

**REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALURGICO “Dr. ANTONIO NUÑEZ
JIMENEZ”
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECHANICA**

**TESIS PRESENTADA EN OPCIÓN AL TÍTULO
ACADÉMICO DE MÁSTER EN ELECTROMECHANICA**

**TÍTULO: MODELACIÓN DE LA DINAMICA DE UN
TREN Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA
DEL BOGIE DEL METRO DE CARACAS**

AUTOR: Ing. ENRIQUE JUAN LIMONGI ESTRADA

TUTORES:

**Dr. C. DANIEL GUZMÁN DEL RÍO
Facultad de Informática y Matemática
Universidad de Holguín**

**Dr. C. ARISTIDES LEGRA LOBAINA
Facultad de Matemática
Instituto Superior Minero Metalúrgico**

**Dr. C. LUIS DELFIN ROJAS PURON
Facultad de Metalurgia y Electromecánica
Instituto Superior Minero Metalúrgico**

CARACAS – 2009

**REPÚBLICA DE CUBA
MINISTERIO DE EDUCACIÓN SUPERIOR
INSTITUTO SUPERIOR MINERO METALURGICO “Dr. ANTONIO NUÑEZ JIMENEZ”
FACULTAD DE METALURGIA Y ELECTROMECHANICA**

**TESIS PRESENTADA EN OPCIÓN AL TÍTULO ACADÉMICO
DE MÁSTER EN ELECTROMECHANICA**

**MODELACIÓN DE LA DINAMICA DE UN TREN Y
SIMULACIÓN DEL SISTEMA DEL BOGIE DEL
METRO DE CARACAS**

Ing. ENRIQUE JUAN LIMONGI ESTRADA

**Departamento de Ingeniería Mecánica
Instituto Universitario Tecnológico “Federico Rivero Palacios”**

CARACAS - 2009

AGRADECIMIENTOS

Agradezco al gobierno nacional por su visión en la formación de cuadros académicos de alto nivel, la cual permitió la relación fraterna entre la República Bolivariana de Venezuela y la República de Cuba.

A la comitiva de profesores de las diferentes facultades del Instituto Minero Metalúrgico de MOA, así como a los profesores de otros centros universitarios, que participaron en el Programa de Maestría en Electromecánica, por brindarme no sólo un acercamiento al mundo científico sino también su amistad y compañerismo.

A la profesora Dr. C. Mirian Vilaragut quien me motivo a formalizar mis estudios en la maestría en Electromecánica.

En especial, reconocimiento a los profesores Dr. C. Enrique Torres, Dr. C. Mercedes, Dr. C. Velaquez (Chicho) y Dr. C. Secundino Marrero, por apostar al logro del objetivo de alcanzar el título que con este trabajo estoy optando.

Estaré eternamente agradecido a mis tutores del trabajo de tesis, que sin la ayuda de ellos hubiese sido imposible culminar este trabajo de investigación al Dr. C. Daniel Guzmán del Río, Dr. C. Arístides Legra Lobaina y al Dr. C. Luis Delfín Rojas Puron.

DEDICATORIA

A mi esposa Sonja por apoyarme pacientemente en cada uno de estos días de lucha en la búsqueda de lograr el objetivo planteado como lo es el de alcanzar el título de Master.

A Sonia Catina quien contribuyó en la realización de las figuras, revisión de la bibliografía y acompañarme con su cariño.

Resumen

Se presentan las características del sistema rueda-riel así como las generalidades del transporte ferroviario, las diversas afectaciones de los rieles y los tipos de desgaste. Se fundamenta la necesidad de la inspección de la vía, indicando los criterios técnicos para la inspección y diagnóstico frecuente del estado de desgaste y las posibles soluciones. Se modeliza el sistema dinámico de un tren con sus correspondientes variables, el sistema rueda riel y del desgaste en el riel, el comportamiento dinámico del Bogie, el Bolster, el carro y la dinámica del movimiento de todo el vagón. A partir de los modelos obtenidos, se presentan los esquemas y resultados de las simulaciones del sistema dinámico del Bogie de un tren del metro de Caracas. Se relacionan los esquemas de simulación del contacto rueda riel con los distintos tipos de desgaste, realizando el análisis de la simulación dinámica del conjunto rueda y Bogie. Se presentan los resultados del análisis económico, ambiental y social.

PALABRAS CLAVES: **Sistemas dinámicos, ferrocarriles, desgaste, modelación, simulación, Matlab**

Abstract

The main characteristics of a wheel-rail road system, generalities of railway transport, different failures of railways and kind of wearing are presented. The necessity of inspections of railway is presented, emphasizing on technical criteria for inspection and diagnosis of the state of wearing and its possible solutions are argued. The dynamic system with its corresponding variables, the wheel-rail system, the wearing of railway the dynamic behavior of the bogie, the bolster, the car and the whole wagon are modeled. With the corresponding models, the schemes and results of simulations of the dynamic system of the Bogie belonging to a train from Caracas subway are given. Different schemes of simulation on the contact wheel-rail area related with different kind of wear and the analysis of the dynamic simulation of the connection wheel-rail is done. Economical, environmental and social analyses are presented as well.

KEYWORDS: **Dynamic system, railway, wear, modeling, simulation, Matlab**

INDICE

INTRODUCCION	pp. 1
CAPITULO I Marco Teórico y Referencial	
1.1. Introducción	8
1.2. Generalidades sobre el Transporte por Ferrocarril	8
1.3. Caracterización del Sistema Tren Riel	11
1.3.1. Contacto Rueda Riel	11
1.3.2. Modelo dinámico de interacción entre el riel y el sistema del vagón	13
1.3.3. Modelo teórico de vibraciones en el suelo generado por irregularidades en la vía.	17
1.4. Afectaciones de los Rieles	20
1.4.1. Problemas Relacionados con la Tensión de la Rueda	21
1.4.2. Esfuerzo de Contacto	21
1.4.3. Causas y Tipos de Desgaste	23
1.4.4. El Desgaste en el contacto Rueda-Riel.	25
1.5. Fundamentación de la necesidad de Inspección y Diagnóstico del desgaste de los Rieles	26
1.6. Estudio Crítico de las técnicas de Inspección y Diagnóstico actuales	27
1.6.1. Control de mediciones de la vía férrea internacionalmente	27
1.6.2. Control de mediciones de la vía férrea en el Metro de Caracas	28
1.7. Conclusiones Parciales	30
CAPÍTULO II Modelización del Sistema Dinámico del Tren	
2.1. Introducción	31
2.2. Modelización Matemática de la Dinámica del Tren	31
2.2.1. Análisis de Variables en el Contacto Rueda Riel	33
2.2.2. Modelo del Contacto Rueda Riel	33
2.2.3. Análisis de las Variables en el Desgaste	34
2.2.4. Modelo del Desgaste	34

2.2.4.1. Ley General del Desgaste	34
2.2.4.2. Ley de Desgaste para el Contacto Rueda-Riel	35
2.2.4.3. Expresiones del Modelo de Perturbaciones.	36
2.2.4.3.1. Modelo Desgaste tipo Cúspide (CUPS)	37
2.2.4.3.2. Modelo Desgaste tipo Resalte (BEND)	37
2.2.4.3.3. Modelo Desgaste tipo Senoidal (SINE)	38
2.2.5. Análisis de las Variables de la rueda que participan en la dinámica	39
2.2.6. Modelo Dinámico de las Ruedas	41
2.2.7. Análisis de Variables del Bogie	45
2.2.8. Modelo Dinámico del Bogie	48
2.2.9. Análisis de Variables del Bolster	49
2.2.10. Modelo Dinámico del Bolster	51
2.2.11. Análisis de Variables del Carro	52
2.2.12. Modelo Dinámico del Carro	53
2.2.13. Análisis Integral del Sistema de Variables del Vagón	53
2.2.14. Modelo Dinámico del Vagón	55
2.2.15. Modelo Generalizado de la Dinámica del Movimiento del Tren	59
2.5. Conclusiones Parciales	62

CAPÍTULO III Simulación de la Dinámica de Movimiento de un Tren del Metro

3.1. Introducción	63
3.2. Simulación con MATLAB de la Dinámica del Movimiento del Tren del Metro	64
3.2.1. Esquema de Simulación de los desgastes en la vía	65
3.2.1.1. Esquema de Simulación de desgaste tipo Cúspide.	65
3.2.1.2. Esquema de Simulación de desgaste tipo Resalte	65
3.2.1.3. Esquema de Simulación de desgaste tipo Senoidal	66
3.2.2. Análisis de la Simulación Dinámica de la Rueda	67
3.2.2.1. Análisis de la Simulación del desgaste tipo Cúspide	67
3.2.2.2. Análisis de la Simulación del desgaste tipo Resalte	68
3.2.2.3. Análisis de la Simulación del desgaste tipo Senoidal	69
3.2.3. Esquema de Simulación de los desgastes en la Vía	71

3.2.3.1. Esquema de Simulación de la rueda 2	71
3.2.3.2. Esquema de Simulación de la rueda 3	72
3.2.4. Análisis de la simulación dinámica de la rueda	72
3.2.4.1. Análisis de la simulación dinámica de la rueda 2	73
3.2.4.2. Análisis de la simulación dinámica de la rueda 3	77
3.2.5. Esquema de Simulación del Bogie	78
3.2.6. Análisis de la Simulación Dinámica del Bogie	84
3.2.6.1. Análisis de la simulación dinámica del Bogue por la acción de desgaste tipo Cúspide	84
3.2.6.2. Análisis de la simulación dinámica del Bogue por la acción de desgaste tipo Resalte	87
3.2.6.3. Análisis de la simulación dinámica del Bogue por la acción de desgaste tipo Senoidal	90
3.3. Validación Económica	93
3.4. Validación Ambiental	94
3.5. Validación Social	94
3.6. Conclusiones Parciales	95
 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
Conclusiones.	96
Recomendaciones	97
 REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	
Referencias Bibliográficas	98
ANEXOS	108

INTRODUCCION

El estado de la vía férrea es de importancia vital para cualquier empresa o institución que administre o preste el servicio de transporte masivo aprovechando la modalidad de METRO. En ese sentido la empresa Metro de Caracas, en la capital de Venezuela, realiza diversos estudios sobre la vía y el material rodante. Entre los intereses que ha demostrado la empresa se puede acotar el que tiene en el mantenimiento de sus equipos así como la prestación de un buen servicio y de calidad.

El Metro de Caracas (METRO) contrató en 1998, a la empresa Transportation Technology Center, Inc. (TTCI), una subsidiaria de la Association of American Railroads (AAR), para realizar una inspección preliminar para obtener información en, vehículos y líneas, usados por METRO.

El Informe de Inspección Preliminar identificado con el número P-98-033 (1998), es parte de un proyecto mayor que METRO de Caracas tiene con TTCI, para proveerse de transferencia de tecnología en el campo de la dinámica de vías de ferrocarril. El objetivo de este proyecto fue mejorar el desempeño dinámico de los vehículos utilizados por METRO, para reducir las fallas y el reemplazo de las líneas y los componentes del equipo rodante.

Las pruebas incluyen medidas de caracterización de los parámetros de la vía y observaciones de la operación del sistema en general. Las mediciones fueron hechas en trenes cargados y vacíos. También se llevaron a cabo observaciones detalladas de la línea y de los defectos de la misma. Basados en esas pruebas y observaciones, se llegó a las siguientes conclusiones: Las medidas tomadas y el análisis subsiguiente de los resultados le dio a TTCI una buena comprensión del diseño del conjunto de ruedas (Bogie), y de como él trabaja. Entre las observaciones, en el informe se indica que el Bogie tiene una segunda suspensión muy rígida con las varillas de tracción soportando cargas muy grandes. El diseño del soporte del motor parece restringir la habilidad de la junta articulada en el centro del Bogie para lidiar con perturbaciones en la línea e introduce grandes cargas en el soporte del motor y la estructura que lo soporta. Fallos en las varillas de tracción y el brazo del soporte del motor, han ocurrido en el sistema y están actualmente siendo investigados por el fabricante de los vehículos.

Del procedimiento para la obtención de las características dinámicas de los vagones y Bogies, no hubo transferencia tecnológica, en el sentido que los equipos utilizados para la medición no quedaron en las instalaciones de METRO de Caracas, así como tampoco

quedó el procedimiento de cálculo o las metodologías para tomar los valores o coeficientes del material rodante. En el informe quedaron registrados los resultados finales, pero las gráficas del comportamiento dinámico solo tienen registradas en papel, no hay soporte digital del mismo.

Del informe técnico identificado con el nombre *Informe de Inspección Preliminar P-98-033* (1998), se acota lo referente a defectos de riel y daños de los componentes que las condiciones de la línea en algunas curvas mostraron, en las esquinas interiores, rajaduras y aconchamientos. Los aconchamientos son defectos bajo la superficie, (de 3 a 9 mm de profundidad) y en muchos lugares han producido rotura a través de la cara interior. Esta pérdida de metal provoca un reducido soporte vertical de la rueda en el punto de contacto, lo que puede provocar en colapsos localizados de la cabeza del riel, corrugaciones y vibraciones inducidas al tren.

La mayoría de los daños a los componentes de la línea, (por ejemplo: broches rotos, tornillos sostenedores rotos, rellenos movibles de los polines y polines rajados), que fueron observados [P-98-033, (1998)], estaban asociados en las cercanías o directamente bajo las áreas de aconchamiento grave.

El alto nivel de lubricación, al pasar el tiempo, ha controlado la cantidad de desgaste en la cara interior del raíl, ahora bien, la gran cantidad de esmerilado alisa las corrugaciones, pero ha reducido la altura de la cabeza del riel significativamente. Por lo tanto, el desgaste del riel es máximo en la dirección vertical, mientras que el desgaste del lado, debido al contacto con el reborde de la rueda, es mínimo, debido a la generosa lubricación.

Entre otras referencias de trabajos realizados posteriormente en las instalaciones de METRO DE CARACAS por la empresa Transportation Technology Center Inc. (TTCI) son:

1. Evaluación de cargas dinámicas y análisis de falla en el Bogie, este trabajo tiene como objetivo realizar una serie de recomendaciones respecto a fallas estructurales en el Bogie, específicamente en el soporte del motor, así como la recomendación de cambios en el diseño del Bogie. Aunque este fue el objetivo inicial de la accesoria, durante la misma la empresa Centro Tecnológico de transporte (TTCI) aprovecho para esta actividad para mostrar diversas tecnología por medio de la implementación de mediciones, uso de software que permitió a la empresa ofertar una serie de servicios que a la larga se convertiría en una actividad bastante extensa.

2. Estudio de las Características Dinámicas de un Vehículo de Metro de Caracas y Efectos de la Modificación de la Suspensión Secundaria. Este proyecto tiene por objetivo mejorar los sistemas de suspensión de los vehículos operados por Metro. Luego de realizar unas costosas pruebas y comparar sistemas de suspensión de cuatro puntos (el actual) con uno propuesto de tres puntos, se llegó a la conclusión que para implementar un sistema de tres puntos se requiere que el número de vagones sea par. Todo el sistema Metro de Caracas está concebido para una unidad formada por siete vagones, por lo que nos es factible la propuesta de mejora.

3. Diseño de Ruedas Instrumentadas para Metro de Caracas, y Medida de Cargas de Alta Exactitud en Juego de Ruedas de los Carros, entre otros. Luego que la empresa TTCI convenció a Metro de Caracas de la necesidad de poseer un sistema de ruedas instrumentadas, para recolectar la data que es necesaria para utilizar el software que la empresa TTCI vendió a Metro de Caracas. La actividad consistió en la fabricación, calibración y puesta a punto de un sistema de Ruedas instrumentadas, así como el entrenamiento para el uso.

4. La contratación del servicio de medición de los parámetros arrojó los datos necesarios para poder realizar las corridas en un programa de simulación (NUCARS) que Metro de Caracas adquirió con la empresa TTCI en el año 1999. Este software tiene vencida su licencia desde el año 2004.

Todo lo anterior indica el gran interés que tiene la empresa Metro de Caracas, en lo referente al mantenimiento de la vía y del material rodante, por lo que se cree que este proyecto tendrá buena receptividad.

El empleo de datos de medición del estado de desgaste de los rieles dentro de las empresas de sistema de transporte masivo tipo Metro no es algo nuevo, y se sabe que su uso permite controlar eficientemente la gestión y la ejecución de las funciones de estas, en especial el mantenimiento, con el propósito de que logren las metas propuestas en la organización.

Durante los últimos quince años la inspección del estado de la vía, en las instalaciones del Metro de Caracas se efectuaba por medio de un vehículo que posee unos palpadores de inspección por ultrasonido. Para realizar su tarea el vehículo debe desplazarse a una velocidad que oscila entre los ocho y los doce kilómetros por hora, lo que ocasiona ocupación en la vía, reduciendo el escaso tiempo disponible para actividades de mantenimiento.

El Instituto de Ferrocarriles del Estado (IFE) adquirió un equipo de Auscultación. El vehículo US 6-1 es un automotor bidireccional con un costo estimado en cuatro millones de dólares. En la actualidad, el tendido ferroviario que está administrando en Venezuela el IFE es relativamente nuevo y de pocos kilómetros, motivo por el cual ha cedido en condición de préstamo al Metro de Caracas dicho vehículo para que acometa funciones de inspección como parte de la política de mantenimiento. El equipo de Auscultación es fabricado por la empresa SPENO International SA, Suiza, en cooperación con las empresas alemanas, DB AG y BAM. Tiene capacidad de medir a velocidades de hasta 60 Km/h. El principio de funcionamiento del equipo es por Corrientes de Eddy, según publicación de Pohl et al. (2006), por lo que se especializa en la detección de grietas en la vía, así como en la medición de la profundidad de esa grieta.

Es relevante para el tema indicar que el equipo ofertado por SPENO permite tolerancias de calibración de hasta 3 mm con respecto a la superficie, por lo que requiere de un ajuste en caso de que exista grandes desgastes. Por otro lado entre las recomendaciones de dicho artículo los autores indican que es necesario desarrollar nuevos tipos de filtros para la detección de superficies con defectos, desgastes y corrugaciones. Por lo anterior se observa que aunque el equipo está desarrollado con las últimas tecnologías en lo que respecta a la detección de grietas, no es capaz de detectar el desgaste y defectos sobre la vía.

Motivado por la necesidad de contribuir con las empresas industriales y de servicio venezolanas, el Laboratorio de Investigación del Departamento de Mecánica del Instituto Universitario de Tecnología Región Capital “Dr. Federico Rivero Palacio”, está desarrollando una línea de investigación de Sistemas Ferroviarios contexto dentro del cual se desarrolló el presente trabajo.

Este escenario permitió abordar la siguiente situación problemática, que consiste en un deficiente un sistema de Diagnóstico Frecuente del Estado de Desgaste de los Rieles en el Metro de Caracas, a fin de conocer el grado de adecuación y efectividad de esta función en la prestación del servicio. Como problema se aborda el requerimiento de conocer el modelo matemático del movimiento dinámico de un tren de Metro de Caracas.

Problema Científico

La inexistencia de un modelo teórico que describa la dinámica del tren del Metro de Caracas en su interacción con los rieles, que sea útil para desarrollar una metodología para la inspección y diagnóstico del estado de desgaste de los rieles.

Objeto de investigación

Desgaste en el sistema tren riel.

Objetivo General de la investigación

Modelar y simular la dinámica del movimiento del tren en su interacción con los rieles como base para el desarrollo de un sistema de inspección y diagnóstico.

Campo de Acción

Dinámica del movimiento del tren en su interacción con los rieles.

Hipótesis de trabajo

Si se caracteriza adecuadamente la dinámica del tren en su interacción con los desgastes en la vía entonces se puede establecer un modelo matemático que permita el estudio de la dinámica del movimiento de un tren del Metro de Caracas, la posterior caracterización del estado del desgaste del riel y su ubicación.

Objetivos Específicos

1. Realizar un estudio sobre modelos de ferrocarril, sistemas dinámicos, modelo de contacto rueda riel y modelo de desgaste en vías férreas.
2. Establecer un modelo mecánico del desgaste que ocurre en el contacto rueda-riel, su afectación sobre la vía, identificando los diferentes tipos de desgaste, su geometría, las cargas, localización del contacto y ocurrencia.
3. Conceptualizar el comportamiento e interacción dinámica de los sistemas del tren ante una excitación externa, así como los modelos matemáticos de vibraciones para modelar los fenómenos en el contacto rueda-riel, identificando las variables del Bogie.
4. Conformar los esquemas de simulación de los sistemas dinámicos que componen las ruedas, el Bogie tanto delantero como trasero, obteniendo las respuestas dinámicas del mismo.
5. Realizar una valoración económica, social y ambiental de la metodología propuesta.

Estructura del trabajo

El presente trabajo se compone de tres capítulos en los cuales se esboza una Modelación matemática y simulación de la dinámica de un tren en el Metro de Caracas, los cuales contienen:

En el Capítulo 1, titulado Marco Teórico y Referencial, se presentan las características del sistema rueda-riel así como las generalidades en el transporte ferroviario, las diversas afectaciones de los rieles, indicando los tipos de desgastes, se fundamenta además la necesidad de la inspección y diagnóstico de la vía, indicando los criterios técnicos para la inspección y diagnóstico frecuente del estado de desgaste. Finalmente se presenta un análisis de las posibles soluciones para la inspección y diagnóstico frecuente del desgaste de los rieles.

En el Capítulo 2, se presenta la Modelización del Sistema de Dinámico de un Tren, esto se logra proponiendo las variables y el modelo del contacto rueda riel, la modelización del desgaste en el riel, modelización del comportamiento dinámico del Bogie, el Bolster y el carro. Así también se analiza la modelización de la dinámica del movimiento de todo el vagón.

En el Capítulo 3, se presentan los esquemas y resultados de las simulaciones del Sistema Dinámico del Bogie un tren del Metro de Caracas, Se procedió a relacionar los esquemas de simulación del contacto rueda riel con lo distintos tipos de desgastes, realizando el análisis de la simulación dinámica del conjunto rueda, Bogie. En esta propuesta realizada se abordó también aspectos significativos tales como el técnico, económico, ambiental y social.

Por último, se presentan las Conclusiones y Recomendaciones de la investigación.

La importancia de los resultados obtenidos, se fundamenta en la conformación de un Modelo matemático del movimiento de un tren en el Metro de Caracas y simulación de la dinámica del Bogie del mismo. Esto permitirá desarrollar una metodología para un Sistema de Inspección del Estado de Desgaste de los Rieles en el Metro de Caracas, lo cual sigue siendo vital para generar y desarrollar nuevas tecnologías, y crear valor agregado.

CAPITULO I

CAPITULO I

Marco Teórico y Referencial

1.1. Introducción

El objetivo del capítulo es establecer el Marco Teórico - Metodológico de la Investigación, a partir del análisis de los trabajos precedentes, la metodología seguida para su ejecución así como la base teórica que sustenta la investigación y una caracterización integral del estado actual del objeto de estudio. Desarrollar una Tecnología para implementar un sistema de inspección y diagnóstico frecuente, como una estrategia de mantenimiento de la vía para el caso de la línea 1 del Metro de Caracas.

1.2. Generalidades sobre el Transporte por Ferrocarril

1.2.1. Antecedentes históricos del ferrocarril en Venezuela

Durante el gobierno de Antonio Guzmán Blanco, en 1877, fue puesto en servicio el primer ferrocarril que enlazaba en una longitud de 70 km y con una trocha de 61 centímetros las poblaciones de Tucacas y Aroa. Con esta primera concesión otorgada en 1873, con la empresa del Ferrocarril Bolívar, se inicia en Venezuela el trazado y la explotación de las vías férreas. Dicho ferrocarril estaba concebido para el transporte de mineral desde las minas de Aroa hasta el puerto de Tucacas, donde sería embarcado a los mercados del exterior.

Después de este ensayo, surgieron otras concesiones con privilegios especiales para las compañías constructoras y operadoras, pero sin que las obras estuvieran fundamentadas en un plan coordinado a nivel nacional. Fue así como se autorizaron más de treinta concesiones para construir 5000 kilómetros de vías. Sin embargo, las empresas sólo llegaron a ejecutar en distintas regiones del territorio nacional, 1.000 kilómetros de trochas disímiles, con anchos de rieles que variaban entre 0,61 m, 0,91 m, 1 m y 1,067 metros, lo que hacía imposible la interconexión entre las vías.

Fueron obras sin duda alguna atrevidas en aquella época, desde el punto de vista técnico y económico, pero que, por falta de unidad en su concepción, presentaron deficiencias en sus características de alineamientos. Las vías fueron construidas con curvas de

reducidos radios y fuertes pendientes; la capacidad de carga de los trenes era en extremo limitada y se podría anotar además una serie de factores que restaron a estos tramos la función de eficacia y de amplio beneficio público.

Las circunstancias señaladas y el aislamiento de las vías entre si, determinaron el fracaso económico de esos ferrocarriles al cabo de algunos años, frente a la creciente competencia del vehículo automotor. Pasaron muchas décadas sin que se tomara ninguna medida de rehabilitación de los viejos ferrocarriles existentes, ni se estructurara ningún plan en este sentido. Este hecho llevó a su desmantelamiento en los primeros años de la década de los 50.

En el siguiente cuadro se indican los principales tramos ferroviarios que fueron construidos entre los años 1877 y el 1894.

Tabla N 1 Tramos Ferroviarios construidos entre 1877 y 1894 (IAAFE)

FERROCARRILES	LONGITUD (Km)	INICIO DE OPERACIÓN	FINALIZACIÓN DE OPERACIÓN
TUCACAS - AROA	70	1877	1954
TUCACAS - BARQUISIMETO	63	1877	1954
BARQUISIMETO - EL HACHA - AROA	15	1891	1954
EL HACHA - PALMASOLA	40	1891	1954
PALMASOLA - SAN FELIPE	42	1916	1954
CARACAS - LA GUAIRA	36,7	1880	1951
GRAN FERROCARRIL LA CEIBA: La Ceiba - Sabana de Mendoza Sabana de Mendoza - Motatán	35 46,4	1888 1895	1947
GRAN FERROCARRIL DEL TACHIRA	178,9		1950
CORO - LA VELA	13,3		
PUERTO CABELLO - EL PALITO - VALENCIA	54	1888	1957
EL PALITO - PALMASOLA	55,4	1942	1957
FERROCARRIL CENTRAL	73,5	1886	
CARENERO - RIO CHICO	54,4	1899	1954
GUANTA - BARCELONA - NARICUAL	36,4	1892	1940
SANTA BARBARA - EL VIGIA	60	1909	1937
GRAN FERROCARRIL DE VENEZUELA (Caracas - Valencia)	178,9	1894	1954

En el año 1946 se decreta la creación del Instituto Autónomo Administración Ferrocarriles del Estado (I.A.A.F.E.), que tendría a su cargo la conservación, administración, explotación y desarrollo de los ferrocarriles nacionales y de los que en adelante pasarían a ser propiedad del Estado.

En 1949, el I.A.A.F.E. (Actualmente Instituto de Ferrocarriles del Estado, IFE), al actuar como miembro del Consejo Nacional de Vialidad, expresó a dicho cuerpo el estado deplorable en que se encontraban los Ferrocarriles propiedad de la nación, administrados por el Instituto. Se informó que tanto las vías férreas como el material rodante estaban en condiciones tales de desgaste e insuficiencia mecánica, que su funcionamiento constituía una grave responsabilidad ante el peligro de frecuentes descarrilamientos y por lo tanto eran antieconómicos.

Este momento marca el final de los ferrocarriles tradicionales de Venezuela, y el inicio de los que podrían ser llamados ferrocarriles modernos.

