) pp. 5723-5752

- [17] G. Lombaert, G. Degrande, D. Clouteau, *Numerical modelling of free field traffic-induced vibrations*, Soil Dynamics and Earthquake Engineering 19 (2000) pp. 473-488
- [18] P. M. Belotserkovskiy, *On the oscillations of infinite periodic beams subjected to a moving concentrated force*, Journal of Sound and Vibration 193 (1996) 705-712
- [19] R.G. Dong, S. Sankar, R.V. Dukkipati, *A finite-element model of railway track and its application to the wheel flat problem*, Journal of Rail and Rapid Transit 208 (1994) pp. 61-72
- [20] X. Lei, N.A. Noda, *Analyses of dynamic response of vehicle and track coupling system with random irregularity of track vertical profile*, Journal of Sound and Vibration 258 (2002) pp. 147-165
- [21] J.C.O. Nielsen, A. Igeland, *Vertical dynamic interaction between train and track-influence of wheel and track imperfections*, Journal of Sound and Vibration 187 (1995) pp. 825-839
- [22] A.A. Shabana, R. Chamorro, C. Rathod, *A multi-body system approach for finite element modelling of rail flexibility in railroad vehicle applications*, Journal of Multibody 222 (2008) pp. 1-15
- [23] L. Baeza, A. Roda, J.C.O. Nielsen, *Railway vehicle/track interaction analysis using a modal substructuring approach*, Journal of Sound and Vibration 293 (2006) pp.112-124
- [24] J. Piotrowski, H. Chollet, *Wheel-rail contact models for vehicle system dynamics including multi-point contact*, Vehicle System Dynamics 43 (2005) pp. 455-483
- [25] F. Braghin, S. Bruni, G. Diana, *Experimental and numerical investigation on the derailment of a railway wheelset with solid axle*, Vehicle System Dynamics (2006) pp. 305 – 325
- [26] Z.Y. Shen, J.K. Hedrick, J.A. Elkins, *A comparison of alternative creep forcé models for rail vehicle dynamic analysis*, Vehicle System Dynamics 12 (1983) pp. 79-82
- [27] D. Moelle, R. Gasch, *Nonlinear Bogie Hunting*, in Proc. 7th IAVSD Symp. Cambridge, Swets & Zeitlinger, Lisse (1982) pp. 455-467
- [28] O. Polach, M. Berg, S. Iwnicki, *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, CRC Press (2006) capítulo 12
- [29] *Decision supporting tools for implementation of cost-efficient railway noise abatement measures*, 730829, Shift2Rail, Horizon 2020 (European Union Funding for Research & Innovation)