El primer Plan Ferroviario Nacional de 1950 expresa la intención del Estado Venezolano de crear una red ferroviaria adecuada a los nuevos tiempos. La única realización concreta de este primer plan vino dada por la puesta en marcha del tramo Puerto Cabello - Barquisimeto en el año 1957 (Limongi, 2006). En las décadas de los 60 y los 70 se planteó una revisión y redefinición del papel del ferrocarril en el desarrollo del país.

1.2.2. El Plan Ferroviario Nacional en Venezuela

El Plan Ferroviario Nacional contempla el desarrollo de una red conformada por varios sistemas que responden a actividades económicas, políticas y sociales, tomando en cuenta los planes y las necesidades del país.

El plan nacional ferroviario tiene por objetivos: Diversificar la utilización y aumentar la capacidad del sistema de transporte inter-regional en su conjunto. Asegurar la movilización de las cargas y pasajeros previstos en los planes de desarrollo del país. Complementar, optimizar y ampliar otros modos de transporte tales como el carretero, cabotaje y fluvial, incentivando el desarrollo de sistemas intermodales. Facilitar la exportación de productos no tradicionales, especialmente mineros. Estabilizar los costos del transporte y disminuir la dependencia actual del modo de transporte automotor. Fortalecer los intercambios comerciales con el MERCOSUR y la Comunidad Andina, mediante conexiones binacionales con Brasil y Colombia.

Entre las justificaciones del Plan Nacional Ferroviario de Venezuela se encuentran: La ejecución de importantes proyectos productivos nacionales se traducirá en una demanda masiva de carga inter-regional y hacia los puertos, que no podrá ser satisfecha a través del modo carretero. El ferrocarril es el modo de transporte económicamente más idóneo para el traslado masivo de bienes y personas en media y larga distancia. Permitirá aliviar la situación crítica del sistema general de transporte en el ámbito nacional debido a: Disminución del parque automotor por su elevado costo de operación, Aumento constante de tarifas y fletes y Deterioro de la infraestructura existente por lo costoso que implica hacerle constante mantenimiento. Las conexiones binacionales facilitarán la integración y desarrollo de las poblaciones fronterizas.

De las políticas del Plan Nacional Ferroviario de Venezuela se destacan: Concretar un sistema de transporte alternativo y estratégico de acuerdo con los planes de ordenamiento

territorial y de desarrollo económico y social. Participación amplia y creciente de la ingeniería e industria nacional en la ejecución de los proyectos ferroviarios. Establecer una política de concesiones y/o asociaciones estratégicas como una alternativa viable para el desarrollo de éstos planes. Propiciar la cooperación de los organismos regionales en la concepción, ejecución y operación de los proyectos. Utilizar equipos probados y adaptados a las necesidades nacionales para garantizar una operación eficiente y una rápida asimilación tecnológica y de producción. Incentivar el intercambio tecnológico y la producción endógena, adaptándolo a las necesidades nacionales y fortaleciendo nuestra economía. Favorecer el proyecto de integración Latinoamericana y del Caribe.

Sistemas que Conforman la Red Ferroviaria Nacional

Los sistemas conforman una red que abarca las zonas pobladas y productoras del país, a fin de garantizar un transporte eficiente tanto de carga como de pasajeros, enmarcado dentro del Plan de Desarrollo Regional. Además se plantean conexiones binacionales (Colombia y Brasil) que generarán intercambios comerciales con el resto de los países de América del Sur, sin embargo, se deben tomar en cuenta las políticas de estrategia y defensa en la zona fronteriza.

Entre los principales proyectos que actualmente se encuentran en fase de construcción o rehabilitación destacan: Sistema Ferroviario Ezequiel Zamora (Central) y Sistema Ferroviario Simon Bolívar (Centro Occidental), Sistema Metro de Valencia, Sistema Metro Los Teques, Sistema Metro de Maracaibo y Sistema Ferroviario de los Llanos.

1.3. Caracterización del Sistema Tren Riel

1.3.1. Contacto Rueda Riel

Los estudios iniciales sobre el contacto entre dos los cuerpos tuvieron lugar cerca del fin del siglo diecinueve. El investigador alemán Heinrich Hertz, publicó uno de sus primeros artículos sobre este aspecto en 1896. Sus estudios (Hertz, 1882) están basados en experimentos que usan interferencia óptica entre dos lentes de vidrio cilíndricos. Él observó que ambas lentes deformaron bajo carga y que la región de contacto tenía una forma elíptica. Cuando se quitó la carga, la región del contacto desapareció y las lentes revirtieron a su forma original. De esas observaciones, Hertz formuló su teoría que todavía es usada por cualquiera que estudia contacto, la Teoría de Hertz sólo puede usarse con cuerpos absolutamente elásticos bajo cargas normales, calculando en su propuesta sólo las tensiones de la superficie.

El investigador inglés Carter, a finales de mil novecientos veinte (Carter, 1926), fue el primero en evaluar las fuerzas tangenciales entre dos cuerpos rodantes. Evaluó las ruedas de la locomotora en contacto con el riel. Consideró sólo el arrastre longitudinal, y encontró las fuerzas tangenciales en esa dirección. También fue el primero en proponer un modelo que considera el arrastre en la dirección longitudinal.

En 1949, M'Ewen (1949) evaluó el contacto entre dos cilindros y calculó el campo de esfuerzos, teniendo en cuenta las cargas tangenciales causada por la fricción en el área del contacto. Su estudio fue el primero en incluir la fuerza de fricción en el modelo.

Johnson, (1985), estudió el contacto entre dos esferas en movimiento, midiendo el coeficiente de arrastre en sus tres formas: longitudinal, transversal y de giro. Consiguió las fuerzas y momentos correspondientes. La determinación de la región del contacto y la distribución de presión están basadas en la Teoría de Hertz. Su investigación proporcionó una gran contribución a la comprensión de fenómenos del contacto y se documentó en varios artículos y finalmente en un libro (Johnson, 1985).

Smith y Liu (1953) estudiaron el contacto entre los cuerpos elásticos con y sin arrastre. Su modelo sólo podría aplicarse a áreas de contacto rectangulares. Dedujeron las ecuaciones para calcular los esfuerzos normales y de corte analíticamente, ambos en la superficie del contacto y dentro de los cuerpos. Usaron el valor del máximo por la fuerza tangencial, como está descrito por la Ley de Coulomb. Sus estudios representaron un gran avance en la evaluación del esfuerzo de contacto, porque ellos calcularon las tensiones bajo la superficie, en lugar de sólo sobre, como Hertz lo hizo.

A principios de mil novecientos sesenta, Haines y Ollerton (1963) propusieron una solución aproximada para la distribución de esfuerzos de corte para un área de contacto elíptica. Ellos también compararon sus resultados con experimentos fotográficos de elasticidad y encontró buenos resultados.

Hamilton y Goodman (1966) encontraron, analíticamente, el campo de esfuerzos para un área de contacto redonda, tanto en la superficie y como bajo ella. Usaron la Teoría de Hertz e incluyeron el efecto de deslizamiento (sliding) usado en la Ley de Coulomb.

A finales de mil novecientos sesenta y siete, Kalker (1967) presentó según acota Johnson (1985) su tesis doctoral en la que él propuso una nueva teoría revolucionaria para el contacto entre los cuerpos rodantes. Él calculó todas las fuerzas tangenciales y coeficientes de arrastre, también encontró los parámetros de rigidez involucrados en el análisis. Su trabajo basado en la Teoría de Hertz, se concretó en el desarrollo de algunos algoritmos simplificados (FASTSIM) y los programas completos (CONTACT) para

calcular las fuerzas en el contacto Su trabajo proporcionó la teoría necesaria que permitio el calculo de los parámetros en la rueda-riel, como arrastre, ángulo del guiñada, giro entre otros.

Sackfield y Colinas (1983) reunieron las teorías existentes para áreas de contacto redondas y rectangulares, consideraron ambas cargas, longitudinales y tangenciales. Propusieron un modelo para obtener el campo de tensión para ambos casos usando la constante de proporcionalidad. Los resultados que ellos consiguieron eran similares a los calculados por otros investigadores anteriores.

1.3.2. Modelo dinámico de interacción entre el riel y el sistema del vagón

Diferentes departamentos de ferrocarril han estado dirigiendo los estudios del material rodante y la vía por separado, la dinámica de la vía y del material rodante es a menudo trabajado como dos problemas relativamente independientes. Se puede citar que la dinámica del material rodante es revisada asumiendo el tema como un soporte rígido o como un soporte elástico usan software comercial tal como NUCARS (Blader et al., 1989). En esa investigación la dinámica longitudinal, lateral y vertical de un tren en movimiento es revisada usando dicho software.

La dinámica de la pista, por otro lado, fue investigada de forma simplificada como vigas de soporte elástica en varios trabajos [Jenkins et al., (1974); Grassie y Cox (1982); Duffy (1990); Sato (1977); Newton y Clark (1979); Clark et al., (1982); Tunna (1988); Ilias y Miller, (1993); Cai y Raymond (1994); Ishida et al., 1997] según reporta Sun et al., 2002, también se acota el uso de modelos de elementos finitos en sistemas de la vía (Lin y Trerhewey (1988); Thompson (1991); Dong et al., (1994); Luo et al., (1996)]. Generalmente estos modelos de pista han sido excitados por una sola rueda o por un espectro con solo dos grupos de ruedas en el ferrocarril.

Knothe y Grassie (1993) presentaron un trabajo sobre el estado del arte en el modelado de pista del ferrocarril el vehículo y la interacción vehículo riel. Encontraron en general que se representó la vía como una viga tipo Euler o Timoshenko basada en soportes elásticas lo que provee una percepción limitada respecto a la respuesta dinámica de componentes de pista. Una mejora para los modelos es conseguida proponiendo un espaciado discontinuo entre los durmientes. El Modelo de soportes discontinuos y el modelo de elementos finitos mejoró el pronóstico de la respuesta de la vía y admiten un potencial refinamiento incluyendo todos componentes de la vía concebidos como "Capas".

Otras Investigaciones en el área de la interacción entre la pista y el vehículo, así como algunos experimentos también ha sido informado en la literatura. Dos de ellos fueron dirigidos por los Ferrocarriles Británicos [Jenkins et al., (1974); Newton y Clark (1979)], otras investigaciones experimentales incluyen las realizadas en los ferrocarriles suecos [Fermér y Nielsen, (1995)] y en los ferrocarriles sudafricanos [Fröhling et al., (1997)]. Algunos defectos fueron colocados en los fijadores de la vía del ferrocarril, para diferentes velocidades del tren hasta 160 km/h, según reportó Jenkins et al., (1974). Dos fuerzas máximas atribuibles al impacto de la rueda y la vía fueron detectadas. El primer pico con una frecuencia muy alta fue clasificado como la fuerza de tipo uno (P_1) y el segundo pico o apogeo con una frecuencia relativamente baja fue clasificado como la fuerza de tipo dos (P_2). Newton y Clark (1979) dirigieron un experimento adicional y midieron la fuerza de impacto del contacto cuando los trenes pasaron sobre una muesca hecha encima de la superficie del carril. Un rango de velocidad del tren de 27 a 117 km/h fue considerada en la investigación. Los resultados de estos experimentos podrán ser utilizados para validar los modelos numéricos que se propongan en el presente trabajo.

Fermér y Nielsen (1995) informaron sobre un experimento llevado a cabo sobre la línea de West Coast en Suecia. Se utilizó material rodante equipado con un grupo de ruedas instrumentadas viajando a velocidades de hasta 275 km/h. Fueron usados Cinco camachos consecutivos y un ferrocarril instrumentado con acelerómetros y galgas de deformación. La influencia de la velocidad del material rodante y la carga del eje sobre las respuestas dinámicas fue investigada. Se llegó a la conclusión que los espesores de la almohadilla y la carga del eje, afectan la fuerza de contacto, definida para empujar una gran parte de la rueda. Estos datos de prueba también podrán ser utilizados para validar el modelo en este trabajo.

Fröhling et al., (1997) informó sobre una prueba controlada más detallada dirigida en Sudáfrica. La prueba permitió entender que los posibles efectos perjudiciales causados por la baja frecuencia sobre el contacto. Se llegó a la conclusión que las respuestas dinámicas de la pista fueron afectados por la carga de vehículo, la velocidad de vehículo, la geometría de la pista, los espesores de la pista, y el tráfico acumulado.

Con el aumento en la carga de eje y la velocidad del material rodante; el costo del daño para componentes de pista y los riesgos de descarrilamiento aumentan considerablemente. Esto resulta de intereses en la investigación de las interacciones dinámicas en la pista de la vía y el material rodante. Los modelos analíticos mas

refinados, entre la vía y la sistema del material rodante han empezado a aparecer en la literatura con el potencial de optimizar los parámetros de diseño tanto de la pista de la vía como de los componentes del material rodante, lo cual reducirá las interacciones dinámicas.

Como parte de una investigación desarrollada por Sun et al., (2002) en el Centro para Ingeniería del Ferrocarril (CRE) que busca optimizar la pista y los componentes del material rodante, un modelo que contiene los componentes de la pista y los subsistemas del material rodante ha sido desarrollado.

Aunque un extensivo grupo de pruebas es deseable para validar el modelo detallado, una validación limitada sería posible comparando el pronóstico del modelo de la fuerza de interfaz de la rueda y la vía con los resultados reportados en la literatura. El objetivo es valorar la fuerza de la interfaz rueda y riel, según el modelo presentado en el trabajo de Sun et al., (2002). El modelo detallado, por otro lado, provee una nueva percepción respecto de la disipación de las fuerzas en la interfase de los componentes de la pista y del material rodante. Además el modelo del material rodante y la vía admiten la investigación detallada del efecto de las cargas desiguales (previstas en un vagón de carga).

En la publicación de Sun et al., (2002) se describe un submodelo de pista desarrollado usando el concepto de viga discontinua. Todos los componentes de la pista se montan según la estructura del balasto convencional usada en la pista de la red del ferrocarril. Este submodelo comprende a los durmientes, el balasto, el subbalasto y la explanación organizada en cuatro capas de la vía, los sujetadores, las almohadillas. El submodelo del material rodante comprende los bogies y cuatro grupo de ruedas que son conectados a las suspensiones primarias y secundarias. El submodelo de corrección de contacto de rueda riel es desarrollado de acuerdo con la teoría de Hertz no lineal y de contacto (Johnson, 1985) donde los modelos están disponibles para la definición del contacto, de la perspectiva de la dinámica en conjunto de la pista y el sistema del material rodante, fue propuesto usando la teoría simple de Hertz.

El modelo reportado en el trabajo de Sun et al., (2002) podía ser descrito como un modelo de material rodante con cuatro pistas capaz de pronosticar la interacción dinámica vertical cuando el material rodante sobre la pista y el boggie es movido a velocidad estable en la dirección longitudinal. El modelo podía simular la interacción de la rueda y el ferrocarril con y sin los defectos o irregularidades (como fuentes de excitación). Dos tipos de fuentes de excitación detipo periódica e impulso son

considerados en la simulación. El modelo es capaz de pronosticar la distribución de las respuestas dinámicas del volante - la interfaz de la vía en la dirección descendente a la explanación de la pista y en la dirección hacia arriba al cuerpo del carro. Las características del movimiento en respuestas de estado estable y en respuestas del impacto son presentadas en el trabajo de Sun (2002).

Entre otros modelos que son presentados recientemente en la literatura, se tiene a Cai y Raymond (1992) que informaron sobre un modelo de interacción dinámico consistente de un bogie y una pista. El modelo del grupo de ruedas incluía dos masas sin resorte, la masa de marco de equipo y la inercia de cabeceo, y las suspensiones primaria. La pista fue modelada a unos 40 durmientes de longitud, como sistema de soporte de la viga elástica representando a los rieles y a los durmientes. Este modelo permitió revisar la variación de la respuesta dinámica debido a rueda y defectos de la vía. Ese trabajo arrojó que el comportamiento de impacto de volante y la vía dependía de la velocidad del tren. También se ha encontrado que una rueda con un perfil irregular no causaba solamente una alta fuerza de impacto sobre sí, sino también incrementa enormemente la fuerza de impacto sobre la rueda adyacente.

Dahlberg (1995) informó sobre un modelo teórico similar al de Cai y Raymond (1992) que propone un bogie y una pista con una visualización para hacer un modelo experimental. Este modelo se usó para investigar la sensibilidad de los parámetros como la velocidad del carro, la carga de eje, la rueda como base de un bogie, los defectos en la vía y en las ruedas debido al comportamiento dinámico de la pista y las componentes del material rodante.

Zhai y Sun (1993) entregaron un modelo detallado que representa al material rodante con dos bogies por un sistema multicuerpos y la vía como una viga infinita de Euler soportada en una fundación elástica continua discreta, consistentes de tres capas; riel, durmientes y balasto. El significado de la influencia dinámica mutua de los grupos de ruedas cercanos a la vía del ferrocarril y el espectro fue determinado en el trabajo.

Ripke y Knothe (1995) desarrollaron un modelo similar al propuesto por Zhai y Sun (1993) pero usaron la viga de Timoshenko donde la formulación hace un modelo del ferrocarril y los durmientes en lugar de la formulación de Euler que asumió Zhai y Sun (1993). Este modelo consiste en estudiar las consecuencias de los defectos locales de la pista sobre la fuerza de contacto.

El modelo propuesto por Sun y Dhanasekar (2002) es representado por un submodelo de pista que consta de la vía, las almohadillas, los sujetadores, los durmientes, el balasto

y el subbalasto. La primera capa del modelo consta de la vía del ferrocarril representada como una viga continua de Timoshenko que está discretamente soportada sobre los sujetadores y las almohadillas representada por un muelle lineal y elementos de amortiguamiento. Las cajas representadas con líneas discontinuas significan que la masa de las almohadillas y de los durmientes son despreciables. Los durmientes son representados en la segunda capa con su masa y propiedades de dinámicas (resortes y amortiguador). La tercera capa y la cuarta capa del modelo constan del balasto y subbalasto respectivamente. El balasto y subbalasto son considerados como pirámides con su masa efectiva, coeficientes de rigidez y amortiguamiento. Los muelles y amortiguadores viscoelásticos conectan una pirámide a lo demás representando la continuidad del balasto y el subbalasto en la dirección longitudinal. El subsuelo es modelado como un elemento viscoelástico sin masa que une el subbalasto al suelo.

El submodelo del material rodante propuesto por Sun y Dhanasekar (2002) que consta del cuerpo del vagón, las dos piezas del bogies y los cuatro grupos de ruedas como cuerpos rígidos. Los elementos de resorte y amortiguador representan la suspensión secundaria conectando el cuerpo del vagón con los dos bogies. De forma similar, los elementos de resorte y amortiguador representan la suspensión primaria conectada al bogie con el grupo de ruedas. Mientras el cuerpo del carro y los bogies le es permitido el desplazamiento vertical y en el plano de rotación (rebote y cabeceo son los movimientos respectivos) a los grupos de ruedas le es permitido el desplazamiento vertical (el movimiento de rebote).

1.3.3. Modelo teórico de vibraciones en el suelo generado por irregularidades en la vía.

El problema de las vibraciones generadas en la superficie del suelo por trenes ha despertado la atención en los últimos años y varios modelos teóricos han sido reportados para pronosticar las vibraciones del suelo causadas por el paso de trenes, entre los que destacan los trabajos de Takemiya (2001), Krylov (1994), y Grumdmann et al., (1999), según reporta Sheng et al., (2004).

El nuevo interés está en líneas de trenes de alta velocidad donde las velocidades de tren podrían exceder las velocidades de propagación de las ondas en el suelo, por lo tanto, la mayoría de los modelos solamente tienen en cuenta la vibración generada por los movimientos de las cargas de los ejes (como términos de cargas cuasi estáticas), que, cuando se mueven a velocidades que exceden la velocidad de propagación de ondas en

el terraplén, propagan ondas a la estructura de pista/suelo directamente. Para la vibración ambiental, sin embargo, todavía es el caso de un lento tráfico de cargas pesadas sobre las líneas convencionales lo que arroja la mayoría de las quejas sobre la vibraciones en edificios ubicados en la línea del tren. En este caso, ha sido demostrado en las referencias Lai et al., (2000) y Sheng et al., (2003), según reporta Sheng et al., (2004) las fuerzas dinámicas que aparecen en el contacto rueda riel son de igual importancia o de mayor importancia que las carga cuasi estáticas.

En la referencia Sheng et al., (1999), propone un modelo para pronosticar la vibración del suelo generado por cargas armónicas simples moviéndose a lo largo de la vía del tren. Este modelo puede ser prolongado fácilmente para incluir múltiples cargas armónicas móviles de una sola frecuencia, aplicando el principio de superposición. Para ese caso, el modelo requiere que la fuerza entre la rueda y el riel sea conocida con anticipación en cada frecuencia. Para el modelo, "Cuasi-estático" (i.e, Non-oscilante) las cargas del eje son directas. Sin embargo, se concluye según refiere Lai et al., (2000), que para el caso reportado, las fuerzas dinámicas entre la rueda y el riel son responsables de las más altas respuestas en el suelo que las respuestas producidas por las cargas cuasi-estáticas lo cual debe ser tomado en consideración.

Para calcular la fuerza vertical dinámica entre la rueda y el riel un modelo de la dinámica del vehículo debe ser usado. Varios modelos de dinámica de vehículo han sido desarrollados, como lo indica Sheng et al., (2004) en el artículo de Zai, (1997). Los objetivos de tales modelos son los de analizar la calidad de viaje, percepción de las curvas, percepción del movimiento, nivel de vibración del suelo. Para sus propósitos, sin embargo, el suelo es modelado de como un soporte rígido o de Winkler y la pista es truncada a menudo como un cuerpo finito. Por consiguiente, ondas, que actualmente se propagan a lo largo de la pista y en el suelo, serían referidas en un "Sistema Finito". El efecto de la presencia de un soporte elástico sobre la fuerza dinámica entre la rueda y el riel por lo tanto no pueden ser calculado usando tales modelos.

En el trabajo de Sheng et al., (2004), la fuerza dinámica entre la rueda y el riel son supuestamente generados de las irregularidades del perfil vertical de la vía y las rueda del ferrocarril que corre en superficies. Las irregularidades del riel podrían incluir uniones soldadas y corrugaciones tanto como la ondulación general en lo Alto de la pista. Los irregularidades de la rueda pueden ser ruedas planas, superficies irregularidades y ruedas excéntricas. Las variaciones de los perfiles verticales de cualquier superficie (rueda y el riel) introducen un desplazamiento relativo de entrada al

sistema. El proceso se asume como lineal, así que se toma la longitud de onda λ , los desplazamientos de entrada son generados por la frecuencia circulante $f = c/\lambda$; donde c significa la velocidad de tren. Para el rango de frecuencia de 5 a 80 Hz, de interés para la percepción de la vibración de suelo, y el rango de la velocidad del tren de 36 a 250 km/h (10 a 70 m/s), las longitudes de onda correspondientes a las irregularidad vertical están dentro del rango de 0,125 a 14 m (o número de onda de 0,4 a 50 rad/m).

Para las longitudes de onda largas, la medición de geometría de pista es un tema rutinario en la práctica de ingeniería del ferrocarril. En rango de longitud de onda de 1 a 100 metros, según la referencia ORE C116, da la potencia de densidad espectral de las irregularidades del riel, mostrando que con la longitud de onda creciente la potencia de densidad espectral aumenta muy rápidamente.

Los autores Dings y Dittrich (1996) y otros han medido cortas longitudes de onda, para los propósitos de investigación de ruido en rodadura. Los espectros dados por Dings y Dittrich para rangos de longitud de onda de 0,08 a 0,2 m aproximadamente, coinciden en parte con los datos de geometría de pista, extendiendo el alcance para los típicos valores ya conocidos. El artículo de Esveld (1989) también presenta una densidad de potencia espectral de las irregularidades del riel en diferentes países europeos.

En el trabajo, de Sheng et al., (2003), se investigó la vibración en el suelo generada por las irregularidades verticales del riel. Para desarrollar tal propuesta, fue necesario un modelo que comprende tres subsistemas, es decir, Vehículos, una pista y un soporte. Los vehículos son representados por sistemas de cuerpo rígido múltiples y la dinámica vertical de los vehículos son considerados juntos en el modelo de suelo y la pista referido en Sheng (1999). Este modelo usa tanto las cargas de eje móviles como las irregularidades del riel como sus contribuciones. El contacto de Hertziano en el resorte es introducido en cada grupo de ruedas y rieles. Se compatibilizan los desplazamientos; punto de contacto rueda-riel con el acople entre el vehículo, el subsistema de la vía y el suelo, con las ecuaciones de la fuerza dinámica entre la rueda y el riel. Se obtiene la relación entre el espectro de potencia de desplazamiento (la velocidad y la aceleración) de la superficie de suelo y la densidad espectral vertical del perfil vertical del ferrocarril. Los resultados del modelo son presentados por los efectos de la velocidad de tren, el tipo de pista y la estructura en capas del suelo.

Al considerar que las cargas dinámicas son generadas por perfiles irregulares de las superficies de funcionamiento, el modelo descuida otros mecanismos que pueden ser posibles fuentes de la vibración. El modelo no incluye la vibración generada debido a la

rigidez de diferentes soportes a lo largo de la pista. Esto podría ser atribuible a las diferencias en el suelo o la rigidez del balasto. También hay una pequeña diferencia en la rigidez cuando la carga del volante está situada sobre un durmiente, comparándola con el caso cuándo está entre durmientes. Algunos de estos efectos podrían ser explicados parcialmente si las ondulaciones de la pista son medidas bajo una carga de eje.

En trabajo desarrollado por Krylov (1994) referido por Sheng et al., (2004) los durmientes son considerados como suministradores de cargas discontinuas al suelo en el tiempo, y por lo tanto estarían en fase, corresponde a la diferencia en el espaciado de los durmientes y la velocidad del tren. Aquí, las cargas del eje son consideradas distribuidas por el balasto y el posible terraplén, así que la carga en función de la rueda que es aplicable a la interfaz del suelo es suave. Esta suposición es inherente al tratamiento de la pista para tener una distribución continua de masa y rigidez. La comparación indica una buena correspondencia entre los pronósticos y las mediciones que incluyen la acción del viaje sobre el pasajero, por debajo y por encima de la velocidad de propagación de onda en el suelo en comparación con vagones de mercaderías que tienen dos ejes lentos. A continuación se desarrollará lo relativo a la afectación de los rieles, en aspectos como los problemas por tensiones existentes en las ruedas, esfuerzos de contacto, tipos y formas de desgaste y el desgaste en el contacto rueda riel.

1.4. Afectaciones de los Rieles

En las ruedas en vagos de carros de ferrocarriles están sujetas a cargas mecánicas y térmicas durante el funcionamiento normal. Las cargas mecánicas principales son debidas al peso y las fuerzas de manejo. Las cargas térmicas son causadas por el frenado del tren.

La gran magnitud de la carga mecánica de vagones es uno de las ventajas principales que el transporte ferroviario tiene por encima de otros modos de transporte en tierra, y el incremento en la carga máximas ha sido uno de los desafíos en investigación aplicada. La fuerza de manejo son normalmente mas bajas que la fuerza del peso vertical. En situaciones extremas esta carga combinada con otras sollicitaciones, causa la duplicación de las tensiones en el plato de la rueda. Esas cargas contribuyen al aumento de las fallas del contacto. Las cargas de peso pueden causar descascarado en la superficie rodante (banda de rodadura) y las cargas de manejo pueden causar crujidos en la pestaña de la rueda.

Las cargas térmicas aumentan bajo el proceso de frenando. En vagones de carga la rueda trabaja con un tambor de freno, buscando eliminar la energía cinética y potencial del tren. La mayoría de la energía se convierte en calor en el sistema del freno. El calor fluye a la rueda por el cuerpo, creando un incremento de la temperatura en la dirección radial. La diferencia en deformación entre las dos partes de la rueda es responsable del incremento de las tensiones radiales en el plato. Además, la contracción causa esfuerzos de compresión del cuerpo de la rueda, causando expansión en la dirección circunferencial, lo que induce un aumento en el radio medio de esta parte. Los esfuerzos causados en el proceso de frenado se llaman tensiones térmicas. Un error común es interpretar equivocadamente los esfuerzos residuales como si fueran causados por tensiones térmicas, a veces son mal llamados tensiones térmicas (Gallagher et al., 1991; Stone et al., 1992).

1.4.1. Problemas Relacionados con la Tensión de la Rueda

Hay tres problemas principales relacionados con las tensiones residuales en la rueda: desconchado (spalling), fractura (sudden) y descascarado (shelling).

El desconchado (spalling) es causado por el cambio en la estructura material en porciones pequeñas de la banda de rodadura. Este cambio ocurre cuando el riel frío actúa sobre la banda de rodadura caliente de la rueda. Sólo una porción en el contacto tiene cambio en su estructura cristalina. La estructura original en la banda de rodadura consiste en perlita fina y puede volverse bainita o eventualmente martensita. El movimiento del tren y la presencia de anillos de esfuerzo a tracción pueden ayudar a los propagar pequeñas grietas superficiales alrededor de la nueva estructura formada, causando el desprendimiento de pedazos del material.

El cambio en el modelo que originalmente esta a tracción, pasa a esfuerzos de compresión puede llevar a agrietamiento súbito cuando el tren está en movimiento. El agrietamiento súbito es el tipo más peligroso de problema en la rueda. Los efectos del descarrilamiento resultante pueden ser catastróficos. Ocurre cuando una grieta que se ha originado en la banda de rodadura o en otra porción del margen, se propaga a través de un campo de esfuerzo de tensión residual. Prevenir este tipo de falla es muy difícil porque no hay ninguna manera fácil de identificar el campo de altos esfuerzos en la rueda.

El descascarado (shelling) es causado por esfuerzos de contacto. Ocurre cuando la grieta que esta en la superficie se propaga en la dirección de esfuerzo de corte máximo, es

decir a 45° con la superficie, esta grieta corre debajo de la superficie y paralela a ella. Las cáscaras normalmente creadas desaparecen después de pocas revoluciones de la rueda porque están en capas finas cercanas a la superficie. La propagación de estas pequeñas grietas dependen de la deformación plástica y es probable que ocurra a temperaturas muy altas, como consecuencia del proceso de frenando. Además, la presencia de un modelo de esfuerzo de tensión residual en la dirección circunferencial permitirá a esas grietas propagarse más profundamente hacia el plato, causando mayor daño. Éste será uno de los problemas principales en ruedas de vagones ferroviarios de altas carga en un futuro en Venezuela.

1.4.2. Esfuerzo de Contacto Rueda Riel

Los esfuerzos de contacto son debidos al peso del material rodante, las fuerzas de conducción o manejo y otros tipos usuales de fuerzas, principalmente dinámicas. Para calcular las tensiones, se usa la Teoría del Hertz para el modelo más simple y sólo evalúa el efecto del peso. Más aun, las teorías complicadas consideran el impulso y otras fuerzas como un porcentaje del peso. Así que estos modelos requieren incrementos de peso con la finalidad de incluir todos los efectos.

Uno de las ventajas principales del ferrocarril sobre otros modos de transporte es la cantidad de carga que puede llevar. Los diferentes países han estado intentando aumentar capacidad de carga de vagones por muchos años. El gran número de defectos que aparecen en la superficie parece ser el principal obstáculo. Normalmente para transporte por ferrocarril la vida de la rueda va de 400.000 a 1,2 millones de kilómetros. En algunos países la vida de ruedas de ferrocarril es mala, se puede citar el caso de Brasil el cual tiene casi 60 a 70 % de la vida esperada con respecto a otros países, asumiendo características de carga similares.

Parecería que las cargas reales son más altas o los materiales de la rueda no son tan buenos. Los fabricantes de la rueda se reconocen internacionalmente por la calidad de sus productos, así que las cargas reales deben ser la causa principal de las fallas. Las cargas reales normalmente son evaluadas por las tensiones que ellos causan en la rueda. Una formulación incorrecta para el cálculo de tensiones puede producir una sobrestimación de vida de la rueda. Es importante conseguir los valores correctos por el campo de tensión en la región del contacto.

1.4.3. Causas y Tipos de Desgaste

La pérdida de material por interfase entre dos cuerpos cuando se les ajuste a un movimiento relativo bajo la acción de una fuerza, puede definirse por desgaste. En general implica el movimiento relativo entre componentes fabricados a partir de Metales y no Metales, pudiendo caracterizarse en función a la forma de la interacción entre ellos.

Las tipos de desgaste pueden ser clasificados por la ingeniería en función a los por mecanismo y a las consecuencias. Hay cuatro principales mecanismos de desgaste [Rabinowicz (1965)], relacionados al contacto mecánico rueda riel, a saber; abrasivo, adhesivo (adherencia), desgaste corrosivo, y desgaste por fatiga en superficie.

a.- *El Desgaste de Abrasivo* ocurre solo cuando una superficie dura, áspera, está presente, o cuando los granos abrasivos duros están presentes entre dos superficies corrosivas más suaves. El primer caso puede pasar antes del contacto del rueda-riel esta rodando, el último caso puede ocurrir cuando se aplica el arenado durante la tracción, o cuando ruinas del óxido duros del desgaste por fatiga de superficie o de otro formas de desgaste están presente. Cualquier el caso, es el material más suave el que esta fuera de por causa del más duro.

b.- *El Desgaste Adhesivo* se levanta para fuertes fuerzas de adherencia preparado siempre que los átomos entren en el contacto íntimo durante el deslizamiento hay una probabilidad que cuando el contacto está roto, el descanso no ocurrirá a la interfase original, para uno de los materiales, por lo tanto algo de los pequeños volúmenes de material se rasga y deposita fuera, abultando al material.

c.- *El Desgaste Corrosivo* es el resultado de la remoción repetida por la acción corrediza de la película, producto de la corrosión química en la superficie formada durante la ausencia de contacto. La proporción de desgaste corrosiva es muy baja, bajo las condiciones medioambientales normales.

d.- *El Desgaste por fatiga de Superficie* sólo ocurre en sistemas donde el mismo volumen de material al resbalar o cuando la superficie rodante está cargada y descargada en un largo periodo de tiempo, induciendo la formación en la superficie o debajo de la superficie de grietas, cuyo eventual resultado será la rotura de la superficie con la formación de fragmentos. Se hace notorio que en un sistema ocurre que ninguna forma de desgaste es la dominante, otras formas de desgaste están continuamente removiendo material de la superficie antes de que tenga una oportunidad de aparecer la fatiga. Una de las razones para que la fatiga de superficie sea considerada como una

forma de desgaste que está asociada con la fricción, sobre todo en el contexto de los ferrocarriles, donde el incremento del esfuerzo de tracción debido a altas velocidades y al tráfico de cargas pesadas ha empeorado la fatiga de la superficie y ha iniciado la grieta por fatiga en la superficie o debajo de ella. El desgaste por fatiga de superficie puede ser explicado por la teoría de desgaste por laminación, la cual sugiere que la grieta inicia un vacío bajo la superficie del material, inclusiones, o partículas precipitadas que crecen paralelas a la superficie apareciendo productos con fragmentos de hoja [Suh et al., (1974)].

El desgaste por fatiga de superficie genera una mayor concentración de desgaste cuando la cabeza del riel se endurece como consecuencia del uso. Esto es porque el aumento de la dureza de la cabeza del riel reduce la proporción de desgaste adhesiva y abrasiva por la fatiga de superficie. Como bien se ha señalado, el desgaste por fatiga de superficie sólo ocurre cuando las proporciones de otra forma de desgaste son muy bajas, puede ser esperado que el desgaste por fatiga sea el más bajo. No obstante, una vez que el desgaste de fatiga de superficie ocurre, grandes hoyos serán visibles en la superficie, deteriorando severamente la condición del contacto, generando el principal desgaste por ciclo, las micro-grietas pueden evolucionar en macro-grietas y posteriormente generan la fractura del riel. En vista de las severas consecuencias de fatiga de superficie, muchos administradores de ferrocarriles han establecido que una vez que la fatiga de la superficie ocurre, la superficie es re-perfilada eliminando las grietas que aparezcan en las capas para prevenir el desarrollo extenso de grietas por fatiga. La vida de servicio de un riel es entonces seriamente acortada.

En la vida de servicio de rueda y riel, el desgaste abrasivo, desgaste adhesivo y desgaste de fatiga de superficie están entre los factores decisivos, mientras la evolución del perfil de rueda y riel es principalmente debida a la abrasión y el desgaste adhesivo, aunque es posible prolongar la vida por fatiga de la superficie a través del plan de optimización del diseño de los perfiles.

El flujo material debido a plasticidad también puede ser uno de las causas principales del cambio del perfil de la rueda y riel, sobre todo bajo condiciones de carga de ejes pesados.

Se ha observado que en curvas pronunciadas varia las medidas de la parte alta del riel [Clayton (1996), Tournay et al., (1996)] el flujo o deformación plástica puede ser una causa importante del cambio del perfil, algunas investigaciones se han hecho al respecto [Bower y Johnson (1991), Yu et al., (1996)]. Si se define desgaste del contacto rodante

entre la rueda y el riel como el cambio del perfil de rueda y riel debido a fuerzas de contacto rodante (normal, de fricción tangencial y combinadas), el flujo de plástico también puede ser considerado como una forma especial de desgaste de Rueda/Riel. Pero en el trabajo presente sólo es considerada la elasticidad lineal.

1.4.4. El Desgaste en el contacto Rueda-Riel

El contacto de sólidos es una de las formas más importantes para la transmisión de fuerza y potencia en sistemas mecánico. Bajo la premisa que los cuerpos son deformables, una mayor o menor fricción siempre será involucrada, y lo que incurrirá en el desgaste de los mismos. Al minimizar la resistencia asociada, consumo de energía y daño a los cuerpos, el contacto rodante es empleado en muchos casos, en la rodadura de rodamientos, el contacto rueda-riel y el contacto del neumático-camino.

En las vías férreas se aprovechan de la fricción del contacto rodante que transmite la potencia de manejo y la fuerza frenando. Desde su advenimiento han estado acompañándolo. Con el desarrollo los trenes de alta velocidad y los trenes de carga pesada, el desgaste de riel y rueda se ha vuelto un problema severo. Los perfiles de las ruedas y rieles cambian significativamente debido al desgaste, cambiando la geometría del contacto de la rueda-riel, causando aumentado las fuerzas dinámicas entre vehículo-huella, generando un comportamiento y deterioro de la huella, produciendo reemplazo ferroviario prematuro y ruedas re-perfiladas.

Los ferrocarriles de hoy necesitan reducir los costos de mantenimiento y minimizar las órdenes de las importantes inversiones para ser competitivo con otros tipos de transportes. La reducción del desgaste de la rueda, riel y el consumo de energía sería es una oportunidad para lograr esto. Mucha atención se ha prestado en mejorar la vida de la rueda y el riel, particularmente en reducir la formación del chaflán de la rueda y el desgaste del riel en las esquinas.

Muchos experimentos se han llevado a cabo durante años para explorar las características de desgaste de varios perfiles de ruedas y rieles, así como materiales bajo condiciones del funcionamiento diferentes, así como diversas de desgaste teórico y experimentales han sido propuestas [Archard (1953, 1980), Rabinowicz (1965), Fríe et al., (1988), Clayton et al., (1996)]. Basado en ello, simulaciones de desgaste se han propuestos y los resultados han sido obtenidos para el contacto Hertziano [Kalker (1991a), Fríes et al., (1988) y Pearce et al., (1991)]. El autor Kalker en 1987 realizó la simulación no-Hertziana en una larga área del contacto potencial fijo.

El objetivo de la investigación de Ji Yi (2002) fue desarrollar una herramienta de simulación para la evolución del perfil de la rueda y el riel a través del desgaste. Los resultados se podrán usar para: 1: Predicción llevado de los perfiles de la rueda y el riel y su vida por desgaste. 2: El diseño óptimo del perfil de la rueda y riel para: reducción del desgaste rueda-riel, reducción de la interacción, dinámica vehículo-vía (huella), mejor las propiedades dinámicas del vehículo. 3: Las herramientas para el cálculo de las fuerzas de contacto rodantes; el análisis dinámico de sistemas del vehículo, el análisis dinámico de sistemas de vía, interacción de los sistemas dinámicos vehiculo-vía, así como la interacción rueda-riel.

Una vez caracterizadas las afectaciones del riel, los problemas relacionados con los esfuerzos en la ruedas, así como las causas y tipos de desgastes y el que específicamente ocurre el contacto rueda riel, todo lo anterior nos lleva a la necesidad de analizar como se efectúa la inspección y diagnóstico del desgaste de los rieles en los sistemas ferroviarios y su estudio crítico.

1.5. Fundamentación de la necesidad de Inspección y Diagnóstico del desgaste de los Rieles

El incremento en el número de accidentes en el sistema de ferrocarriles a nivel internacional ha generado una gran preocupación al respecto, lo que de partes de los gobiernos ha generado una serie de regulaciones conocidas como la Ley de Seguridad del Ferrocarril o por sus siglas en ingles RSA. Con la implementación de ese tipo de leyes se han implementado una serie de investigaciones que ha arrojado información de interés en cuando a las causas de los descarrilamientos.

Un análisis de los datos para los accidentes del ferrocarril canadienses que ocurrieron entre 1999 y 2006 reveló que vía y equipos son los factores dominaban entre todas otras causas de los descarrilamientos. En la figura N° 7 (Anexo 1) se observa que para el Canada, las causas fundamentales del descarrilamiento es debido al riel 31% y a la geometría del trazado en un 44%, ambos combinados representan el 75%. Esto genera la imperiosa necesidad de mitigar las causas de los accidentes, en nuestro caso que se esta iniciando una profunda inversión en sistemas ferroviarios es necesario que nos preparemos para abordar estos futuros problemas.

Para lograr una inspección y diagnóstico del desgaste de la vía férrea, se propone como primer paso el modelado matemático y simulación dinámica del comportamiento del tren así como la interacción entre la rueda y el riel, que es el lugar donde se concentran los desgastes. Por lo que en esta investigación se propone abordar una simulación como un primer paso para caracterizar el comportamiento dinámico del Bogie como respuesta de la interacción del contacto rueda riel y de todas las masas que están unidos a el.

1.6. Estudio Crítico de las técnicas de Inspección y Diagnóstico actuales

Existen en la actualidad una gran variedad de técnicas de inspección de la vía férrea. Estos procedimientos han evolucionado a la par con la tecnología y los requerimientos exigidos por las administraciones de los sistemas de ferrocarriles.

1.6.1. Control de mediciones de la vía férrea internacionalmente

Recordando que el sistema de trenes tiene más de cien años de explotación, esto ha permitido que se desarrollen una serie de procedimiento y metodologías para la inspección y medición del estado del sistema ferroviario. Esta basta experiencia en el área ha permitido centrar la inspección en: la rueda, el grupo de tracción, el material rodante y la vía. El equipamiento de basa en: Técnicas centradas en las ruedas, con evaluacion del impacto en las ruedas, evaluación de la temperatura: ruedas calientes y frías, detectores de cargas desequilibradas y observación de los perfiles de ruedas. Las Técnicas centrada en el grupo de tracción o set de ruedas, con detectores de calor en las cajas de velocidades, detectores acústicos así como detectores de vibraciones de los ejes. Las Técnicas centradas en el material rodante o vagón con detectores del rendimiento del vagón, observaciones de las condiciones del vagón, sistema de frenos, tecnología empleada en el enganche de los vagones, estudio del poder distribuido, evaluación del comportamiento del contacto rueda-riel, rendimiento de los sistemas de frenado mejorado. Sistema de aplicación de frenos remotos y control de frenos neumáticos. La Nueva generación de vehículos ferroviarios que transportan líquidos, conocidos como carros tanques, ha implicado la necesidad del análisis de los accidentes, por lo que se ha implementado la Grabadoras de datos electrónicos, con lo que se registrara los de eventos en la locomotora entre los que están: Velocidad del tren, Dirección seleccionada del movimiento, registro del Tiempo, Distancia, La posición, Aplicaciones y operaciones del tren freno aerodinámico automático, Aplicaciones y

operaciones del freno independiente, Aplicaciones y operaciones del freno dinámico. Finalmente desarrollos internacionales tienen técnicas centradas en la vía, en la que se puede destacar; Medición de la geometría de la vía, medición del ancho de la vía, medición de la tensiones en la vía producto de los cambios de temperaturas, forma de sujeción elástica de la vía, técnicas que se centran en el estado de la vía, técnicas de pruebas de contacto convencional por ultra sonido tanto como inspección sin contacto, por técnicas de corrientes de Eddy. Adicionalmente de esta implementando con éxito Inspección visual de la vía por cámaras de alta velocidad, esto implica el uso de vagones que circulan lentamente para realizar la inspección.

1.6.2. Control de mediciones de la vía férrea en el Metro de Caracas

En la C.A. Metro de Caracas, las mediciones de la vía son llevadas a cabo de acuerdo a una planificación de mantenimiento, generada por la División de Mantenimiento de las Vías Férreas. Los procedimientos de verificación del estado y dimensiones de la vía se realizan a través de una actividad rutinaria de inspección, medición geométrica de los rieles e inspección por ultra sonido.

Una primera actividad rutinaria la realizan obreros en horarios nocturnos, asignados para que revisen, observen tomen nota de todas las mediciones que les son realizadas a los distintos componentes de las vías férreas y lo registren en formatos impresos. Para ello hacen uso de unas reglas de madera las cuales las apoyan sobre los rieles y toman las distintas cotas consideradas. Esto se realiza en un horario comprendido entre las doce de la noche y las cuatro de la mañana. Esta actividad se planifica y realiza semanalmente.

La inspección de la geometría de los rieles la efectúa un personal altamente calificado (técnicos o ingenieros), con equipos especiales para ellos. Por medio de unos seguidores de la geometría de la vía conocidos comercialmente como MINIPACK, que tiene la capacidad de registrar los perfiles del riel en una computadora. La selección de los lugares en los cuales se realiza esta actividad viene del análisis de los datos suministrados por la inspección rutinaria comentada anteriormente. Esta actividad de planifica para ser efectuada unas cuatro veces al año, un horario comprendido entre las doce de la noche y las cuatro de la mañana.

Adicionalmente se dispone de un pequeño vehiculo, diseñado y construido por personal del Metro con ayuda de trabajos de investigación realizados conjuntamente con

universidades. Este vehículo posee dos palpadores de ultrasonidos los cuales muestran en una pantalla el estado interno del riel. El equipo no tiene la capacidad de registrar o almacenar todo el recorrido. La velocidad del vehículo va entre 8 a 12 kilómetros por hora, dependiendo del trayecto de la vía. Esta actividad se planifica para ser efectuada unas tres o cuatro veces al año, con un personal altamente calificado, en un horario comprendido entre las doce de la noche y las cuatro de la mañana. Para realizar el recorrido completo de la vía se lleva de tres a cuatro días para la Línea 1 del Metro de Caracas.

Tanto la inspección rutinaria, la inspección de la geometría del perfil y la inspección con el vehículo con palpadores por ultrasonido, son actividades complicadas para el personal, ya que se efectúan en el interior del túnel del Metro, con pocas condiciones de visibilidad, así como muy inseguras, por acciones de vandalismo y robo que ocurren a esas horas, amparados por la oscuridad.

Recientemente el Metro de Caracas tiene en condición de préstamo el último vehículo US 6-1 que adquirió el Instituto de Ferrocarriles del Estado (IFE) para la Auscultación de la vía. Este vehículo se adquirió con el fin de poder inspeccionar la gran cantidad de kilómetros que tendrá el sistema de trenes de Venezuela. El préstamo se ha podido concretar al Metro de Caracas por que en los actuales momentos las vías del IFE son muy nuevas, tienen carga medias y poca frecuencia en el uso, lo que implica que no presentan desgaste. A mediano plazo el Metro tendrá que devolver este equipo de Auscultación, lo que implicará una minusvalía tecnológica en lo referente a la inspección de la vía, por lo el modelado y simulación de los movimientos de los vagones del metro de caracas, serán de gran ayuda para la posterior inspección de los desgastes de la vía.

1.7. Conclusiones Parciales

Del establecimiento del estado del arte se llegó a las siguientes conclusiones:

De los elementos que caracterizan el sistema tren riel resaltan las fuerzas tangenciales, los coeficientes de arrastre así como los parámetros de rigidez involucrados en el análisis.

Las respuestas dinámicas de la pista están afectadas por la carga de vehículo, la velocidad de vehículo, la geometría de la pista, los espesores de la pista, y el tráfico acumulado.

Los Modelos teóricos de vibraciones del suelo generado por irregularidades en la vía, indican que los durmientes son considerados como suministradores de cargas discontinuas al suelo en el tiempo, y por lo tanto estarían en fase lo que corresponde a la diferencia en el espaciado de los durmientes y la velocidad del tren.

Se caracterizaron los tres problemas fundamentales en las ruedas producto de las tensiones residuales: desconchado, fractura y descascarado. Se logró identificar que los esfuerzos en el contacto Rueda-riel son debidos; al peso, fuerzas de manejo y otros tipos fuerzas usualmente dinámicas.

La interacción entre la rueda y el tren tiene entre sus efectos negativos la generación de desgaste en el vía, lo que implica la necesidad de realizar un diagnóstico frecuente en forma eficaz y eficiente del estado de desgaste de la vía.

CAPITULO II

CAPITULO II

Modelización del Sistema Dinámico del Tren

2.1. Introducción

Este capítulo tiene como objetivo desarrollar el Modelo del Contacto Rueda Riel. Se identificarán las variables que en ella participan. Se determinarán las variables que caracterizan el desgaste en el contacto rueda riel. Se identificarán las cinco variables fundamentales del comportamiento dinámico de la rueda, las cuales son la masa, rigidez de la rueda, características del sistema primario de suspensión (rigidez y amortiguamiento) y desplazamiento vertical. Se establecerá el Modelo del Comportamiento Dinámico de cada una de las ocho ruedas que tiene un vagón en la línea 1 del Metro de Caracas.

Se formulará el Modelo del Comportamiento Dinámico de cada uno de los lados del Bogie, así como se propondrá el modelo del comportamiento Dinámico del Bolster, caracterizando las variables que sobre ellos actúan. Esto permitirá caracterizar el comportamiento tanto para el Bogie delantero como trasero. Se Modelará el Comportamiento Dinámico del Carro, y se integrará al Modelo Dinámico del Vagón completo. Se agruparán las variables existentes tanto en el Carro como en el Vagón. Se identificarán las variables en un acelerómetro, se caracterizará su comportamiento dinámico y se presentará el estudio de un Bogie sobre el cual están actuando un acelerómetro, dos acelerómetros y cuatros acelerómetros.

2.2. Modelización Matemática de la Dinámica del Tren

Para una comprensión del comportamiento dinámico del tren bajo la acción del desgaste de los rieles manifestada como perturbación se propone un sistema que esta definido para un vagón por tres entradas, una que representa la posición del tren con respecto al trayecto (P1) que permitirá ubicar la posición del desgaste, y las variables de entrada al sistema (V1 y V2) producto de las irregularidades de la vía entrando al vagón por las ruedas del Bogie delantero. Como señales o elementos de perturbación al sistema se entenderá la manifestación del desgaste en la vía afectando a las otras seis ruedas

restantes del vagón, las cuales se identificarán con las siglas: Ex11, Ex21 y Ex31, para la vía derecha y Ex12, Ex22 y Ex32 para la vía izquierda.

Cada uno de los vagones interactúa tanto con un vagón que va delante como uno que va detrás, por lo que será necesario definir las variables para el vagón trasero P2 y para el vagón delantero P3.

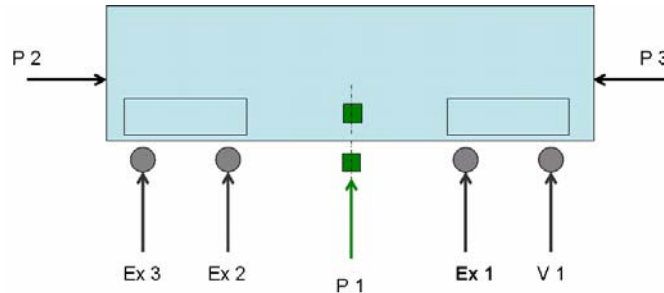


Figura 1 Modelo identificando las variables y perturbaciones de un vagón

Las salidas del sistema estarán caracterizadas por unos acelerómetros que se colocarán en el Bogie delantero, con lo que permitirá tener como salidas del sistema a los términos ACV1, ACH1 y ACT1 para la parte derecha del Bogie y términos ACV7, ACH7 y ACT7 para la parte izquierda del Bogie en la dirección del recorrido

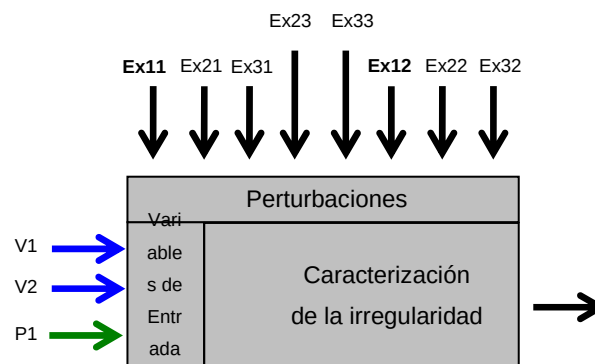


Figura 2 Modelo identificando las salidas del sistema

En la modelación matemática de un vagón se le asignará un número a cada uno de los elementos o cuerpos que participan en el tren, según se representa en la Figura 3. Las ruedas serán identificadas con los números 2, 3, 6 y 7 para el Bogie delantero y 10, 11, 14 y 15 para el Bogie trasero. Para la comprensión y mejor modelación de los Bogie, en el análisis fueron separados de la siguiente manera: el Bogie delantero se representará en dos cuerpos identificados con los números 1 y 5 unidos por el Bolster 4, para el Bogie trasero será identificados por los cuerpos 9 y 13 unidos por el Bolster 12. El carro del vagón del metro será identificado por el número 8.

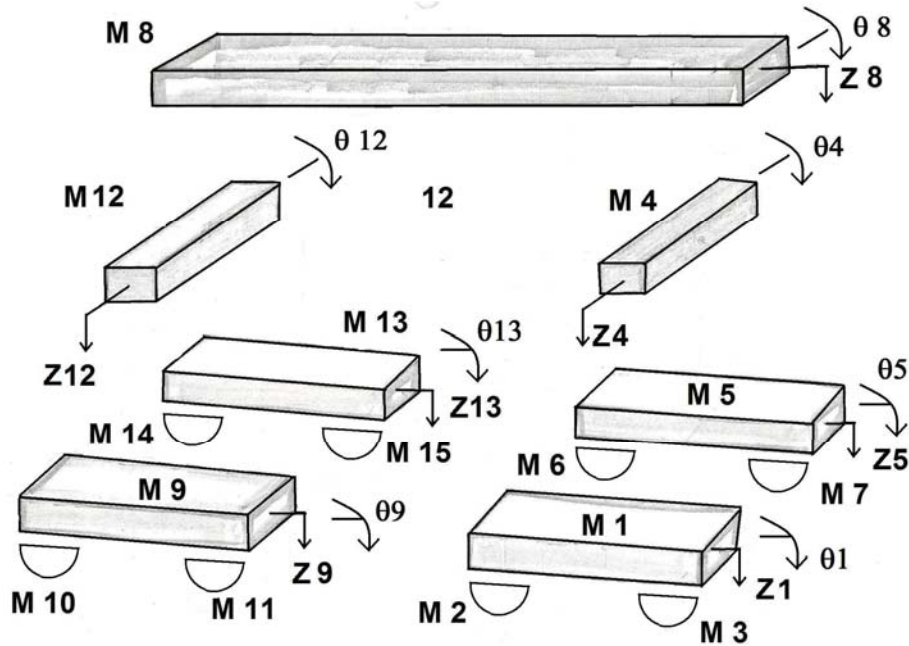


Figura 3 Modelo que permite identificar los cuerpos o elementos del Tren

Las ruedas identificadas con los números 2, 3, 6, 7 del Bogie delantero, así como las ruedas 19, 11. 14 y 15 del Bogie trasero interactúan con el riel, por lo que es necesario identificar las variables y desarrollar el modelo del contacto rueda riel.

2.2.1. Análisis de Variables en el Contacto Rueda Riel

Entre las variables que participan en la estimación del esfuerzo en la zona de contacto basadas en la Ley de Herz esta la carga de la rueda sobre el riel (N) y el radio de la rueda del tren en mm.

2.2.2. Modelo del Contacto Rueda Riel

El esfuerzo en la región de contacto entre la rueda y el riel puede ser representado por el esfuerzo en la superficie de Herz, que se ve afectada por el radio de la rueda y la velocidad del tren. Este es un modelo simplificado del esfuerzo de contacto.

$$\sigma p = 1380 \sqrt{\frac{Q}{r}} \quad (1)$$

Donde:

Q la carga de la rueda sobre el riel, en N

r es el radio de la rueda del tren, en mm.

σp es el esfuerzo en Newton por milímetros cuadrados (N/mm²).

2.2.3. Análisis de Variables en el Desgaste

Haciendo una revisión histórica existen varias leyes de desgaste propuestas [Archard (1953, 1980), Rabinowicz (1965), Suh et al., (1974, 1977), Fríes et al., (1988), Clayton et al., (1996)]. En el trabajo de Fríe et al (1988), se discutió cuatro de ellos qué es apropiado para el desgaste de rueda y riel, a saber proporcional; al trabajo por fricción, al producto de las cargas normales y deslizamiento, a la presión de contacto máximo, a la carga normal. En trabajos mas recientes [Sun et al., (2002)], se puede identificar las siguientes variables: volumen de material, distancia del deslizamiento, fuerza normal, dureza del material, coeficiente de desgaste, constante representada por la influencia las propiedades de los materiales, naturaleza de desgaste, coeficiente de fricción, la fuerza tangencial (o de fricción), y trabajo por fricción.

2.2.4. Modelo del Desgaste

2.2.4.1. Ley General del Desgaste

Se ha establecido [Sun et al., (2002), Fridberg A., (2005)] que la cantidad de material por desgaste adhesivo, desgaste abrasivo, o desgaste por laminación de la superficie de fatiga es proporcional a: la carga, a la distancia de resbalamiento, e inversamente proporcional a la dureza del material. Por consiguiente para una forma general de ley de desgaste independiente de su naturaleza, tenemos

$$V = \frac{c l N}{H} = \frac{c}{H f} (l (N f)) = k (l f) = k W \quad (2)$$

Donde podemos identificar las siguientes variables: V : el volumen de material, l : distancia del deslizamiento, N : fuerza normal,(carga), H : dureza del material, k : $= c / (H f)$, coeficiente de desgaste , constante representada por la influencia las propiedades de los materiales, naturaleza de desgaste, f : coeficiente de fricción, F : $= N f$, la fuerza tangencial (o de fricción), W : $= l f$, trabajo por fricción y e : constante,

La influencia real de la naturaleza del desgaste, las propiedades dependientes de los materiales y otros factores pueden ser tomados con el coeficiente de desgaste k , así como numéricamente obtenido por el trabajo por fricción W . El coeficiente de desgaste k puede determinarse experimentalmente, o también relacionando el campo de mediciones de la profundidad del desgaste con el recorrido o número de pases de la rueda.

2.2.4.2. Ley de Desgaste para el Contacto Rueda-Riel

En realidad, se encuentra a menudo una mezcla de los modos anteriores. Es más frecuentes en prácticas de ingeniería el término de formas de desgaste como: bien suave, beneficiosa, suave, severa, irritante y con desprendimiento. En el diseño ferroviario, se observan tres tipos principales de desgaste en función al tamaño del desgaste del riel: suave (tipo I), severo (tipo II), y el tipo III [Clayton et al., (1982) y Clayton (1996)].

El desgaste suave es caracterizado por una baja proporción de desgaste y un modo de desgaste mixto. Es dominado por desgaste corrosivo. Hay también sin embargo, un poco de desgaste metálico. Varios modelos analíticos para el cálculo del volumen de material removido en desgaste suave son propuestos por Fries; et al., (1988) en términos de la cara de desgaste, la carga normal, la presión normal, la fuerzas de arrastre y/o distancia de sobre-deslizamiento. El desgaste suave es usado por varios autores para modelar el desgaste en la cabeza del riel y desgaste en la rueda (eg. [Fríe et al.,(1988)]).

Cuando se incrementa el escurrimiento y la presión de contacto, el desgaste severo entra en juego, siendo a veces una diez veces del tiempo en la proporción de desgaste. Esto produce el deterioro de metal y una superficie áspera no exhibiendo agrietamiento, o escorias. Clayton et al., (1982) y Bolton (1984) encontraron experimentalmente la siguiente expresión, la cual sigue utilizándose [Sun et al., (2002), Fridberg A., (2005)]:

$$\frac{W}{A d} = m \frac{T \gamma}{A} + C \quad (3)$$

Donde:

W: el peso material perdió, kg

A: área del contacto, m²

d: la distancia encima de la rueda, m,

m: constante.

T: fuerza de arrastre, N

γ : creepage,

C: constante.

Para un desgaste ligero, la constante C es igual a cero ($C = 0$); para desgaste severo C tiene que ser determinado por vía experimental. Puede verse que el aparte formado por

C en la ecuación (3) expresa la misma ley esencialmente que en la ecuación (2), pero en el contexto del contacto rodante.

El desgaste lateral es un problema mayor en trayectos con curvas de vías ferreas, se asumen dos posibles formas: 1.- Desgaste severo (tipo II) al disminuir la medida de la cabeza del riel en la vía, y 2.- Desgaste tipo III como la medida de la cara donde el material es empujado hacia abajo fuera de la zona de contacto [Clayton et al., (1982)]. El mecanismo de desgaste tipo III puede ser una combinación de desgaste abrasivo y el flujo de plástico debido a altas cargas y el efecto cortante de la pestaña a causa del ángulo de ataque.

El desgaste tipo III no se le ha dado todavía un nombre. Su proporción de desgaste es más alta que el desgaste tipo II, y las condiciones del contacto son similares a aquéllas de resbalamiento puro. Si se involucra desgaste abrasivo, el proceso de desgaste es completamente metálico, pero la superficie de desgaste es más áspera que en desgaste severo, se muestra un surco y el flujo de plástico es visible. La medida de la cara desgastada en ejes con cargas pesadas puede ser simulada según la propuesta por [Clayton (1996)].

Se observa que los modelos de desgaste son diferentes en varias ubicaciones en los perfiles y sobre una diversidad de condiciones de funcionamiento, tales como; Regiones de desgaste moderado, desgaste severo y desgaste de fatiga de superficie que pueden estar presentes en el mismo riel y rueda [Fríe et al., (1988), Clayton et al., (1982)]. Una diversidad de parámetros de la ley general de Desgaste pueden necesitarse para regiones de desgaste diferentes. Un número importante de publicaciones están disponibles [Fríes et al., (1988), Pearce et al., (1991), Clayton et al., (1982), Clayton (1996)].

2.2.4.3. Expresiones del Modelo de Perturbaciones.

De las expresiones del modelo de desgastes y perturbaciones que pueden existir en la vía se desarrollaran en este trabajo las correspondientes a Cúspide, Resalte y Cosenoidal [Sun et al., (2005)]. Para combinar estas excitaciones externas (shape) para varias vías, muchas perturbaciones en el trayecto pueden ser simuladas, esto es recomendable para experimentar con diferentes combinaciones de resaltes, coeficientes y amplitudes.

Existen tres coeficientes que se definen para cada resalte. El coeficiente C1, el coeficiente C2 y el usado para definir las características de la forma del resalte y su

intervalo de repitencia. Este tercer coeficiente se define como la amplitud (A). El como utilizar estos coeficientes se describirá en detalle en la siguiente sección.

2.2.4.3.1. Modelo Desgaste tipo Cúspide (CUPS)

Un resalte general tipo Cúspide (CPUS) se muestra en la figura 1. La pendiente (steepness) del resalte será definido por el coeficiente C1, la longitud de onda del resalte será definido por C2 y la Amplitud será definida por A.

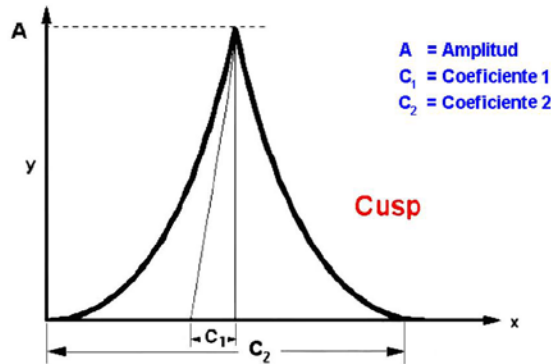


Figura 4 Representación de la función de Cúspide [NUCARS, (2003)]

La ecuación que relaciona las variables se muestra a continuación.

$$y = \frac{A \left[e^{\left[\frac{x-(C_2/2)}{-C_1} \right]} + e^{\left[\frac{C_2 - |x-(C_2/2)|}{-C_1} \right]} - 2e^{\left[\frac{C_2}{-2C_1} \right]} \right]}{1 + e^{\left[\frac{C_2}{-C_1} \right]} - 2e^{\left[\frac{C_2}{-2C_1} \right]}} \quad (4)$$

La cúspide es frecuentemente usada para definir la bajada en el trayecto causada en la unión de los rieles y una pobre plataforma de vía. La cúspide puede ser usada para definir uniones bajas para condiciones de prueba en estas simulaciones. La amplitud por supuesto deberá ser negativa para simular uniones bajas.

2.2.4.3.2. Modelo de Desgaste tipo Resalte (BEND)

El resalte se muestra en la figura 2, el cual es muy similar a la cúspide. De hecho el resalte se obtiene de tomar dos cúspides cortadas por la mitad, con la parte derecha unida a la parte izquierda de la otra mitad, luego rotando y colocándola en la parte superior. El coeficiente C1 describe la pendiente, el coeficiente C2 describe la longitud de onda y el Coeficiente A define la amplitud. Dichos coeficiente son similares a los utilizados en la Cúspide.

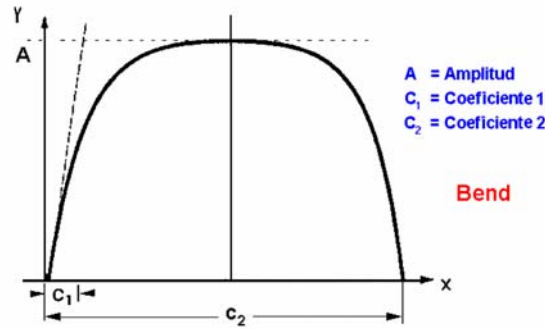


Figura 5 Representación de la función de encorvado [NUCARS, (2003)]

La ecuación que modela el resalte es:

$$y = A - \frac{A \left[e^{\left[\frac{|x|}{-C_1} \right]} + e^{\left[\frac{C_2 - |x|}{-C_1} \right]} - 2e^{\left[\frac{C_2}{-2C_1} \right]} \right]}{1 + e^{\left[\frac{C_2}{-C_1} \right]} - 2e^{\left[\frac{C_2}{-2C_1} \right]}} \quad (5)$$

Este resalte se utiliza para describir inclinaciones tipo convexas en uniones de rieles. Entre los valores que se recomienda como buenos, los fabricantes del programa NUCARS, para iniciar la simulación están para el coeficiente C1 de 8 pies y para el coeficiente C2 un valor de 39 pies.

2.2.4.3.3. Modelo Desgaste tipo Senoidal (SINE)

Un resalte tipo función Senoidal se muestra en la figura 3, actúa como una función de coseno negativa, como se describe en la ecuación.

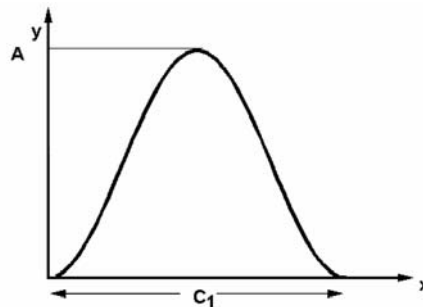


Figura 6. Representación de la función de Senoidal [NUCARS, (2003)]

La ecuación que relaciona las variables se muestra a continuación.

$$Y = \frac{A}{2} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi x}{C_1} \right) \right) \quad (6)$$

Donde, C1 es la longitud de onda de la onda senoidal, mientras que C2 es el intervalo de repeticiones, este término no está en la ecuación. Note que si el intervalo de repetición

no es igual a la longitud de onda, la configuración de la curva de resalte será cortada. Si se define a la longitud de onda $C1$ como de 0,5 segundos, la distancia de repetición, $C2$ será solo de 0,25 segundos, la configuración resultante será una serie de medio coseno con una pendiente afinada (drops sharp), tomando una forma de ese (S). Alternativamente, si $C2$ es mayor que $C1$, se generará mas de un ciclo completo. El número de ciclo en los cuales se generara, es la relación: $C2$ dividida por $C1$.

2.2.5. Análisis de las Variables de la Rueda que participan en la dinámica.

El Modelo del sistema dinámico se basa en la caracterización de lo elementos que participan tales como: las masas y las inercias de los cuerpos, la rigidez y amortiguamiento de los elementos que unen a las masas, entre las manifestaciones de la variación de posición están el desplazamiento, la velocidad y la aceleración de cada uno de los cuerpos. A continuación se presentan las variables de las ruedas que participan en el comportamiento dinámico del tren. Las ruedas delanteras están identificadas con los números de cuerpo; 2, 3, 6 y 7, así como para las ruedas traseras las identificamos con los números 10, 11, 14 y 15.

Variables de la Rueda 2

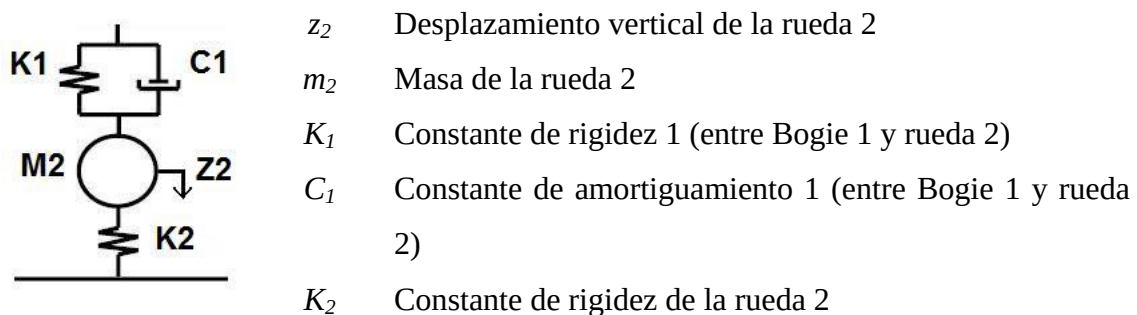


Figura 7. Variables de la rueda 2

Variables de la rueda 3

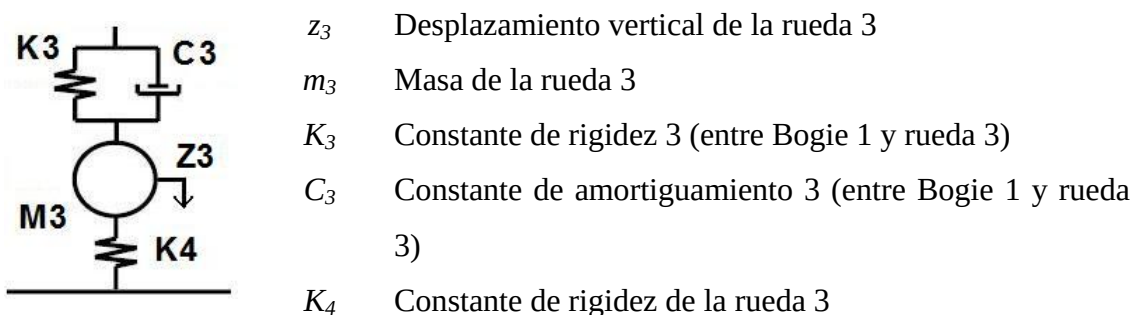
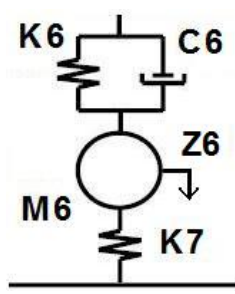
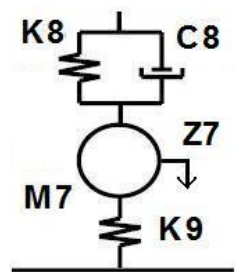


Figura 8. Variables de la rueda 3

Variables de la rueda 6

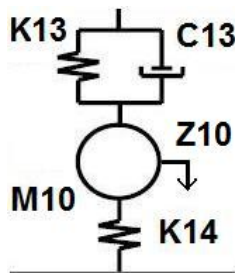
- z_6 Desplazamiento vertical de la rueda 6
 m_6 Masa de la rueda 6
 K_6 Constante de rigidez 7 (entre el Bogie 5 y rueda 6)
 C_6 Constante de amortiguamiento 7 (entre el Bogie 5 y rueda 6)
 K_7 Constante de rigidez de la rueda 6

Figura 9. Variables de la rueda 6

Variables de la rueda 7

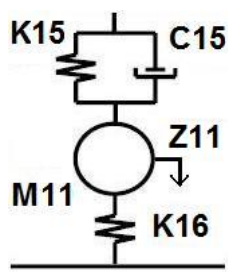
- z_7 Desplazamiento vertical de la rueda 7
 m_7 Masa de la rueda 7
 K_8 Constante de rigidez 8 (entre el Bogie 5 y rueda 7)
 C_8 Constante de amortiguamiento 8 (entre el Bogie 5 y rueda 7)
 K_9 Constante de rigidez de la rueda 7

Figura 10. Variables de la rueda 7

Variables de la rueda 10

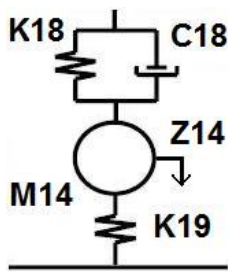
- z_{10} Desplazamiento vertical de la rueda 10
 m_{10} Masa de la rueda 10
 K_{13} Constante de rigidez 13 (entre el Bogie 9 y rueda 10)
 C_{13} Constante de amortiguamiento 13 (entre el Bogie 9 y rueda 10)
 K_{14} Constante de rigidez de la rueda 10

Figura 11. Variables de la rueda 10

Variables de la rueda 11

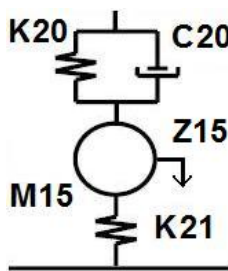
z_{11}	Desplazamiento vertical de la rueda 11
m_{11}	Masa de la rueda 11
K_{15}	Constante de rigidez 15 (entre el Bogie 9 y rueda 11)
C_{15}	Constante de amortiguamiento 15 (entre el Bogie 9 y rueda 11)
K_{16}	Constante de rigidez de la rueda 11

Figura 12. Variables de la rueda 11

Variables de la rueda 14

z_{14}	Desplazamiento vertical de la rueda 14
m_{14}	Masa de la rueda 14
K_{18}	Constante de rigidez 18 (entre el Bogie 13 y rueda 14)
C_{18}	Constante de amortiguamiento 18 (entre el Bogie 13 y rueda 14)
K_{19}	Constante de rigidez de la rueda 14

Figura 13. Variables de la rueda 14

Variables de la rueda 15

z_{15}	Desplazamiento vertical de la rueda 15
m_{15}	Masa de la rueda 15
K_{20}	Constante de rigidez 20 (entre el Bogie 13 y rueda 15)
C_{20}	Constante de amortiguamiento 20 (entre el Bogie 13 y rueda 15)
K_{21}	Constante de rigidez de la rueda 15

Figura 14. Variables de la rueda 15

2.2.6. Modelo Dinámico de las Ruedas

El sistema dinámico se basa en las ecuaciones de Newton en las que participan como coeficiente las masas, inercia, rigidez, amortiguamiento, como coeficientes y como variables desplazamiento, velocidad y aceleración.

Como se indicó el conjunto del Bogie delantero tiene cuatro ruedas que se identificaron con los números 2, 3, 6 y 7. A continuación se presentan sus ecuaciones dinámicas (7)

de la rueda 2 en la Figura 7, la ecuación (8) de la rueda 3 en la Figura 8, la ecuación (9) de la rueda 6 en la Figura 9 y la ecuación (10) de la rueda 7 en la Figura 10 .

Se procedió a aplicar la segunda ley de Newton, por medio de la sumatoria de fuerzas. La masa de la rueda (m), está a una aceleración vertical ($\ddot{z}$). Se iguala las fuerzas a los elementos que sobre ella están actuando entre las que se encuentran: el coeficiente de amortiguamiento (c), multiplicada por la velocidad vertical ($\dot{z}$). Se ve afectada por la acción del resorte por medio del coeficiente de rigidez (k), el cual va multiplicado por el desplazamiento vertical (z). Aunado a lo anterior se incluye una perturbación identifica con la letra u , con la intención de estudiar el comportamiento dinámico del modelo ante ciertas perturbaciones. Cada una de las variables van acompañadas de un subíndice que ayuda a identificar a que elemento se refiere.

$$m_2 \ddot{z}_2 = m_2 g + k_1(z_1 - z_2) + c_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - k_2 z_2 + u_2 \quad (7)$$

$$m_3 \ddot{z}_3 = m_3 g + k_3(z_1 - z_3) + c_3(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - k_4 z_3 + u_3 \quad (8)$$

$$m_6 \ddot{z}_6 = m_6 g + k_6(z_5 - z_6) + c_6(\dot{z}_5 - \dot{z}_6) - k_7 z_6 + u_6 \quad (9)$$

$$m_7 \ddot{z}_7 = m_7 g + k_8(z_5 - z_7) + c_8(\dot{z}_5 - \dot{z}_7) - k_9 z_7 + u_7 \quad (10)$$

Donde:

- m_2 Masa de la rueda 2, en Kg
- m_3 Masa de la rueda 3, en Kg
- m_6 Masa de la rueda 6, en Kg
- m_7 Masa de la rueda 7, en Kg
- z_1 Desplazamiento vertical del Bogie 1, en m.
- $\dot{z}_1$ Velocidad vertical del Bogie 1, en m/s.
- z_5 Desplazamiento vertical del Bogie 5, en m.
- $\dot{z}_5$ Velocidad vertical del Bogie 5, en m/s.
- z_2 Desplazamiento vertical de la rueda 2, en m.
- $\dot{z}_2$ Velocidad vertical de la rueda 2, en m/s.
- $\ddot{z}_2$ Aceleración vertical de la rueda 2, en m^2/s .
- z_3 Desplazamiento vertical de la rueda 3, en m.
- $\dot{z}_3$ Velocidad vertical de la rueda 3, en m/s.

$\ddot{z}_3$	Aceleración vertical de la rueda 3, en m^2/s .
z_6	Desplazamiento vertical de la rueda 6, en m.
$\dot{z}_6$	Velocidad vertical de la rueda 6, en m/s.
$\ddot{z}_6$	Aceleración vertical de la rueda 6, en m^2/s .
z_7	Desplazamiento vertical de la rueda 7, en m.
$\dot{z}_7$	Velocidad vertical de la rueda 7, en m/s.
$\ddot{z}_7$	Aceleración vertical de la rueda 7, en m^2/s .
k_1	Constante de rigidez 1 (entre el Bogie 1 y rueda 2), en N/m
c_1	Constante de amortiguamiento 1 (entre el Bogie 1 y rueda 2), en Ns/m
k_3	Constante de rigidez 3 (entre el Bogie 1 y rueda 3) , en N/m
c_3	Constante de amortiguamiento 3 (entre el Bogie 1 y rueda 3), en Ns/m
k_6	Constante de rigidez 6 (entre el Bogie 5 y rueda 6) , en N/m
c_6	Constante de amortiguamiento 6 (entre el Bogie 5 y rueda 6), en Ns/m
k_8	Constante de rigidez 8 (entre el Bogie 5 y rueda 7) , en N/m
c_8	Constante de amortiguamiento 8 (entre el Bogie 5 y rueda 7), en Ns/m
k_2	Constante de rigidez de la rueda 2, en N/m
k_4	Constante de rigidez de la rueda 3, en N/m
k_7	Constante de rigidez de la rueda 6, en N/m
k_9	Constante de rigidez de la rueda 7, en N/m
u_2	Perturbación externa sobre la rueda 2 , en N.
u_3	Perturbación externa sobre la rueda 3, en N.
u_6	Perturbación externa sobre la rueda 6, en N.
u_7	Perturbación externa sobre la rueda 7, en N.

Al conjunto del Bogie trasero están acopladas cuatro ruedas que se identificaron con los números 10, 11, 14 y 15. A continuación se presentan sus ecuaciones dinámicas (11) de la rueda(12), (13), y (14). Representa sus ecuaciones dinámicas de la rueda 10, ecuación de la rueda 11, ecuación de la rueda 14 y ecuación de la rueda 15.

$$m_{10} \ddot{z}_{10} = m_{10} g + k_{13} (z_9 - z_{10}) + c_{13} (\dot{z}_9 - \dot{z}_{10}) - k_{14} z_{10} + u_{10} \quad (11)$$

$$m_{11}\ddot{z}_{11} = m_{11}g + k_{15}(z_9 - z_{11}) + c_{15}(\dot{z}_9 - \dot{z}_{11}) - k_{16}z_{11} + u_{11} \quad (12)$$

$$m_{14}\ddot{z}_{14} = m_{14}g + k_{18}(z_{13} - z_{14}) + c_{18}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{14}) - k_{19}z_{14} + u_{14} \quad (13)$$

$$m_{15}\ddot{z}_{15} = m_{15}g + k_{20}(z_{13} - z_{15}) + c_{20}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{15}) - k_{21}z_{15} + u_{15} \quad (14)$$

Donde:

m_{10}	Masa de la rueda 10, en Kg
m_{11}	Masa de la rueda 11, en Kg
m_{14}	Masa de la rueda 14, en Kg
m_{15}	Masa de la rueda 15, en Kg
z_9	Desplazamiento vertical del Bogie 9, en m.
$\dot{z}_9$	Velocidad vertical del Bogie 9, en m/s.
z_{13}	Desplazamiento vertical del Bogie 13, en m.
$\dot{z}_{13}$	Velocidad vertical del Bogie 13, en m/s.
z_{10}	Desplazamiento vertical de la rueda 10, en m.
$\dot{z}_{10}$	Velocidad vertical de la rueda 10, en m/s.
$\ddot{z}_{10}$	Aceleración vertical de la rueda 10, en m ² /s.
z_{11}	Desplazamiento vertical de la rueda 11, en m.
$\dot{z}_{11}$	Velocidad vertical de la rueda 11, en m/s.
$\ddot{z}_{11}$	Aceleración vertical de la rueda 11, en m ² /s.
z_{14}	Desplazamiento vertical de la rueda 14, en m.
$\dot{z}_{14}$	Velocidad vertical de la rueda 14, en m/s.
$\ddot{z}_{14}$	Aceleración vertical de la rueda 14, en m ² /s.
z_{15}	Desplazamiento vertical de la rueda 15, en m.
$\dot{z}_{15}$	Velocidad vertical de la rueda 15, en m/s.
$\ddot{z}_{15}$	Aceleración vertical de la rueda 15, en m ² /s.
k_{13}	Constante de rigidez 13 (entre el Bogie 9 y rueda 10), en N/m
c_{13}	Constante de amortiguamiento 13 (entre el Bogie 9 y rueda 10), en Ns/m
k_{15}	Constante de rigidez 15 (entre el Bogie 9 y rueda 11), en N/m

c_{15}	Constante de amortiguamiento 15 (entre el Bogie 9 y rueda 11), en Ns/m
k_{18}	Constante de rigidez 18 (entre el Bogie 13 y rueda 14) , en N/m
c_{18}	Constante de amortiguamiento 18 (entre el Bogie 13 y rueda 14), en Ns/m
k_{20}	Constante de rigidez 20 (entre el Bogie 13 y rueda 15) , en N/m
c_{20}	Constante de amortiguamiento 20 (entre el Bogie 13 y rueda 15), en Ns/m
k_{10}	Constante de rigidez de la rueda 10, en N/m
k_{11}	Constante de rigidez de la rueda 11, en N/m
k_{14}	Constante de rigidez de la rueda 14, en N/m
k_{15}	Constante de rigidez de la rueda 15, en N/m
u_{10}	Perturbación externa sobre la rueda 10 , en N.
u_{11}	Perturbación externa sobre la rueda 11, en N.
u_{14}	Perturbación externa sobre la rueda 14, en N.
u_{15}	Perturbación externa sobre la rueda 15, en N.

2.2.7. Análisis de Variables del Bogie

El análisis del Bogie requiere en primer lugar que se identifiquen las variables que están presentes en el, para caracterizar el modelo pertinente. Los Bogies serán identificaremos con los números 1, 5, 9 y 13.

Variables del Bogie 1

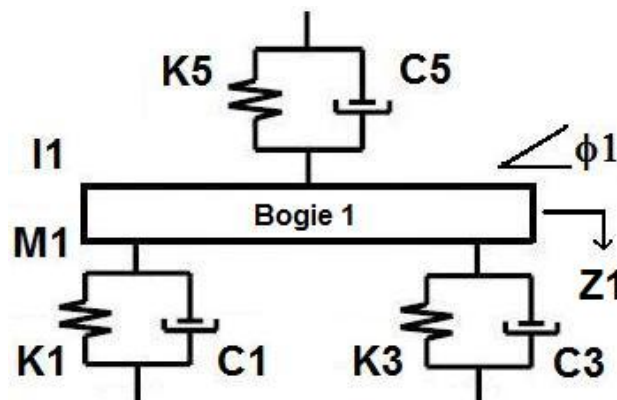


Figura 15 Bogie N° 1

Podemos identificar las variables como:

$$\ddot{z}_1 \quad \text{Aceleración vertical del Bogie 1, en m/s}^2$$

θ_1	Desplazamiento angular del Bogie 1, en radianes
$\dot{\theta}_1$	Velocidad angular del Bogie 1, en radianes/s
$\ddot{\theta}_1$	Aceleración angular del Bogie 1, en radianes/s ²
m_1	Masa del Bogie 1, en kg
I_1	Inercia del Bogie 1, en Nm
K_5	Constante de rigidez 5 (entre el Bogie 1 y Bolster 4), en N/m
C_5	Constante de amortiguamiento 5 (entre el Bogie 1 y Bolster 4), en Ns/m
l_{11}	Longitud derecha del Bogie 1, en m
l_{12}	Longitud izquierda del Bogie 1, en m

Variables del Bogie 5

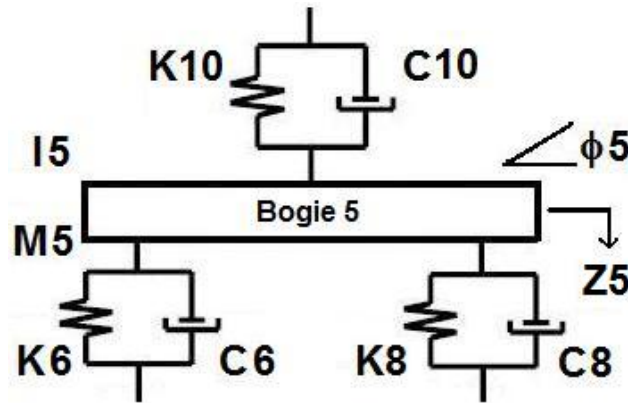


Figura 16 Bogie N° 5

$\ddot{z}_5$	Aceleración vertical del Bogie 5, en m/s ²
θ_9	Desplazamiento angular del Bogie 5, en radianes
$\dot{\theta}_5$	Velocidad angular del Bogie 5, en radianes/s
$\ddot{\theta}_5$	Aceleración angular del Bogie 5, en radianes/s ²
m_5	Masa del Bogie 5, en kg
I_5	Inercia del Bogie 5, en Nm
K_{10}	Constante de rigidez 10 (entre el Bogie 5 y Bolster 4)
C_{10}	Constante de amortiguamiento 10 (entre el Bogie 5 y Bolster 4)
l_{51}	Longitud derecha del Bogie 5, en m
l_{52}	Longitud izquierda del Bogie 5, en m

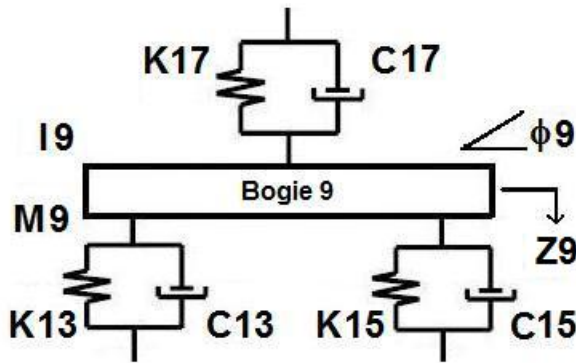
Variables del Bogie 9

Figura 17 Bogie N° 9

- $\ddot{z}_9$ Aceleración vertical del Bogie 9, en m/s^2
- θ_9 Desplazamiento angular del Bogie 9, en radianes
- $\dot{\theta}_9$ Velocidad angular del Bogie 9, en radianes/s
- $\ddot{\theta}_9$ Aceleración angular del Bogie 9, en radianes/s^2
- m_9 Masa del Bogie 9, en kg
- I_9 Inercia del Bogie 9, en Nm
- K_{17} Constante de rigidez 17 (entre el Bogie 9 y Bolster 12)
- C_{17} Constante de amortiguamiento 17 (entre el Bogie 9 y Bolster 12)
- l_{91} Longitud derecha del Bogie 9, en m
- l_{92} Longitud izquierda del Bogie 9, en m

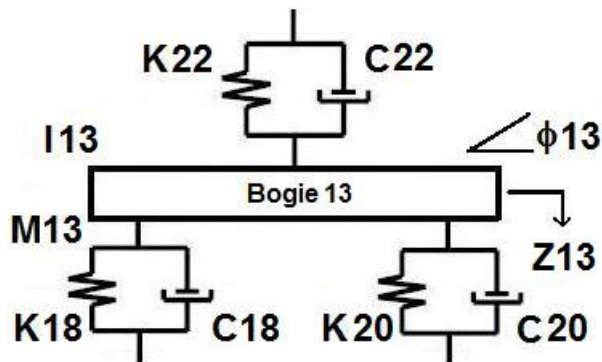
Variables del Bogie 13

Figura 18 Bogie N° 13

- $\ddot{z}_{13}$ Aceleración vertical del Bogie 13, en m/s^2
- θ_{13} Desplazamiento angular del Bogie 13, en radianes

$\dot{\theta}_{13}$	Velocidad angular del Bogie 9, en radianes/s
$\ddot{\theta}_{13}$	Aceleración angular del Bogie 9, en radianes/s ²
m_{13}	Masa del Bogie 13, en kg
I_{13}	Inercia del Bogie 13, en Nm
K_{22}	Constante de rigidez 22 (entre el Bogie 13 y Bolster 12)
C_{22}	Constante de amortiguamiento 22 (entre el Bogie 13 y Bolster 12)
l_{91}	Longitud derecha del Bogie 13, en m
l_{92}	Longitud izquierda del Bogie 13, en m

2.2.8. Modelo Dinámico del Bogie

El Bogie está caracterizado por un cuerpo con dos grados de libertad contra el cual interactúan dos ruedas en la parte inferior y el Bolster en la parte superior, como se observa en la Figura 15 a la Figura 18.

Se procedió a aplicar la segunda ley de Newton, por medio de la sumatoria de fuerzas y momentos. Se identifica la masa del Bogie (m), la cual está a una aceleración vertical ($\ddot{z}$). La inercia del Bogie (I), la cual está a una aceleración rotacional ($\ddot{\theta}$). Se iguala las fuerzas a los elementos que sobre ella están actuando entre las que se encuentran: el coeficiente de amortiguamiento (c), multiplicada por la velocidad vertical ($\dot{z}$) y el brazo para la caución de momento. La acción del resorte afecta al sistema por medio del coeficiente de rigidez (k), el cual va multiplicado por el desplazamiento vertical (z) y el brazo para el caso del momento. Aunado a lo anterior se incluye una perturbación identificada con la letra u , con la intención de estudiar el comportamiento dinámico del modelo ante ciertas perturbaciones. Cada una de las variables van acompañadas de un subíndice que ayuda a identificar a que elemento se refiere. Este procedimiento aplica para las ecuaciones (15), (16), (17), (18), (19), (20), (21) y (22).

El modelo que corresponde al Bogie 1, de la Figura 15 está definido por las ecuaciones (15) (16):

$$m_1 \ddot{z}_1 = m_1 g + k_5 (z_4 - z_1) + c_5 (\dot{z}_4 - \dot{z}_1) - k_1 (z_1 - z_2) - c_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - k_3 (z_1 - z_3) - c_3 (\dot{z}_1 - \dot{z}_3) \quad (15)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = k_1 (z_1 - z_2 + l_{12} \theta_1) l_{12} \cos \theta_1 - k_3 (z_1 - z_3 + l_{11} \theta_1) l_{11} \cos \theta_1 + c_1 (\dot{z}_1 - \dot{z}_2 + l_{12} \dot{\theta}_1) l_{12} \cos \theta_1 - c_3 (\dot{z}_1 - \dot{z}_3 + l_{11} \dot{\theta}_1) l_{11} \cos \theta_1 \quad (16)$$

El modelo que corresponde al Bogie 5, de la Figura 16 está definido por las ecuaciones (17) y (18):

$$m_5 \ddot{z}_5 = m_5 g + k_{10}(z_4 - z_5) + c_{10}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5) - k_6(z_5 - z_6) - c_6(\dot{z}_5 - \dot{z}_6) - k_8(z_5 - z_7) - c_8(\dot{z}_5 - \dot{z}_7) \quad (17)$$

$$I_5 \ddot{\theta}_5 = k_6(z_5 - z_6 + l_{52}\theta_5)l_{52} \cos\theta_5 + k_8(z_5 - z_7 + l_{51}\theta_5)l_{51} \cos\theta_5 + c_6(\dot{z}_5 - \dot{z}_6 + l_{52}\dot{\theta}_5)l_{52} \cos\theta_5 + c_8(\dot{z}_5 - \dot{z}_7 + l_{51}\dot{\theta}_5)l_{51} \cos\theta_5 \quad (18)$$

El modelo que corresponde al Bogie 9, de la Figura 17 está definido por las ecuaciones (19) y (20):

$$m_9 \ddot{z}_9 = m_9 g + k_{17}(z_{12} - z_9) + c_{17}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_9) - k_{13}(z_9 - z_{10}) - c_{13}(\dot{z}_9 - \dot{z}_{10}) - k_{15}(z_9 - z_{11}) - c_{15}(\dot{z}_9 - \dot{z}_{11}) \quad (19)$$

$$I_9 \ddot{\theta}_9 = k_{13}(z_9 - z_{10} + l_{92}\theta_9)l_{92} \cos\theta_9 + k_{15}(z_9 - z_{11} + l_{91}\theta_9)l_{91} \cos\theta_9 + c_{13}(\dot{z}_9 - \dot{z}_{10} + l_{92}\dot{\theta}_9)l_{92} \cos\theta_9 + c_{15}(\dot{z}_9 - \dot{z}_{11} + l_{91}\dot{\theta}_9)l_{91} \cos\theta_9 \quad (20)$$

El modelo que corresponde al Bogie 13, de la Figura 18 está definido por las ecuaciones (21) y (22):

$$m_{13} \ddot{z}_{13} = m_{13} g + k_{22}(z_{12} - z_{13}) + c_{22}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{13}) - k_{18}(z_{13} - z_{14}) - c_{18}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{14}) - k_{20}(z_{13} - z_{15}) - c_{20}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{15}) \quad (21)$$

$$I_{13} \ddot{\theta}_{13} = k_{18}(z_{13} - z_{14} + l_{132}\theta_{13})l_{132} \cos\theta_{13} + k_{20}(z_{13} - z_{15} + l_{131}\theta_{13})l_{131} \cos\theta_{13} + c_{18}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{14} + l_{132}\dot{\theta}_{13})l_{132} \cos\theta_{13} + c_{20}(\dot{z}_{13} - \dot{z}_{15} + l_{131}\dot{\theta}_{13})l_{131} \cos\theta_{13} \quad (22)$$

2.2.9. Análisis de Variables del Bolster

En la configuración del tren existen los Bolster, que son elementos que permiten unir las dos partes del Bogie.

Variables del Bolster 4

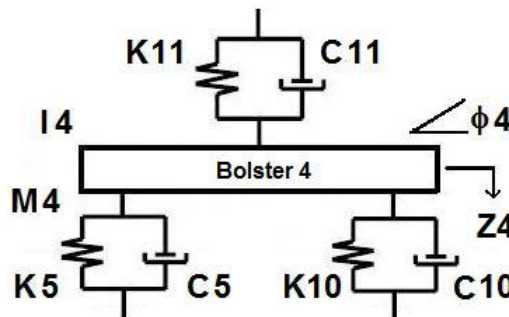


Figura 19 Diagrama esquemático del Bolster 4

A los Bolster para su análisis se requiere identificar con los números 4 y 12. Las variables se pueden observar en la Figura 19 y en la Figura 20 respectivamente.

$\ddot{z}_4$	Aceleración vertical del Bogie 4, en m/s^2
θ_4	Desplazamiento angular del Bolster 4, en radianes
$\dot{\theta}_4$	Velocidad angular del Bolster 4, en radianes/s
$\ddot{\theta}_4$	Aceleración angular del Bolster 4, en radianes/s ²
m_4	Masa del Bolster 4, en kg
I_4	Inercia del Bolster 4, en Nm
K_{11}	Constante de rigidez 11 (entre el Bolster 4 y Carro 8)
C_{11}	Constante de amortiguamiento 11 (entre el Bolster 4 y Carro 8)
l_{41}	Longitud derecha del Bolster 4, en m
l_{42}	Longitud izquierda del Bolster 4, en m

Variables del Bolster 12

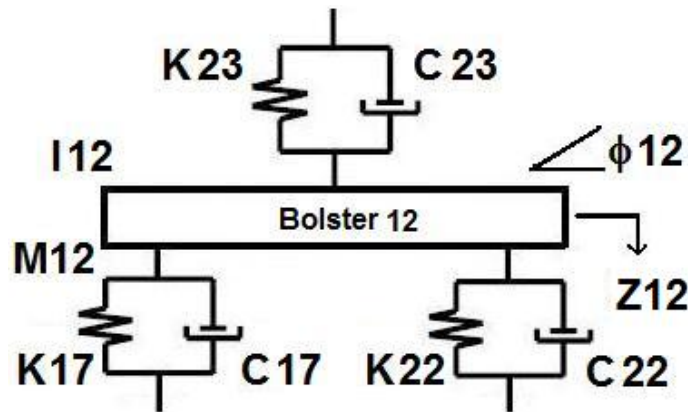


Figura 20 Diagrama esquemático del Bolster 12

$\ddot{z}_{12}$	Aceleración vertical del Bogie 12, en m/s^2
θ_{12}	Desplazamiento angular del Bolster 12
$\dot{\theta}_{12}$	Velocidad angular del Bolster 12, en radianes/s
$\ddot{\theta}_{12}$	Aceleración angular del Bolster 12, en radianes/s ²
m_{12}	Masa del Bolster 12, en kg
I_{12}	Inercia del Bolster 12, en Nm
K_{23}	Constante de rigidez 23 (entre el Bolster 12 y Carro 8)
C_{23}	Constante de amortiguamiento 23 (entre el Bolster 12 y Carro 8)

- l_{121} Longitud derecha del Bolster 12, en m
 l_{122} Longitud izquierda del Bolster 12, en m

2.2.10. Modelo Dinámico del Bolster

El Bolster está caracterizado por un cuerpo con dos grados de libertad contra el cual interactúa con dos partes del Bogie en la parte inferior y el Carro en la parte superior, como se observa en la Figura 19 y la Figura 20.

Para el planteamiento del modelo dinámico del Bolster se procedió a aplicar la segunda ley de Newton, por medio de la sumatoria de fuerzas y momentos. Se identifica la masa del Bolster (m), la cual está a una aceleración vertical ($\ddot{z}$). La inercia del Bolster (I), la cual está a una aceleración rotacional ($\ddot{\theta}$). Se iguala las fuerzas a los elementos que sobre ella están actuando entre las que se encuentran: el coeficiente de amortiguamiento (c), multiplicada por la velocidad vertical ($\dot{z}$) y el brazo para la ecuación del momento. La acción del resorte afecta al sistema por medio del coeficiente de rigidez (k), el cual va multiplicado por el desplazamiento vertical (z) y el brazo para el caso del momento. Aunado a lo anterior se incluye una perturbación identificada con la letra u , con la intención de estudiar el comportamiento dinámico del modelo ante ciertas perturbaciones. Cada una de las variables van acompañadas de un subíndice que ayuda a identificar a que elemento se refiere. Este procedimiento aplica para las ecuaciones (23) y (24) del Bolster identificado con el número 4:

$$m_4 \ddot{z}_4 = m_4 g + k_{11}(z_3 - z_4) + c_{11}(\dot{z}_3 - \dot{z}_4) - k_5(z_4 - z_1) - c_5(\dot{z}_4 - \dot{z}_1) - k_{10}(z_4 - z_5) + c_{10}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5) \quad (23)$$

$$I_4 \ddot{\theta}_4 = k_5(z_4 - z_1 + l_{42}\theta_4)l_{52} \cos\theta_5 + k_8(z_4 - z_5 + l_{41}\theta_4)l_{41} \cos\theta_4 + c_5(\dot{z}_4 - \dot{z}_1 + l_{42}\dot{\theta}_4)l_{52} \cos\theta_5 + c_{10}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5 + l_{41}\dot{\theta}_4)l_{41} \cos\theta_4 \quad (24)$$

El presente modelo incluye otro Bolster identificado con el número 12, para el cual se presenta a continuación su modelo definido por (25) y (26):

$$m_{12} \ddot{z}_{12} = m_{12} g + k_{23}(z_8 - z_{12}) + c_{23}(\dot{z}_8 - \dot{z}_{12}) - k_{17}(z_{12} - z_9) - c_{17}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_9) - k_{22}(z_{12} - z_{13}) + c_{22}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{13}) \quad (25)$$

$$I_{12} \ddot{\theta}_{12} = k_{17}(z_{12} - z_9 + l_{122}\theta_{12})l_{122} \cos\theta_{12} + k_{22}(z_{12} - z_{13} + l_{121}\theta_{12})l_{121} \cos\theta_{12} \\ + c_{17}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_9 + l_{122}\dot{\theta}_{12})l_{122} \cos\theta_{12} + c_{22}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{13} + l_{121}\dot{\theta}_{12})l_{121} \cos\theta_{12} \quad (26)$$

2.2.11. Análisis de Variables del Carro

El carro es la parte del vehículo en la cual para el caso de estudio Metro, es donde se encuentran los pasajeros. En la parte inferior del carro se encuentran ubicadas las unidades de servicio.

Variables del Carro 8

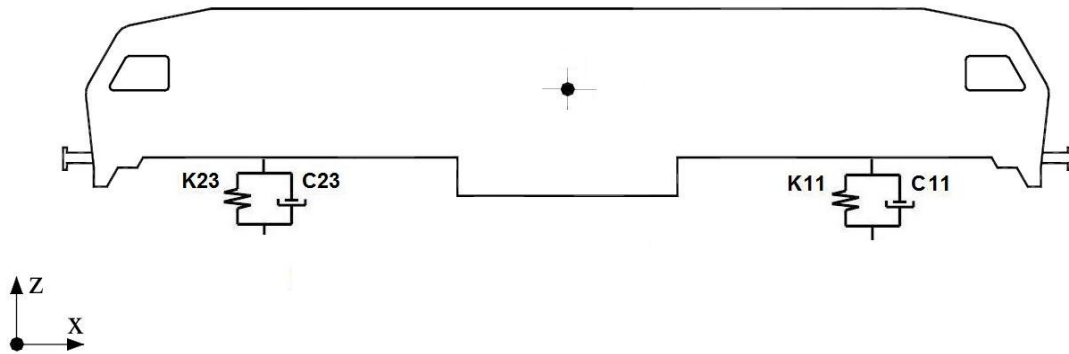


Figura 21 Variable del Carro 8

$\ddot{z}_8$	Aceleración vertical del Bogie 8, en m/s^2
θ_8	Desplazamiento angular Bolster 8, en radianes
$\dot{\theta}_8$	Velocidad angular del Bolster 8, en radianes/s
$\ddot{\theta}_8$	Aceleración angular del Bolster 8, en radianes/ s^2
m_8	Masa del Bolster 8, en kg
I_8	Inercia del Bolster 8, en Nm
l_{81}	Longitud derecha del Bolster 8, en m
l_{82}	Longitud izquierda del Bolster 8, en m

2.2.12.- Modelo Dinámico del Carro

El Carro está definido por un cuerpo con dos grados de libertad contra el cual interactúan dos Bolster, el delantero y el trasero identificado con los número 4 y 12 respectivamente,. El modelo dinámico del Carro se obtuvo de aplicar la segunda ley de

Newton, por medio de la sumatoria de fuerzas y momentos. Sobre la masa del Carro (m) actúa una aceleración vertical ($\ddot{z}$), la inercia del Carro (I) rota a una aceleración ($\ddot{\theta}$). Se iguala las fuerzas y momentos a los elementos que sobre el están actuando entre las que se encuentran: el coeficiente de amortiguamiento (c), multiplicada por la velocidad vertical ($\dot{z}$) y el brazo para la ecuación del momento respectivo. La acción del resorte afecta al sistema por medio del coeficiente de rigidez (k), el cual va multiplicado por el desplazamiento vertical (z) y el brazo para el caso del momento. Cada una de las variables van acompañadas de un subíndice que ayuda a identificar a que elemento se refiere. El modelo del Carro se puede observa en la Figura 21 y corresponde al definido por las ecuaciones (27) y (28):

$$m_8 \ddot{z}_8 = m_8 g - k_{23}(z_8 - z_{12}) - c_{23}(\dot{z}_8 - \dot{z}_{12}) - k_{11}(z_8 - z_4) - c_{11}(\dot{z}_8 - \dot{z}_4) \quad (27)$$

$$I_8 \ddot{\theta}_8 = k_{23}(z_8 - z_{12} + l_{82} \theta_8) l_{82} \cos \theta_8 + k_{11}(z_8 - z_4 + l_{81} \theta_8) l_{81} \cos \theta_8 \\ + c_{23}(\dot{z}_8 - \dot{z}_{12} + l_{82} \dot{\theta}_8) l_{82} \cos \theta_8 + c_{11}(\dot{z}_8 - \dot{z}_4 + l_{81} \dot{\theta}_8) l_{81} \cos \theta_8 \quad (28)$$

2.2.13. Análisis Integral del Sistema de Variables del Vagón

A continuación se presentan las variables que participan en el Vagón completo. Se esta considerando las ocho ruedas, los Bogies delantero y trasero con sus Bolster respectivo, así como el carro en el que van los pasajeros y los equipos auxiliares. Las variables se agruparon en función a su tipo en constante de amortiguamiento, inercias, constante de rigidez, longitudes internas de Bogie y Bolster y las masas.

Constantes de amortiguamiento

C_1	Constante de amortiguamiento 1	C_{13}	Constante de amortiguamiento 13
C_3	Constante de amortiguamiento 3	C_{15}	Constante de amortiguamiento 15
C_4	Constante de amortiguamiento 5	C_{17}	Constante de amortiguamiento 17
C_6	Constante de amortiguamiento 6	C_{18}	Constante de amortiguamiento 18
C_8	Constante de amortiguamiento 8	C_{20}	Constante de amortiguamiento 20
C_{10}	Constante de amortiguamiento 10	C_{22}	Constante de amortiguamiento 22
C_{11}	Constante de amortiguamiento 11	C_{23}	Constante de amortiguamiento 23
C_{12}	Constante de amortiguamiento 12		

Variables en el modelo del tren

I_1	Inercia del Bogie 1	I_9	Inercia del Bogie 9
-------	---------------------	-------	---------------------

I_4	Inercia del Bolster 4	I_{12}	Inercia del Bolster 12
I_5	Inercia del Bogie 5	I_{13}	Inercia del Bogie 13
I_8	Inercia del Carro 8		

Constantes de rigidez

K_1	Constante de rigidez 1	K_{13}	Constante de rigidez 13
K_2	Constante de rigidez 2	K_{14}	Constante de rigidez 14
K_3	Constante de rigidez 3	K_{15}	Constante de rigidez 15
K_4	Constante de rigidez 4	K_{16}	Constante de rigidez 16
K_4	Constante de rigidez 5	K_{17}	Constante de rigidez 17
K_6	Constante de rigidez 6	K_{18}	Constante de rigidez 18
K_7	Constante de rigidez 7	K_{19}	Constante de rigidez 19
K_8	Constante de rigidez 8	K_{20}	Constante de rigidez 20
K_9	Constante de rigidez 9	K_{21}	Constante de rigidez 21
K_{10}	Constante de rigidez 10	K_{23}	Constante de rigidez 23
K_{11}	Constante de rigidez 11		

Longitud de los tramos rectos

l_{11}	Longitud derecha del Bogie 1	l_{82}	Longitud izquierda del Carro 8
l_{12}	Longitud izquierda del Bogie 1	l_{91}	Longitud derecha del Bogie 9
l_{41}	Longitud derecha del Bolster 4	l_{92}	Longitud izquierda del Bogie 9
l_{42}	Longitud izquierda del Bolster 4	l_{121}	Longitud derecha del Bolster 12
l_{51}	Longitud derecha del Bogie 5	l_{122}	Longitud izquierda del Bolster 12
l_{52}	Longitud izquierda del Bogie 5	l_{131}	Longitud derecha del Bogie 13
l_{81}	Longitud derecha del Carro 8	l_{132}	Longitud izquierda del Bogie 13

l_{161}	Longitud derecha del Eje 1=16(Cuerpo 16)
l_{162}	Longitud izquierda del Eje 1=16 (Cuerpo 16)
l_{171}	Longitud derecha del Eje 2=17(Cuerpo 17)
l_{172}	Longitud izquierda del Eje 2=17 (Cuerpo 17)
l_{181}	Longitud derecha del Eje 3=18(Cuerpo 18)
l_{182}	Longitud izquierda del Eje 3=18 (Cuerpo 18)
l_{191}	Longitud derecha del Eje 4=19(Cuerpo 19)
l_{192}	Longitud izquierda del Eje 4=19 (Cuerpo 19)

Masa de los elementos

m_1	Masa del Bogie 1	m_9	Masa del Bogie 9
m_2	Masa de la rueda 2	m_{10}	Masa de la rueda 10
m_3	Masa de la rueda 3	m_{11}	Masa de la rueda 11
m_4	Masa del Bolster 4	m_{12}	Masa del Bolster 12
m_5	Masa del Bogie 5	m_{13}	Masa del Bogie 13
m_6	Masa de la rueda 6	m_{14}	Masa del Bolster 14
m_7	Masa de la rueda 7	m_{15}	Masa del Bogie 15
m_8	Masa del Carro 8		

2.2.14. Modelo Dinámico del Vagón

El modelo generalizado del tren esta compuesto por la integración de los Bogie con los Bolster correspondientes, formando la unidad tractora delantera y trasera. Estas unidades tractoras serán acopladas con el carro para formar un vagón. El modelo dinámico del Vagón completo Carro se obtuvo de aplicar la segunda ley de Newton, por medio de la sumatoria de fuerzas y momentos. Sobre la masa del Carro (m) actúa una aceleración vertical ($\ddot{z}$), la inercia del Carro (I) rota a una aceleración ($\ddot{\theta}$). Se iguala las fuerzas y momentos a los elementos que sobre el están actuando entre las que se encuentran: el coeficiente de amortiguamiento (c), multiplicada por la velocidad vertical ($\dot{z}$) y el brazo para la ecuación del momento respectivo. La acción del resorte afecta al sistema por medio del coeficiente de rigidez (k), el cual va multiplicado por el desplazamiento vertical (z) y el brazo para el caso del momento. Cada una de las variables van acompañadas de un subíndice que ayuda a identificar a que elemento se refiere.

Se presenta en la Figura 22 una representación esquemática del modelo derecho en la dirección de circulación del tren.

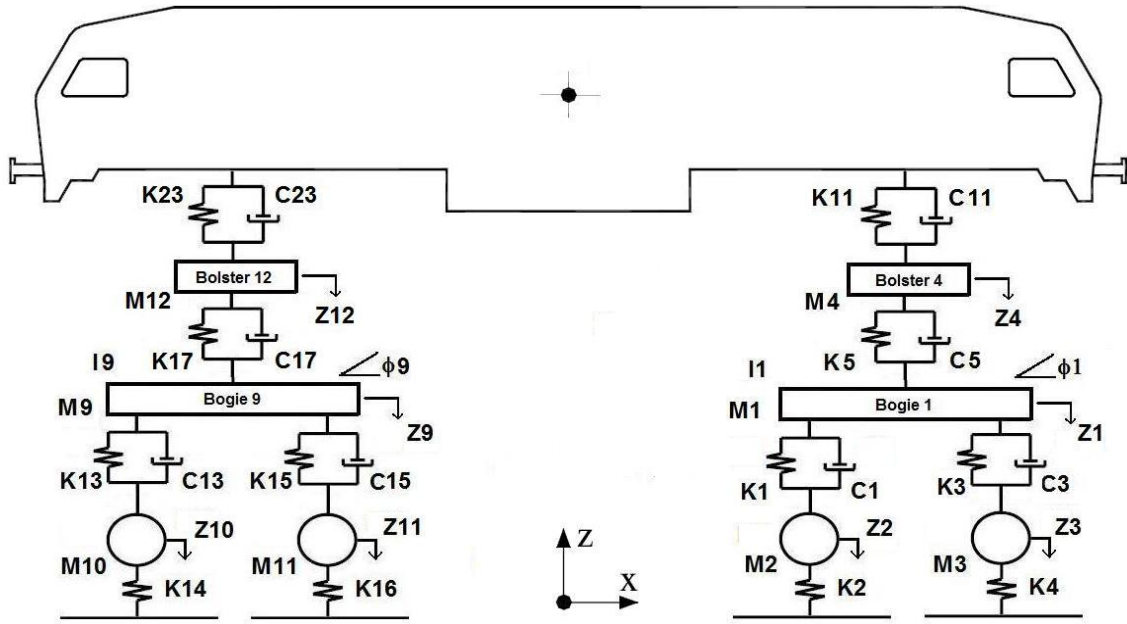


Figura 22 Sección derecho del Vagón

Para el modelo del lado izquierdo del Vagón el procedimiento anterior aplica para las ecuaciones (7), (8), (11), (12), (15), (16), (19) y (20).

$$m_2 \ddot{z}_2 = m_2 g + k_1(z_1 - z_2) + c_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - k_2 z_2 + u_2 \quad (7)$$

$$m_3 \ddot{z}_3 = m_3 g + k_3(z_1 - z_3) + c_3(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - k_4 z_3 + u_3 \quad (8)$$

$$m_{10} \ddot{z}_{10} = m_{10} g + k_{13}(z_9 - z_{10}) + c_{13}(\dot{z}_9 - \dot{z}_{10}) - k_{14} z_{10} + u_{10} \quad (11)$$

$$m_{11} \ddot{z}_{11} = m_{11} g + k_{15}(z_9 - z_{11}) + c_{15}(\dot{z}_9 - \dot{z}_{11}) - k_{16} z_{11} + u_{11} \quad (12)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = m_1 g + k_5(z_4 - z_1) + c_5(\dot{z}_4 - \dot{z}_1) - k_1(xz - z_2) - c_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - k_3(z_1 - z_3) - c_3(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) \quad (15)$$

$$I_1 \ddot{\theta}_1 = k_1(z_1 - z_2 + l_{12} \theta_1) l_{12} \cos \theta_1 - k_3(z_1 - z_3 + l_{11} \theta_1) l_{11} \cos \theta_1 + c_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2 + l_{12} \dot{\theta}_1) l_{12} \cos \theta_1 - c_3(\dot{z}_1 - \dot{z}_3 + l_{11} \dot{\theta}_1) l_{11} \cos \theta_1 \quad (16)$$

$$m_9 \ddot{z}_9 = m_9 g + k_{17}(z_{12} - z_9) + c_{17}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_9) - k_{13}(z_9 - z_{10}) - c_{13}(\dot{z}_9 - \dot{z}_{10}) - k_{15}(z_9 - z_{11}) - c_{15}(\dot{z}_9 - \dot{z}_{11}) \quad (19)$$

$$I_9 \ddot{\theta}_9 = k_{13}(z_9 - z_{10} + l_{92} \theta_9) l_{92} \cos \theta_9 + k_{15}(z_9 - z_{11} + l_{91} \theta_9) l_{91} \cos \theta_9 + c_{13}(\dot{z}_9 - \dot{z}_{10} + l_{92} \dot{\theta}_9) l_{92} \cos \theta_9 + c_{15}(\dot{z}_9 - \dot{z}_{11} + l_{91} \dot{\theta}_9) l_{91} \cos \theta_9 \quad (20)$$

En la Figura 23 corresponderá a la del modelo izquierdo en la dirección de circulación, es decir de izquierda a derecha.

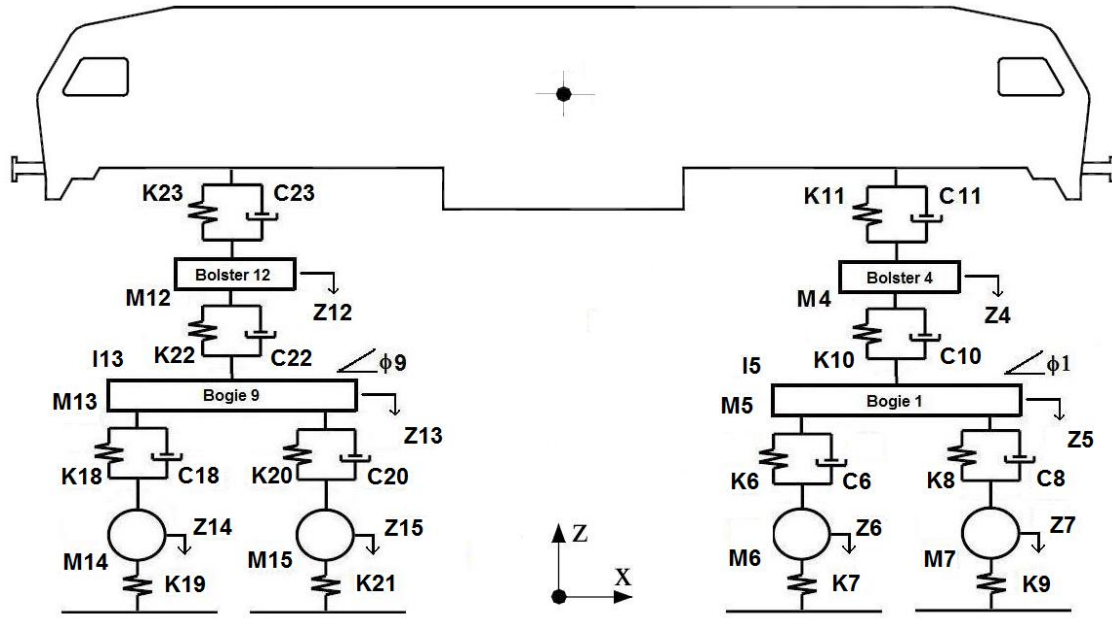


Figura 23 Sección izquierdo del Vagón

Para el modelo del lado derecho del Vagón el procedimiento anterior aplica para las ecuaciones (9), (10), (13), (14), (17), (18), (21) y (22).

$$m_6 \ddot{z}_6 = m_6 g + k_6 (z_5 - z_6) + c_6 (\dot{z}_5 - \dot{z}_6) - k_7 z_6 + u_6 \quad (9)$$

$$m_7 \ddot{z}_7 = m_7 g + k_8 (z_5 - z_7) + c_8 (\dot{z}_5 - \dot{z}_7) - k_9 z_7 + u_7 \quad (10)$$

$$m_{14} \ddot{z}_{14} = m_{14} g + k_{18} (z_{13} - z_{14}) + c_{18} (\dot{z}_{13} - \dot{z}_{14}) - k_{19} z_{14} + u_{14} \quad (13)$$

$$m_{15} \ddot{z}_{15} = m_{15} g + k_{20} (z_{13} - z_{15}) + c_{20} (\dot{z}_{13} - \dot{z}_{15}) - k_{21} z_{15} + u_{15} \quad (14)$$

$$m_5 \ddot{z}_5 = m_5 g + k_{10} (z_4 - z_5) + c_{10} (\dot{z}_4 - \dot{z}_5) - k_6 (z_5 - z_6) - c_6 (\dot{z}_5 - \dot{z}_6) - k_8 (z_5 - z_7) - c_8 (\dot{z}_5 - \dot{z}_7) \quad (17)$$

$$I_5 \ddot{\theta}_5 = k_6 (z_5 - z_6 + l_{52} \theta_5) l_{52} \cos \theta_5 + k_8 (z_5 - z_7 + l_{51} \theta_5) l_{51} \cos \theta_5 + c_6 (\dot{z}_5 - \dot{z}_6 + l_{52} \dot{\theta}_5) l_{52} \cos \theta_5 + c_8 (\dot{z}_5 - \dot{z}_7 + l_{51} \dot{\theta}_5) l_{51} \cos \theta_5 \quad (18)$$

$$m_{13} \ddot{z}_{13} = m_{13} g + k_{22} (z_{12} - z_{13}) + c_{22} (\dot{z}_{12} - \dot{z}_{13}) - k_{18} (z_{13} - z_{14}) - c_{18} (\dot{z}_{13} - \dot{z}_{14}) - k_{20} (z_{13} - z_{15}) - c_{20} (\dot{z}_{13} - \dot{z}_{15}) \quad (21)$$

$$I_{13} \ddot{\theta}_{13} = k_{18} (z_{13} - z_{14} + l_{132} \theta_{13}) l_{132} \cos \theta_{13} + k_{20} (z_{13} - z_{15} + l_{131} \theta_{13}) l_{131} \cos \theta_{13} + c_{18} (\dot{z}_{13} - \dot{z}_{14} + l_{132} \dot{\theta}_{13}) l_{132} \cos \theta_{13} + c_{20} (\dot{z}_{13} - \dot{z}_{15} + l_{131} \dot{\theta}_{13}) l_{131} \cos \theta_{13} \quad (22)$$

A continuación se presenta el modelo del Carro, cuyo desarrollo ya fue explicado:

$$m_8 \ddot{z}_8 = m_8 g - k_{23}(z_8 - z_{12}) - c_{23}(\dot{z}_8 - \dot{z}_{12}) - k_{11}(z_8 - z_4) - c_{11}(\dot{z}_8 - \dot{z}_4) \quad (27)$$

$$I_8 \ddot{\theta}_8 = k_{23}(z_8 - z_{12} + l_{82} \theta_8) l_{82} \cos \theta_8 + k_{11}(z_8 - z_4 + l_{81} \theta_8) l_{81} \cos \theta_8 \\ + c_{23}(\dot{z}_8 - \dot{z}_{12} + l_{82} \dot{\theta}_8) l_{82} \cos \theta_8 + c_{11}(\dot{z}_8 - \dot{z}_4 + l_{81} \dot{\theta}_8) l_{81} \cos \theta_8 \quad (28)$$

Para observar el modelo de los Bolster se presenta la Figura 24 y a continuación sus ecuaciones.

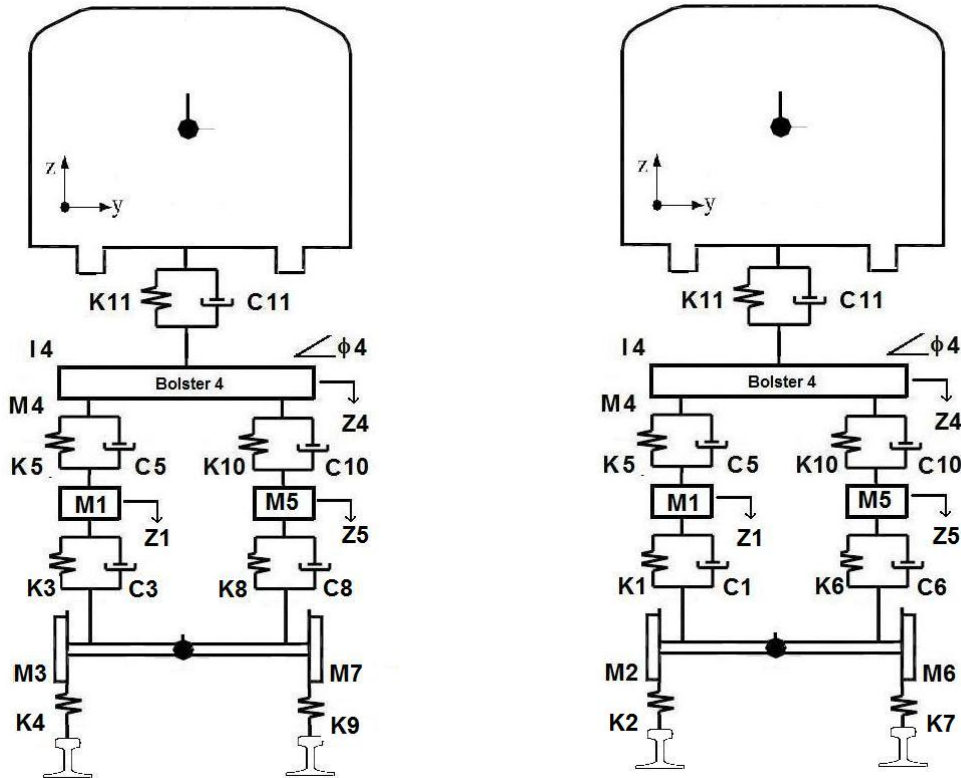


Figura 24 Sección transversal delantera y trasera

$$m_4 \ddot{z}_4 = m_4 g + k_{11}(z_3 - z_4) + c_{11}(\dot{z}_3 - \dot{z}_4) - k_5(z_4 - z_1) - c_5(\dot{z}_4 - \dot{z}_1) \\ - k_{10}(z_4 - z_5) + c_{10}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5) \quad (23)$$

$$I_4 \ddot{\theta}_4 = k_5(z_4 - z_1 + l_{42} \theta_4) l_{52} \cos \theta_5 + k_8(z_4 - z_5 + l_{41} \theta_4) l_{41} \cos \theta_4 \\ + c_5(\dot{z}_4 - \dot{z}_1 + l_{42} \dot{\theta}_4) l_{52} \cos \theta_5 + c_{10}(\dot{z}_4 - \dot{z}_5 + l_{41} \dot{\theta}_4) l_{41} \cos \theta_4 \quad (24)$$

$$m_{12} \ddot{z}_{12} = m_{12} g + k_{23}(z_8 - z_{12}) + c_{23}(\dot{z}_8 - \dot{z}_{12}) - k_{17}(z_{12} - z_9) - c_{17}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_9) \\ - k_{22}(z_{12} - z_{13}) + c_{22}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{13}) \quad (25)$$

$$I_{12} \ddot{\theta}_{12} = k_{17}(z_{12} - z_9 + l_{122} \theta_{12}) l_{122} \cos \theta_{12} + k_{22}(z_{12} - z_{13} + l_{121} \theta_{12}) l_{121} \cos \theta_{12} \\ + c_{17}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_9 + l_{122} \dot{\theta}_{12}) l_{122} \cos \theta_{12} + c_{22}(\dot{z}_{12} - \dot{z}_{13} + l_{121} \dot{\theta}_{12}) l_{121} \cos \theta_{12} \quad (26)$$

2.2.15. Modelo Generalizado de la Dinámica del Movimiento del Tren

En el estudio dinámico del ferrocarril se utilizarán las ecuaciones de Lagrange, para su ilustración se presenta a continuación un modelo de la dinámica de un sistema ferroviario en convoy.

El comportamiento longitudinal de trenes es una función de las entradas de control de tren de la locomotora, las contribuciones del frenado de tren, la topografía de la vía, las curvaturas del trayecto, las características del Bogie y del material rodante de las características de conexión de vagón. El comportamiento dinámico longitudinal de un tren puede ser descrito por un sistema las ecuaciones diferenciales. Para los propósitos de poner las ecuaciones, el modelado, y la simulación, se supone que no hay movimiento lateral o vertical de los vagones. Esta simplificación del sistema está implícita en todos los paquetes de simulación comerciales y específicos ferroviarios, según comenta Garg y Dukkipati. Las ecuaciones diferenciales que gobiernan pueden ser desarrollado considerando un tren de tres masas como se muestra en la ver la Figura 25

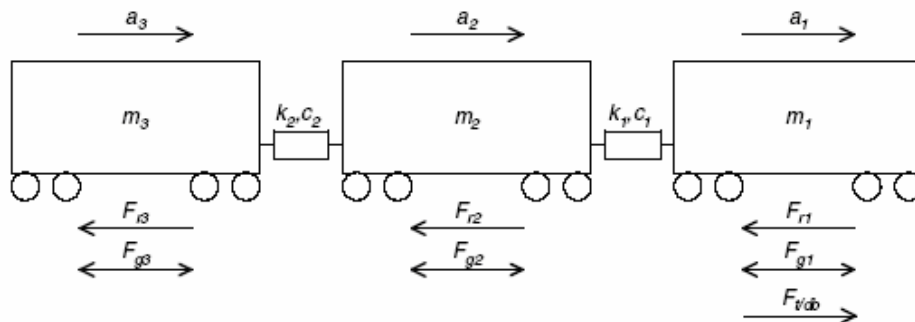


Figura 25 Modelo del tren con tres masas

Términos que aparecen en el modelo del tren de tres masas;

- a aceleración del vehículo, m/s^2 ;
- c constante de amortiguamiento, Ns/m ;
- k constante de rigidez, N/m ;
- m masa del vehículo, kg
- v velocidad del vehículo, m/s
- x desplazamiento del vehículo, m
- F_g componentes de fuerza de gravedad debido a la categoría de la vía, N
- F_r suma de fuerza de retraso, N

$F_{t/db}$ fuerza de tracción y de freno dinámica de una unidad de locomotora, N

Será observado en el vehículo de tren, donde la locomotora o vagón, puede ser clasificada con una sola de las tres configuraciones de conexión; ir adelante (mostrar como m_1), en tren, y en cola. Todos los vehículos están sujetos a Fuerzas de Retraso. Fuerzas de Tracción y Fuerza de Frenado Dinámica son añadidas a los vehículos que la suministra. El modelo dinámico longitudinal del Tren de tres Vagones se obtuvo de aplicar la segunda ley de Newton, por medio de la sumatoria de fuerzas longitudinales. Sobre cada una de las masas de los vehículos (m) actúa una aceleración longitudinal ($\ddot{a}$). Se iguala las fuerzas a los elementos que sobre el están actuando entre las que se encuentran: el coeficiente de amortiguamiento (c), multiplicada por la velocidad longitudinal (v). La acción del resorte afecta al sistema por medio del coeficiente de rigidez (k), el cual va multiplicado por el desplazamiento longitudinal (x). Cada una de las variables van acompañadas de un subíndice que ayuda a identificar a que vehículo se refiere.

El modelo del tren de Tres Masas permite que las ecuaciones diferenciales sean desarrolladas. Con la conexión lineal del Vagón el modelo de las ecuaciones pueden ser escritas:

$$m_1 a_1 + c_1 (v_1 - v_2) + k_1 (x_1 - x_2) = F_{t/db} - F_{r1} - F_{g1} \quad (29)$$

$$m_1 a_2 + c_1 (v_2 - v_1) + c_2 (v_2 - v_3) + k_1 (x_2 - x_1) + k_2 (x_2 - x_3) = -F_{r2} - F_{g2} \quad (30)$$

$$m_3 a_3 + c_2 (v_3 - v_2) + k_2 (x_3 - x_2) = -F_{r3} - F_{g3} \quad (31)$$

Donde:

- a_1 aceleración del vehículo 1, m/s^2 ;
- a_2 aceleración del vehículo 2, m/s^2
- a_3 aceleración del vehículo 3, m/s^2
- c_1 constante de amortiguamiento 1, Ns/m;
- c_2 constante de amortiguamiento 2, Ns/m;
- c_3 constante de amortiguamiento 3, Ns/m;
- k_1 constante de rigidez 1, N/m;

k_2	constante de rigidez 2, N/m;
k_3	constante de rigidez 3, N/m;
m_1	masa del vehículo 1, kg
m_2	masa del vehículo 2, kg
m_3	masa del vehículo 3, kg
v_1	velocidad del vehículo 1, m/s;
v_2	velocidad del vehículo 2, m/s;
v_3	velocidad del vehículo 3, m/s;
x_1	desplazamiento longitudinal del vehículo, m
x_2	desplazamiento longitudinal del vehículo, m
x_3	desplazamiento longitudinal del vehículo, m
F_{g1}	componentes de fuerza de gravedad 1 debido a la categoría de la vía, N
F_{g2}	componentes de fuerza de gravedad 2 debido a la categoría de la vía, N
F_{g3}	componentes de fuerza de gravedad 3 debido a la categoría de la vía, N
F_{r1}	suma de fuerza de retraso 1, N
F_{r2}	suma de fuerza de retraso 2, N
F_{r3}	suma de fuerza de retraso 3, N
$F_{t/db}$	fuerza de tracción y de freno dinámica de una unidad de locomotora, N

Note que un valor positivo de F_g es tomado hacia arriba, (i.e., Una fuerza de retraso). Permitir que locomotoras sean puestas en cualquier lugar del tren y también extender la notación de ecuación para un tren de cualquier número de carros, por lo que puede ser escrito un conjunto más general de las ecuaciones.

Para el vehículo guía

$$m_1 a_1 + c_1 (v_1 - v_2) + k_1 (x_1 - x_2) = F_{t/db} - F_{r1} - F_{g1} \quad (32)$$

Para el i-esimo vehículo

$$m_i a_i + c_{i-1} (v_i - v_{i-1}) + c_i (v_i - v_{i+1}) + k_{i-1} (x_i - x_{i-1}) + k_i (x_i - x_{i+1}) = F_{t/dbi} - F_{ri} - F_{gi} \quad (33)$$

Para el n-esimo vehículo

$$m_n a_n + c_{n-1}(v_n - v_{n-1}) + k_{n-1}(x_n - x_{n-1}) = F_{t/dbn} - F_{rn} - F_{gn} \quad (34)$$

Incluyendo la fuerza de tracción y de freno dinámica de una unidad de locomotora $F_{t/db}$ en cada ecuación, por lo tanto en cada vehículo, las ecuaciones pueden ser aplicadas a cualquier ubicación de la locomotora o sistema distribuido de poder. Para vehículos sin tracción el $F_{t/db}$ es colocado en cero. Para el modelado no lineal del sistema, las constantes de rigidez y amortiguamiento son reemplazadas con funciones. Se acostumbra expresar la rigidez como una función del desplazamiento

2.5. Conclusiones Parciales

Se presentó el modelo del contacto rueda riel identificando como variables principales: los desplazamientos verticales de las ruedas, los coeficientes de rigidez de las ruedas y las cargas en el contacto. Las variables que caracterizan el desgaste en el contacto rueda riel son las fuerzas normales, dureza del material, coeficiente de desgaste, coeficiente de fricción y fuerza tangencial.

Las seis variables fundamentales del comportamiento dinámico de la rueda son; el desplazamiento, la velocidad y la aceleración vertical, lo que es generalizable al caso de cada una de las ocho ruedas que tiene un vagón en el metro.

Se formuló el modelo del comportamiento dinámico de cada uno de los lados del Bogie, así como se presentó el modelo del comportamiento dinámico del Bolster, identificando las variables que sobre estos actúan: el desplazamiento, la velocidad y la aceleración vertical, así como a nivel rotacional el desplazamiento, la velocidad y la aceleración. Esto permitió caracterizar el comportamiento tanto para el Bogie delantero como trasero.

Se modeló el comportamiento dinámico del Carro, y se integró al modelo del Vagón completo. Se agruparon las variables existentes tanto en el Carro como en el Vagón, resultando ser el desplazamiento, la velocidad y la aceleración vertical para el Carro y en forma análoga el desplazamiento, la velocidad y la aceleración rotacional para ambos.

CAPITULO III

CAPITULO III

Simulación de la Dinámica de Movimiento de un tren del Metro de Caracas

3.1. Introducción

Según Pelz (2006), el modelo no es más que una abstracción matemática del proceso real, donde la ecuación o conjunto de ecuaciones que componen el mismo es la mejor aproximación del proceso. El objetivo del presente capítulo es realizar la modelación matemática y la simulación dinámica del Bogie de un tren como base para el desarrollo de un sistema de inspección y diagnóstico del estado técnico de los rieles.

Los modelos matemáticos propuestos pueden ser utilizados en el análisis del comportamiento dinámico del sistema de transporte ferroviario tipo Metro, para entender la interacción entre de los elementos y hacer predicciones de su comportamiento. Se espera que en un futuro este modelo sea utilizado de la siguiente manera:

- i) Estimación del estado de desgaste de la vía.
- ii) Respuesta dinámica del sistema ante eventualidades en la vía.
- iii) Estudio de confort de pasajeros.
- iv) Entrenamiento y simulación de las condiciones de conducción.

La herramienta de trabajo para la simulación de los elementos del sistema de estudio es la plataforma Simulink, la cual esta disponible dentro del programa MatLab. La simulación se realizó bajo la forma de diagrama de bloque el cual describe la estructura de un sistema de ecuaciones matemáticas en forma gráfica. La conexiones de los bloque se establece de tal manera que la causalidad del sistema puede determinarse por adelantado. Esto facilita la creación de manera explícita la creación de las ecuaciones, con lo cual se puede procesar una secuencia de instrucciones durante la simulación.

3.2. Simulación con MatLab de la Dinámica del Movimiento de un Bogies del tren del Metro

La simulación dinámica se realizó desde una primera rueda del Bogie en el tren, en contacto con la vía aplicado a través de su rigidez y sobre el sistema de suspensión primario, aplicando sobre éste. De forma similar la otra rueda está tanto en contacto con la vía así como con la otra parte del sistema de suspensión primario del Bogie.

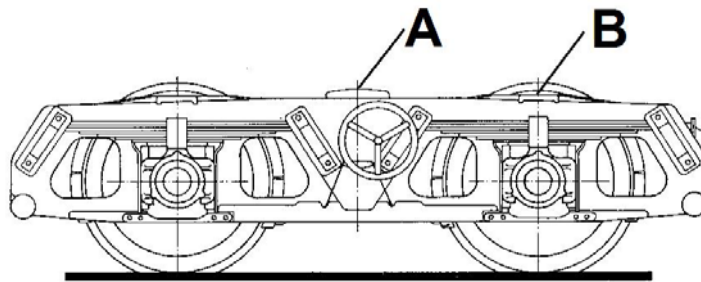


Figura 1 Ubicación de los puntos de salida de la simulación del Bogie (Farnoli 2005)

Esta forma de conexión genera sobre el Bogie dos movimientos uno vertical y otro de rotación sobre su centroide. Se pretende observar los desplazamientos tanto del centroide del Bogie como de la parte lateral derecha. Esta observación se realizó determinando las aceleraciones verticales de ambos puntos (centroide y lateral derecha) identificados por lo las letras A y B de la Figura 1.

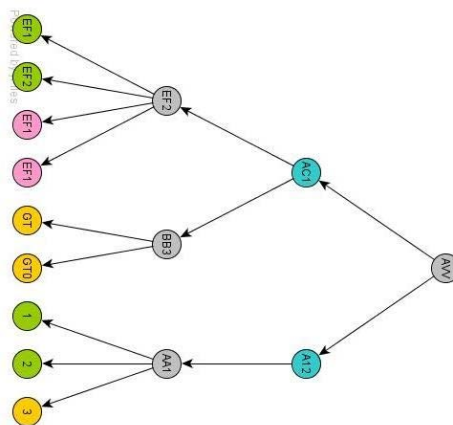


Figura 2 Estructura tipo árbol utilizada en los esquemas de simulación

Tanto para la simulación de los desgastes en sus diferentes formas como para la simulación del movimientos vertical de las ruedas y Bogie como del Movimiento rotacional del Bogie se utilizó hasta donde fue posible un esquema de programación tipo estructura de árbol de

la teoría de grafos, con la intención de que la gran cantidad y complejidad de los esquemas de simulación así como los sistemas de realimentación sean: fáciles de entender y representar (Figura 2). Otra de las ventajas de este tipo de programación es que permite anidarse para ampliaciones en un futuro. Estas ampliaciones implicarán tanto más variables de entradas como más variables de salida, las cuales son representadas a través de ramas de un árbol.

3.2.1. Esquema de Simulación de los desgastes en la vía

Los esquemas de simulación de los desgaste de la vía férrea se desarrollaron para los tres modelos matemáticos presentados en el capítulo anterior es decir para desgaste tipo Cúspide, desgaste tipo Resalte y desgaste Senoidal.

3.2.1.1. Esquema de Simulación de desgaste tipo Cúspide

El esquema de simulación del desgaste tipo Cúspide (Figura 3) se propuso según la ecuación (4) presentada en el capítulo anterior. Las variables de importancia son: la Amplitud o profundidad de la falla (ACU), Longitud de la falla (CCU2), la Pendiente de la falla (CCU1) y el momento o Tiempo en el se desea se manifieste la falla en la simulación (TT1) la cual esta en el retador.

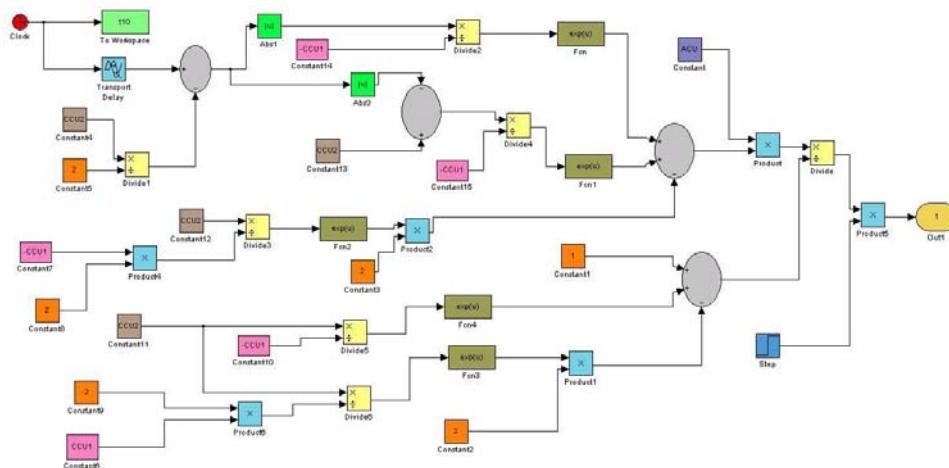


Figura 3 Esquema de Simulación del desgaste en la vía tipo Cúspide

3.2.1.2. Esquema de Simulación de desgaste tipo Resalte

El esquema de simulación del desgaste tipo Resalte (Figura 4) se propuso según la ecuación (5) presentada en el capítulo anterior. Las variables de importancia son: la Amplitud o

profundidad de la falla (AB), Longitud de la falla (CB2), la Pendiente de la falla (CB1) y el momento o Tiempo en el se desea se manifieste la falla en la simulación (TTD1) la cual esta en el retador.

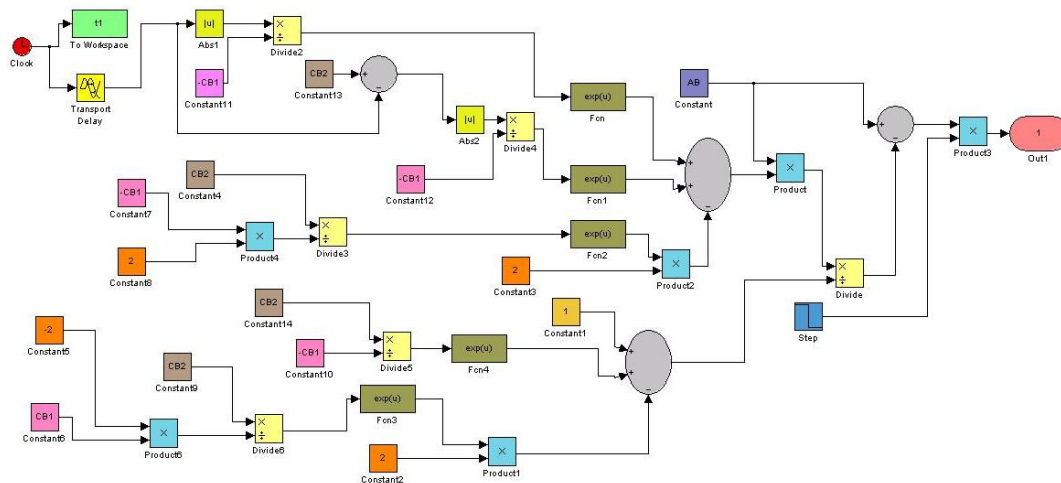


Figura 4 Esquema de Simulación del desgaste en la vía tipo Resalte

3.2.1.3. Esquema de Simulación de Desgaste tipo Senoidal

El desgaste tipo Senoidal tiene un esquema de simulación como se observa en la Figura 5, se propuso según la ecuación (6) presentada en el capítulo anterior. Las variables de importancia son: la Amplitud o profundidad de la falla (AAS), Longitud de la falla (C1), y el momento o Tiempo en el se desea se manifieste la falla en la simulación (T1) la cual esta en el retador. Como el modelo de la función del desgaste es senoidal no requiere que se defina la pendiente. Se utiliza un retardo para el inicio de la simulación de la falla y un salto para indicar el final del desgaste.

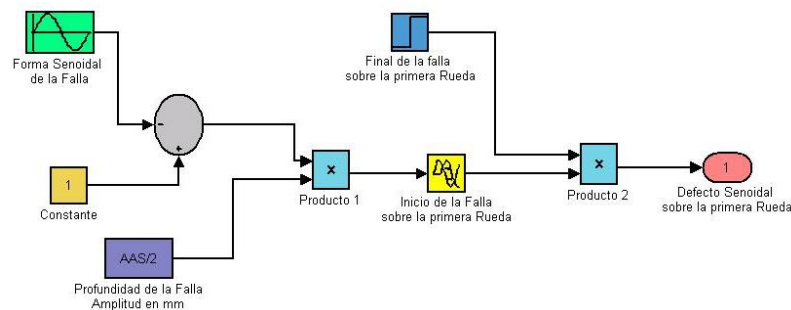


Figura 5 Esquema de Simulación del desgaste en la vía tipo Senoidal

3.2.2. Análisis de la simulación dinámica de los desgastes en la Vía

El análisis de la simulación de los diferentes tipos de desgastes caracterizados en el presente trabajo, se realizó asignando diferentes datos de las variables significativas para cada uno de los tres tipos de desgastes y se observó el gráfico de salida, comparándose los resultados con los valores de entrada.

3.2.2.1. Análisis de la simulación del desgaste tipo Cúspide

El esquema de simulación del desgaste tipo Cúspide presentado en la Figura 3 fue enmascarado como se indica en la Figura 6, donde es de interés la salida que representa el desgaste en la vía férrea. Dicha salida será utilizada como la excitación del la rueda el tren.

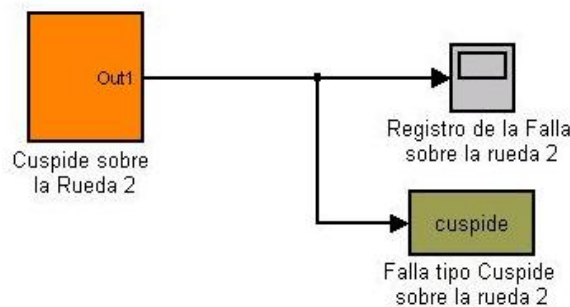


Figura 6 Representación de la máscara del desgaste tipo Cúspide

Las valores que se asignaron para la simulación del desgaste tipo Cúspide son amplitud o profundidad de la falla (3 mm), largo o longitud de la falla (12 mm), pendiente o tangente de la falla (3 mm/mm), así como el momento en que se desea sea simulada la falla sobre la vía, dicha información se introduce en el Tiempo de retardo de inicio de falla, la cual es de 15 segundos, como se observa en la Figura 7.

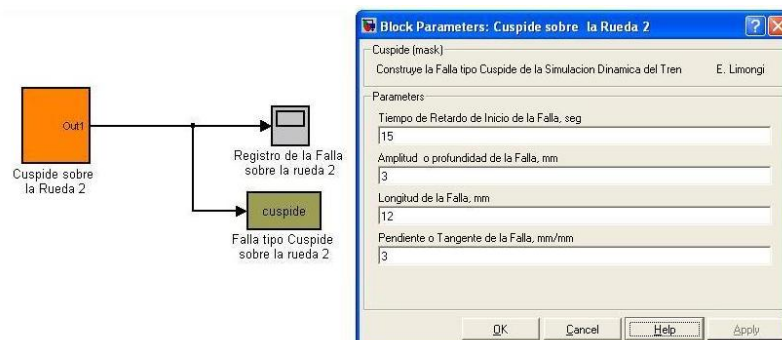


Figura 7 Introducción de las variables en la simulación del desgaste tipo Cúspide

Un análisis de la Figura 17 indica que efectivamente que el tiempo de retardo de inicio de falla es de 15 segundos, la amplitud o profundidad de la falla es de 3 mm y que el largo de la falla es de 12 mm.

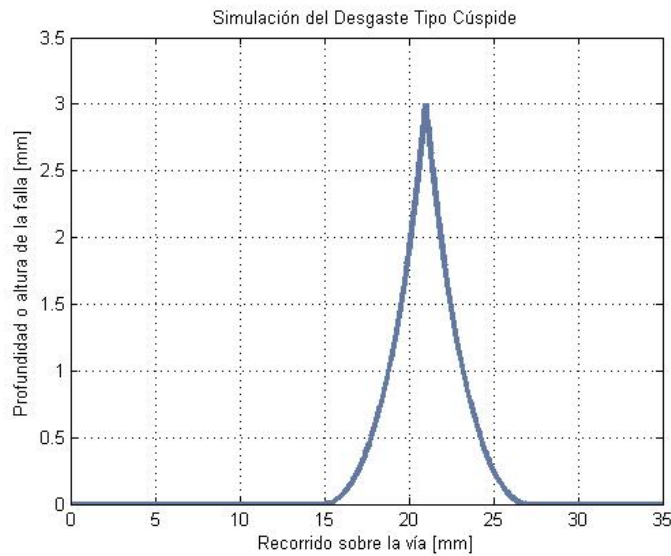


Figura 8 Salida de la simulación del desgaste tipo Resalte

3.2.2.2. Análisis de la simulación del desgaste tipo Resalte

El esquema de simulación del desgaste tipo Resalte presentado en la Figura 4 fue enmascarado como se presenta en la Figura 9, donde es de interés la salida que representa el desgaste en la vía férrea. Dicha salida será utilizada como la excitación del la rueda el tren.

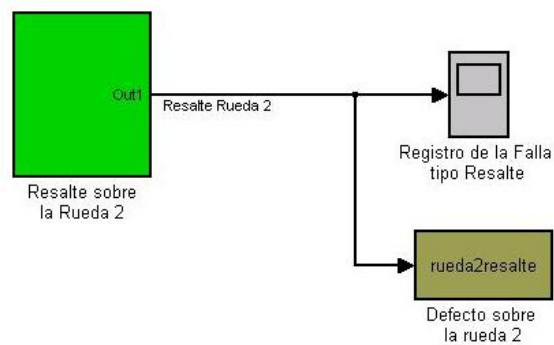


Figura 9 Representación de la máscara del desgaste tipo Resalte

Las variables que se colocaron para la simulación del desgaste tipo Resalte son amplitud o profundidad de la falla 5mm, longitud de la falla 10mm, pendiente o tangente de la falla (3mm/mm), así el tiempo de retardo de inicio de falla, es de 10 segundos (Figura 10).

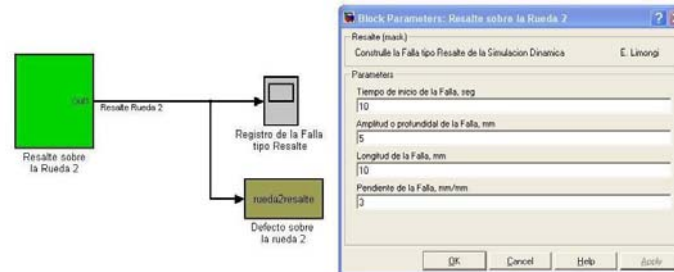


Figura 10 Introducción de las variables de la simulación del edsgaste tipo Resalte

De la Figura 11 se observa que la longitud de la falla por resalte es de 10mm, el tiempo de retardo de inicio de falla, es de 10 segundos, así como la profundidad de la falla es de 5mm.

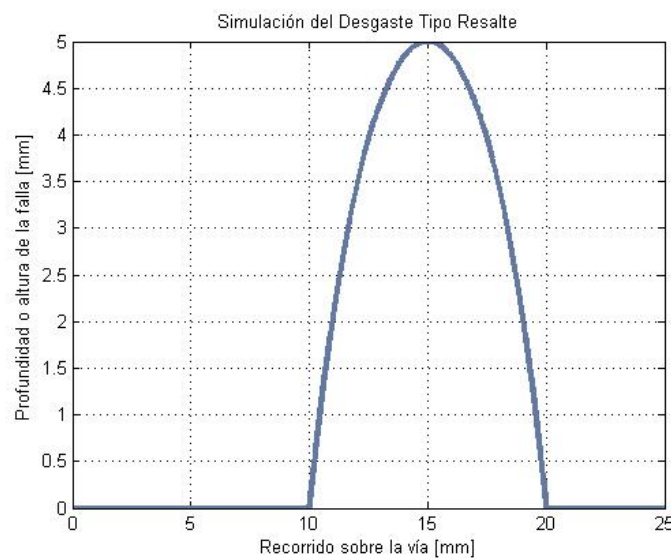


Figura 11 Salida de la simulación del desgaste tipo Resalte

3.2.2.3. Análisis de la simulación del desgaste tipo Senoidal

Una señal Senoidal, combinada con otras similares, será utilizada para la simulación del comportamiento dinámico del Bogie, por lo se requiere hacer un análisis de la simulación del modelo. Se parte del esquema el cual esta representado en la Figura 5 y se procede a máscaras para mayor comodidad (Figura 12).

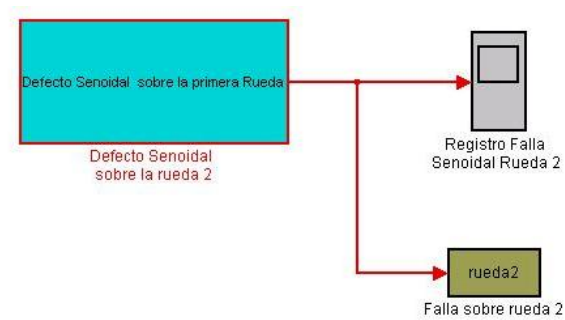


Figura 12 Esquema de simulación del desgaste en la vía tipo Senoidal

Las variables que se reintrodujo para la simulación del desgaste tipo Cúspide profundidad de la falla 3 mm, longitud de la falla 12 mm, así como el momento de inicio de la falla de 20 segundos, como se observa en la Figura 13.

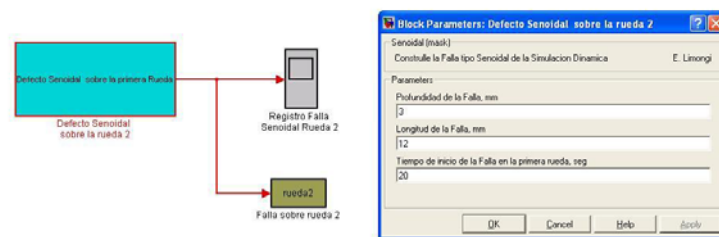


Figura 13 Introducción de las variables de la simulación del desgaste tipo Senoidal

En la Figura 14, se observa que efectivamente la señal de salida tiene un retardo de 5 segundos así como una profundidad de 3 mm y un largo de 12mm.

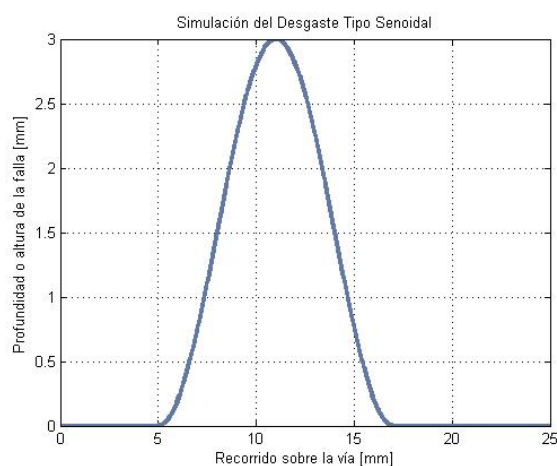


Figura 14 Salida de la simulación del desgaste tipo Senoidal

3.2.3. Esquema de simulación de la Rueda

En un vagón de un tren tipo metro de los que se explotan comercialmente en Venezuela, existen ocho ruedas ubicadas sobre dos sistemas que se identificó como Bogie. Estas ocho ruedas se les asignó los números: 2, 3, 6, 7, 10, 11, 14 y 15. En la simulación de las ruedas del tren se concentrará el estudio en ruedas 2 y 3, correspondientes al Bogie 1 del lado izquierdo.

3.2.3.1. Esquema de Simulación de la rueda 2

El comportamiento dinámico de la rueda 2, viene definido aplicando la segunda ley de newton por la ecuación (7) indicada en el capítulo II. En el esquema de simulación de la Rueda 2 (Figura 15) se incluyeron los términos: masa de la rueda (m_2), constante de rigidez de la rueda (k_2), coeficiente de amortiguamiento (c_1) y coeficiente de rigidez (k_1) del sistema de suspensión primario.

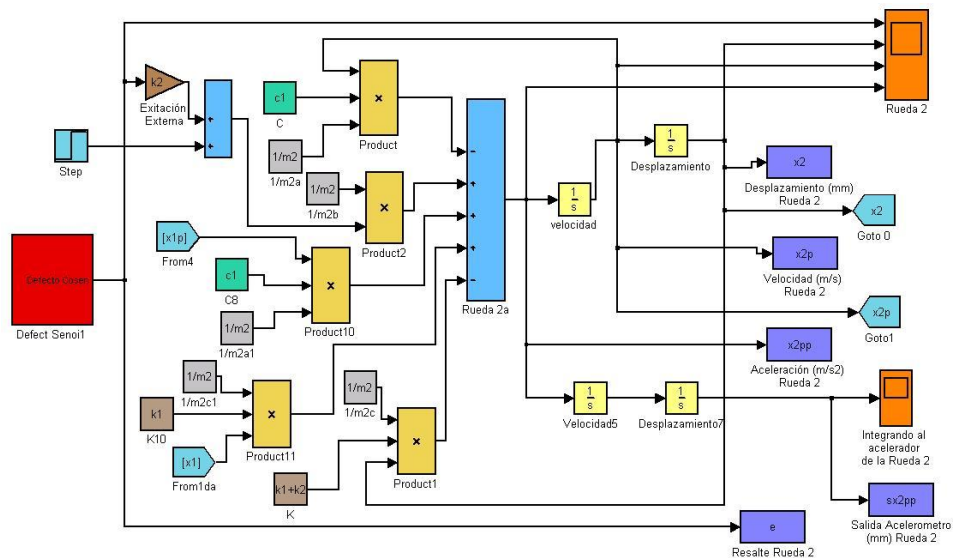


Figura 15 Esquema de simulación de la rueda 2

Los esquemas de simulación de las ruedas 6, 10 y 14 son similares al esquema de simulación de la rueda 2, pero hay que hacer los ajustes correspondientes de: constante de rigidez de la rueda, masa de la rueda, coeficiente de amortiguamiento y coeficiente de rigidez del sistema de suspensión primario. Otros términos de interés que se introdujeron en la simulación de la rueda 2 son la velocidad y desplazamiento del Bogie 1 en el punto de contacto, es decir en el extremo lateral izquierdo.

3.2.4.1. Análisis de la simulación dinámica de la rueda 2

Se procede al mascarado del esquema de simulación para que pueda ser manejable. Se crearon los programas de simulación de los desgastes en la rueda 2 para los tipos Cúspide, Resalte y Senoidal. A continuación se presenta cada uno de ellos. En la Figura 17, se observa como la simulación propuesta, reproduce en la rueda 2 una excitación desgaste tipo Cúspide.

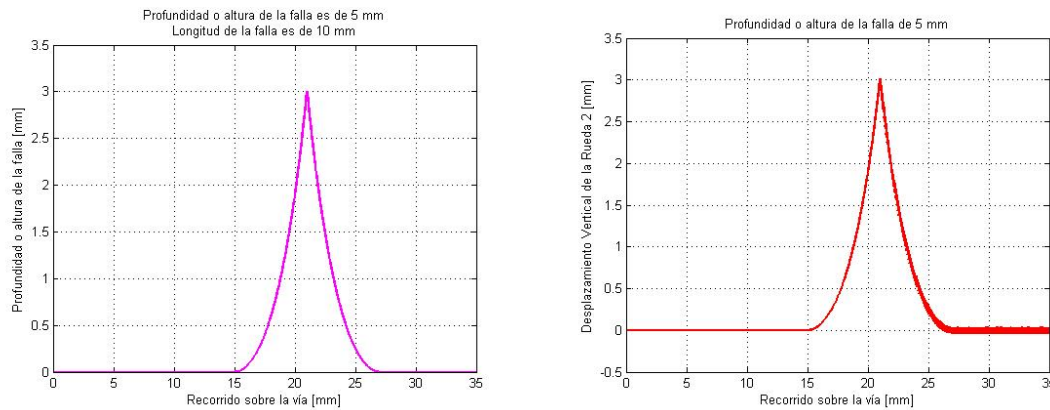


Figura 17 Simulación del desgaste tipo Cuspide (Izquierda) y el desplazamiento vertical de la rueda 2 (Derecha)

Se excitó a la rueda 2 con el programa del desgaste tipo Cúspide que ya fue analizado, se observó que la rueda presenta tres manifestaciones a esa excitación las cuales son: el desplazamiento, la velocidad y la aceleración, como se observa en la Figura 17 y Figura 18. En la Figura 17 a la izquierda esta representada la excitación producto del defecto tipo Cúspide a la derecha en dicha figura se observa el desplazamiento vertical de la rueda 2.

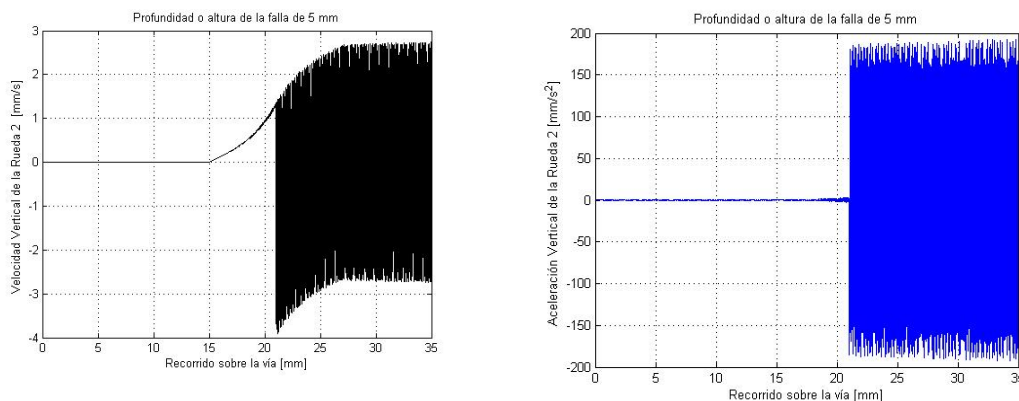


Figura 18 Velocidad vertical y aceleración vertical de la rueda 2 como respuesta a un desgaste tipo Cúspide

En la figura 19 al lado derecho se realizó una ampliación de la señal, se puede observar la presencia de alta frecuencia en la respuesta de la rueda esto es producto que al simular se trabaja con la primera y segunda derivada, lo cual genera estos problemas de alta frecuencia.

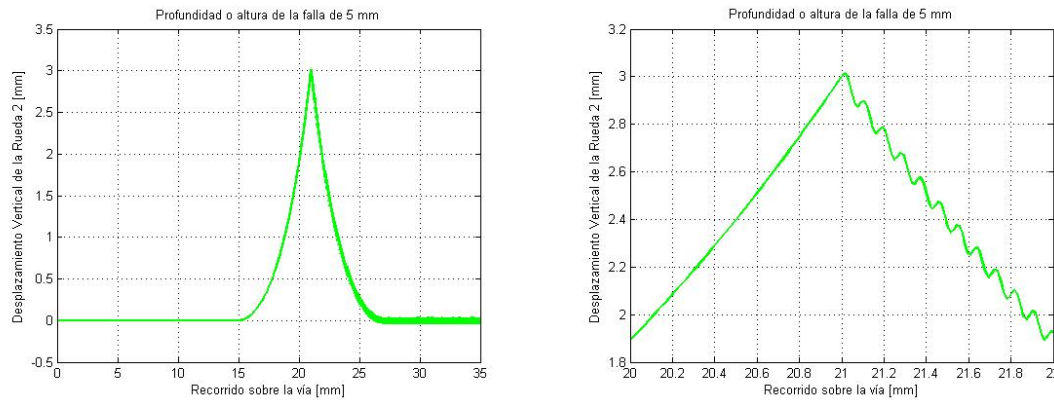


Figura 19 Desplazamiento vertical de la rueda 2 (Izquierda) y detalle del desplazamiento vertical (derecha) en el entorno al cambio de pendiente (21mm).

En la figura 20 se presenta una ampliación tanto de la velocidad como de la aceleración vertical. Al presentarse altas frecuencias en el desplazamiento, estas se manifiestan enormemente tanto en las velocidades como en las aceleraciones por tratarse de la primera y segunda derivadas respectivamente.

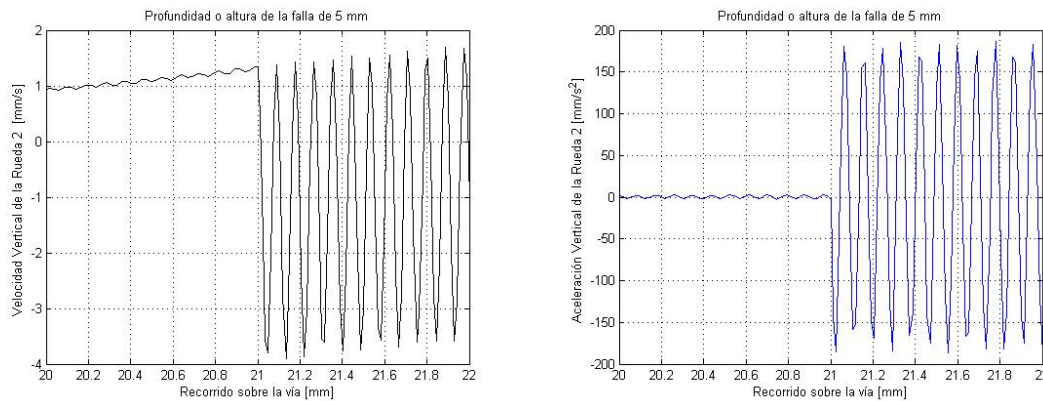


Figura 20 Detalle de la simulación de la velocidad vertical y aceleración vertical de la rueda 2 en el entorno al cambio de pendiente del desgaste tipo Cúspide

En la Figura 21, se observa como la simulación propuesta, reproduce en la rueda 2 una excitación desgaste tipo Resalte.

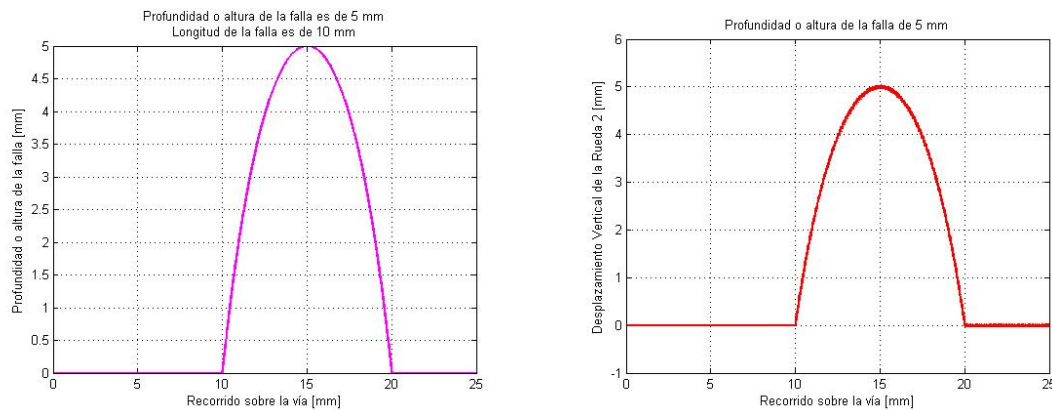


Figura 21 Simulación del desgaste tipo Resalte (izquierda) y el desplazamiento vertical de la rueda 2 (derecha)

En la representación del lado izquierdo de la figura 21 se observa la falla en la vía tipo resalte, en el grafico del lado derecho se observa el desplazamiento que sufre la rueda N2.

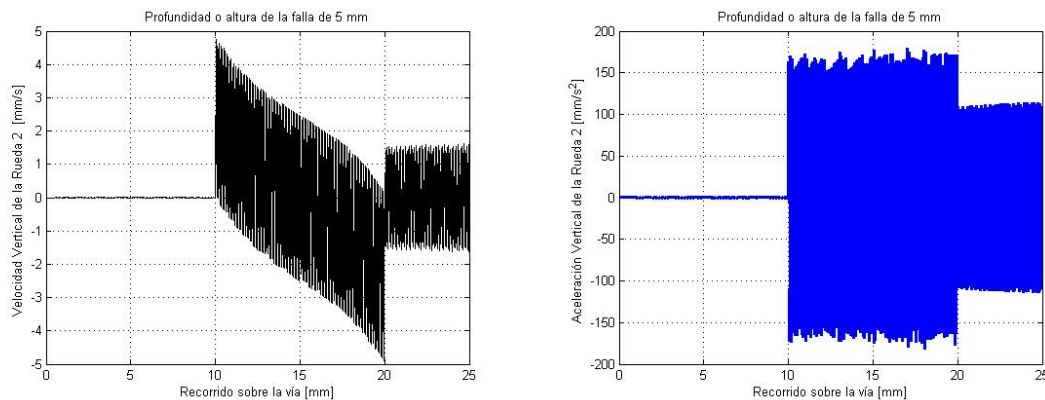


Figura 22 Velocidad vertical y aceleración vertical del la rueda 2 como respuesta a un desgaste tipo Resalte

El desplazamiento vertical que se observa en la figura 22 a la izquierda, se aprecia que existen unas manifiestas oscilaciones de dicha velocidad a consecuencia de la segunda derivada del desplazamiento vertical. Aun cuando se observan de aparente amplia magnitud, no se esta presentando en la rueda un gran desplazamiento, como so observa en la figura 21. Al analizar la gráfica izquierda de la figura 22, la cual representa la aceleración vertical, se perciba en forma mas pronunciada los cambios de pendientes que ocurren en la

velocidad que al derivarse, se manifiestan con una mayor intensidad de cambio. Lo que está indicando es la segunda derivada del cambio del desplazamiento.

En la Simulación del comportamiento de la rueda 2 por la acción de un desgaste tipo Senoidal, de la Figura 23 derecha, observa que la rueda vertical reproduce el estímulo que lo genera.

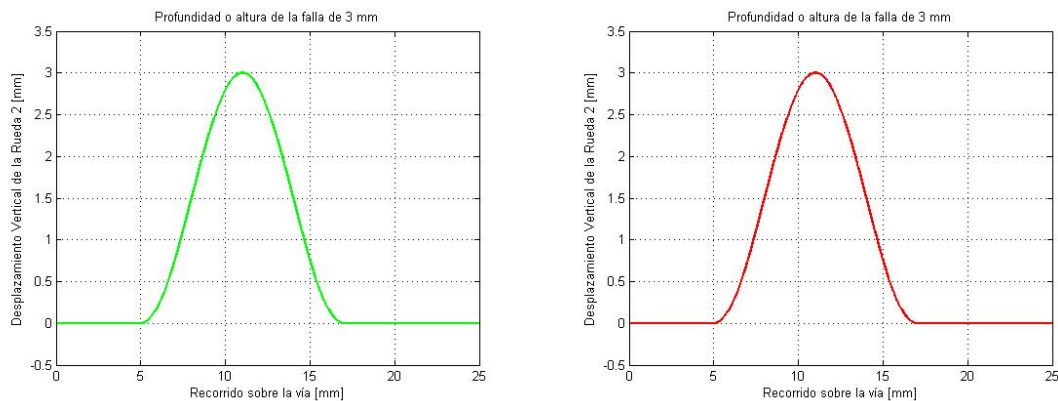


Figura 23 Simulación del desgaste tipo Senoidal (izquierda) y el desplazamiento vertical de la rueda 2 (derecha)

En la Figura 24 se presenta la simulación de la velocidad vertical de la rueda 2, la cual en su manifestación reproduce la forma de la excitación, con su incremento, cambio de pendiente y decremento. En la simulación de la aceleración Vertical de la rueda, se observa un incremento de las altas frecuencias, por tratarse de una función de segundo orden.

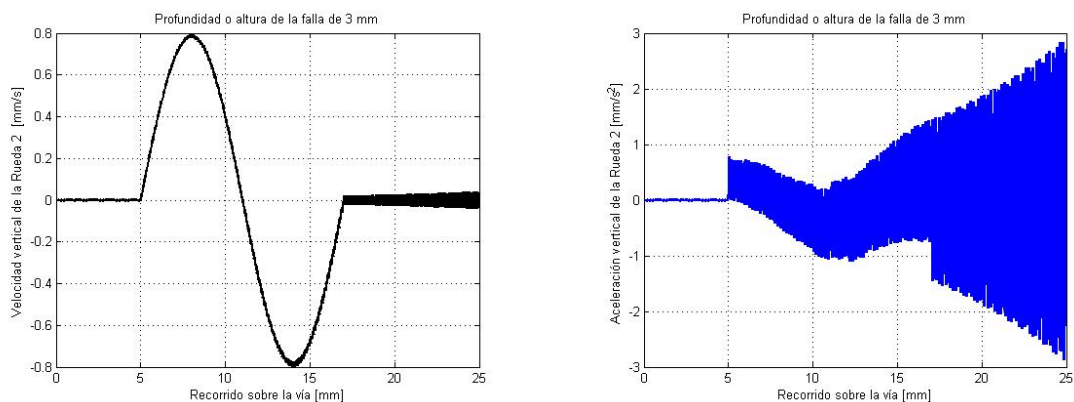


Figura 24 Velocidad vertical y aceleración vertical de la rueda 2 como respuesta a un desgaste tipo Senoidal

3.2.4.2. Análisis de la simulación dinámica de la rueda 3

Al realizar la excitación de la rueda 3 por las funciones de desgaste ya caracterizadas (Cúspide Resalte y Senoidal), se observa que presenta un comportamiento similar a la rueda 2, como se observa en la Figura 25 y Figura 26.

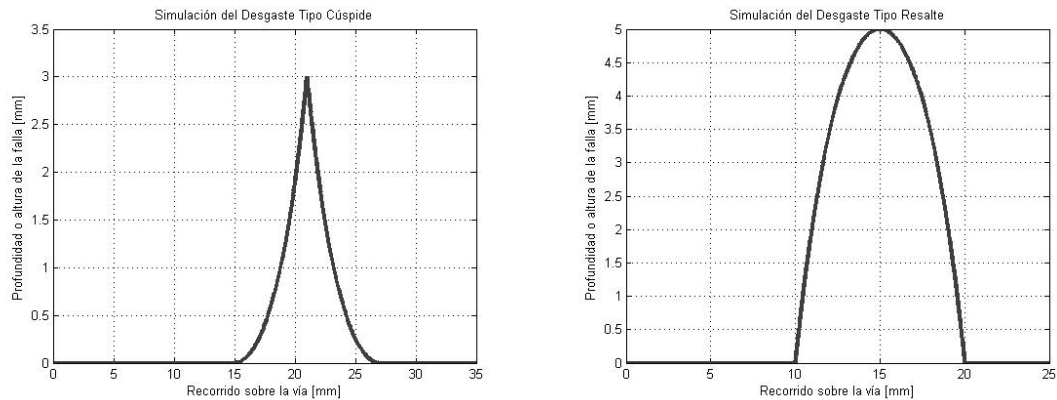


Figura 25 Análisis de la simulación dinámica de la rueda 3

excitada por un desgaste tipo Cúspide (izquierda) y Resalte (derecha)

Al amplificar la señal de la respuesta de la rueda ante el estímulo del desgaste se observa que presenta una respuesta oscilante, el cual causado por comportamiento dinámico del sistema. Esto genera que al combinar esta rueda con otros componentes del sistema introduzca mas oscilaciones al sistema, las cuales al representarse los comportamientos de velocidad y aceleración darán la impresión que el sistema se esta auto excitando.

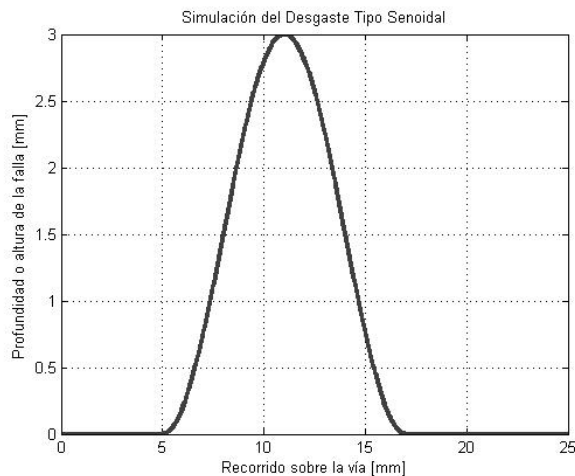


Figura 26 Análisis de la simulación dinámica de la rueda 3

excitada por un desgaste tipo Senoidal

3.2.5. Esquema de simulación del Bogie

El comportamiento dinámico del Bogie se caracterizó por un sistema con dos grados de libertad representado en el modelo matemático según las ecuaciones (15) y (16), por lo que se espera en su comportamiento se represente tanto el desplazamiento vertical (z_1) como el desplazamiento angular o rotación (θ_1), según la Figura 27 y Figura 28.

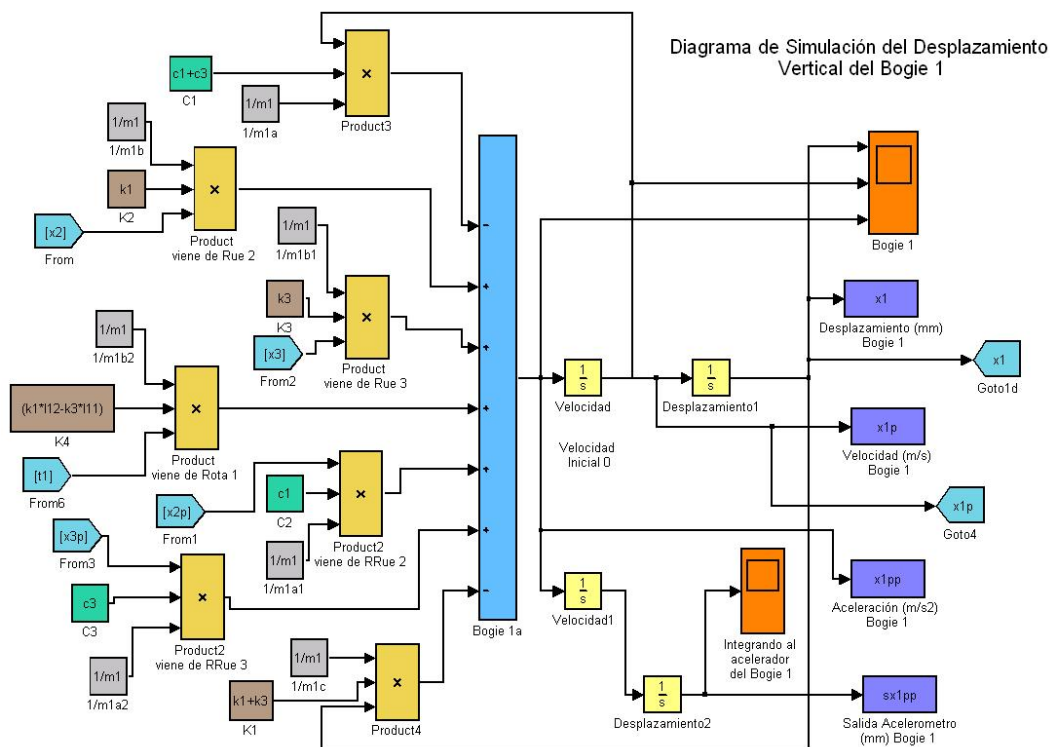


Figura 27 Esquema de simulación del desplazamiento vertical del Bogie 1

En el esquema de simulación del Bogie tanto del desplazamiento vertical (Figura 27) con desplazamiento rotacional (Figura 28), se observa su interrelación tanto con la rueda 2 como con la rueda 3, por medio de los coeficientes de amortiguamiento (c_1 y c_3) y coeficientes de rigidez (k_1 y k_3) del sistema de suspensión primario (Figura 15, Figura 16.). Se incluyeron los términos: masa de la rueda 2 y rueda 3 (m_2 y m_3), constante de rigidez de la rueda 2 y rueda 3 (k_2 y k_4). Del esquema de simulación de la rueda 2, salen para el módulo de desplazamiento vertical del Bogie 1, las variables de desplazamiento, velocidad y aceleración vertical de dicha rueda.

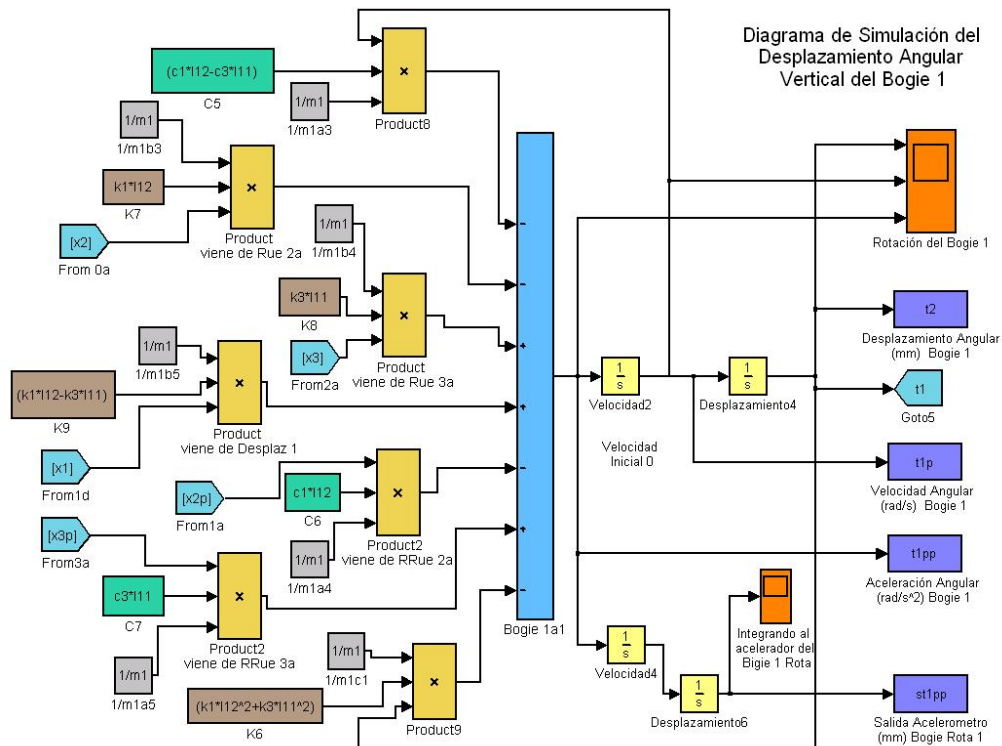


Figura 28 Esquema de simulación del desplazamiento rotacional del Bogie 1

En forma similar del módulo de la rueda 3, salen para el módulo de desplazamiento vertical del Bogie 1, las variables de desplazamiento, velocidad y aceleración vertical respectivas. La interacción entre estos elementos es mutua, ya que tanto del módulo de desplazamiento vertical como de desplazamiento rotacional del Bogie 1, salen las variables de desplazamiento, primera y segunda derivada, en ambos casos ($\ddot{z}_1$, $\dot{z}_1$, z_1 , $\ddot{\theta}_1$, $\dot{\theta}_1$ y θ_1). Lo que lo convierte en un sistema de múltiples variables relacionando mutuamente.

Los esquemas de simulación de los Bogies 5, 9 y 13 son similares al esquema de simulación del Bogie 1, pero hay que hacer los ajustes correspondientes de: masas, constantes de rigidez y coeficientes de amortiguamiento del sistema de suspensión con el Bolster.

El esquema de simulación de un Bogie con cuatro grados de libertad, es decir, el grado de libertad del desplazamiento vertical de la Rueda 2 y el grado del desplazamiento similar de la rueda 3. El grado de libertad correspondiente al desplazamiento vertical del Bogie 1 y como cuarto grado de libertad, el desplazamiento rotacional del Bogie. Una representación esquemática de la simulación del comportamiento dinámico del Bogie interactuando con

las ruedas se observa en la Figura 29, en la cual se estructura la simulación como un grafo tipo árbol.

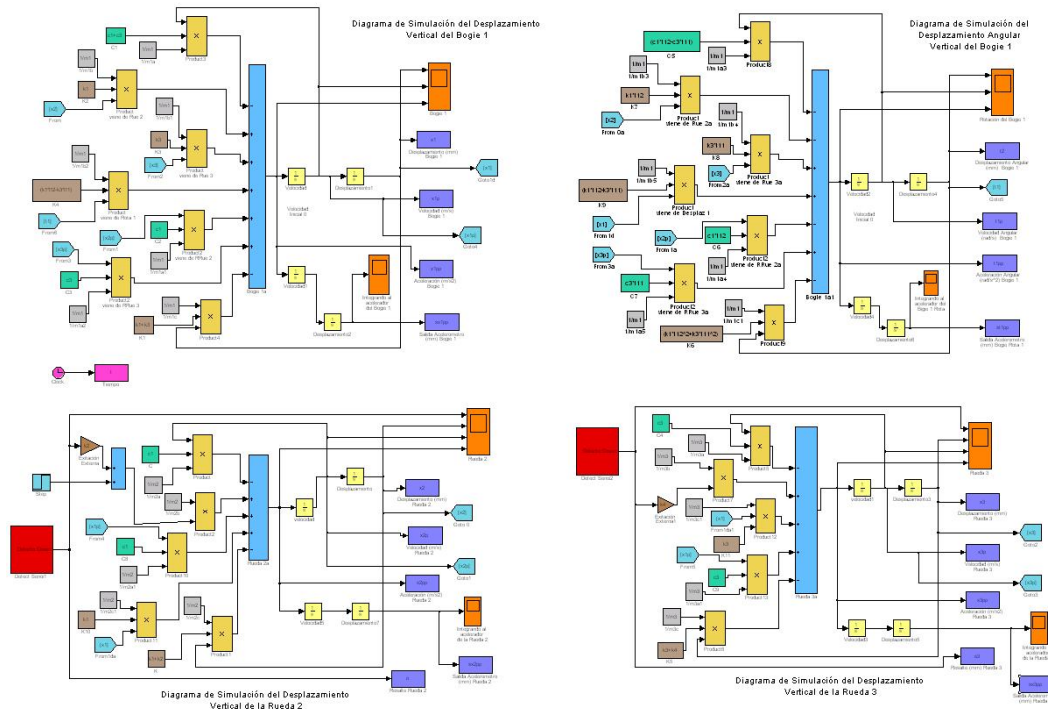


Figura 29 Esquema de simulación del Bogie 1 con cuatro grados de libertad

Sobre el simulador se puede estimular las ruedas por medio de los defectos ya caracterizados (Cúspide, Resalte y Senoidal), ubicándolos en cada uno de los módulos correspondientes, identificados en la Figura 29, con el color rojo. Como salidas disponibles en la simulación se pueden tener las variables del desplazamiento, velocidad y aceleración vertical del Bogie, así como las variables del desplazamiento, velocidad y aceleración rotacional del mismo, identificadas con el color morado en los dos módulos superiores y la derecha de cada uno.

En vista de la complejidad del sistema y buscando presentar un esquema mas sencillo, aun cuando se pierda un poco del sentido físico, se decidió implementar Funciones de Transferencia para la simulación del Bogie. En la realización del desarrollo de las Funciones de Transferencia, se utilizó el procedimiento de seleccionar una variable de entrada y una variable de salida (Ogata, 1982), construyeron las Funciones de Transferencia tomando como entradas los desplazamientos verticales en las ruedas 2 y 3 sobre las cuales

actúan las excitaciones externas (desgastes) y como variables de salida la aceleración vertical y rotacional del Bogie, como se muestra en la Figura 30.

Al tener un sistema de dos entradas y dos salidas, implica, como se indicó, la generación cuatro Funciones de Transferencia. La primera función se obtiene al combinar la entrada de la rueda 2 con el desplazamiento rotacional del Bogie, la segunda Función es combinando la entrada como la excitación en la rueda 2 y como salida el desplazamiento vertical del Bogie, la tercera Función de Transferencia se obtuvo combinando la entrada de la rueda 3 con la salida del desplazamiento rotacional del Bogie y la cuarta Función de Transferencia es por la relación de la entrada sobre la rueda 3 y la salida del desplazamiento vertical del Bogie en la Figura 23.

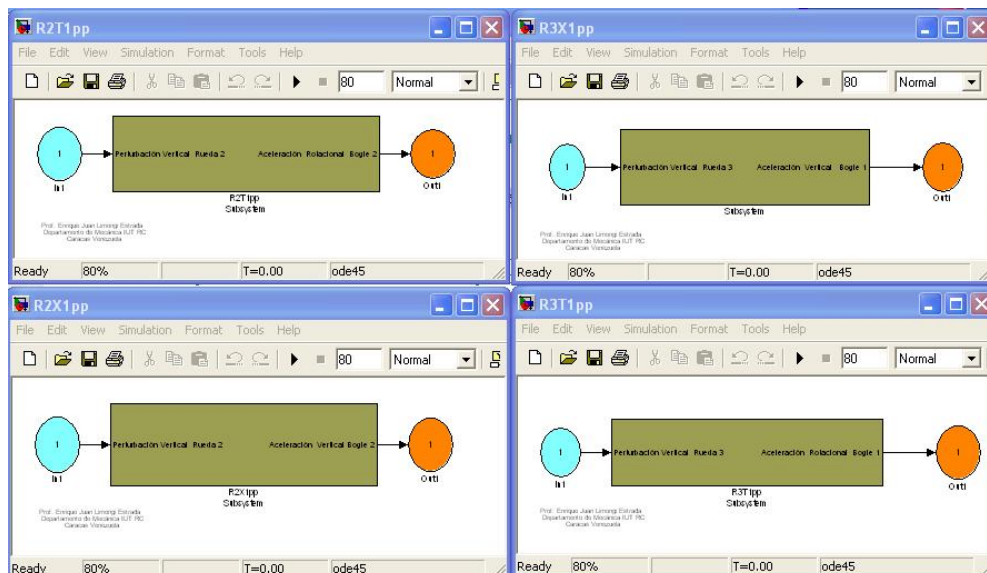


Figura 30 Esquema de simulación de las cuatro Funciones de Transferencia del Bogie 1

Se observa el esquema de simulación de las Funciones de Transferencia el cual se colocó como entrada la función que representa el desgaste tipo Cúspide (Figura 31). A la derecha se ubicó los espacios de trabajo con las variables de salida, para poder realizar los análisis de las funciones la excitación sobre el Bogie.

La primera Función de Transferencia se identificó como $num1/den1$, que se obtiene al combinar la entrada de la rueda 2 con el desplazamiento rotacional del Bogie 1, la segunda Función de Transferencia se obtiene de la relación $num2/den2$, combinando la entrada como la excitación en la rueda 2 y como salida el desplazamiento vertical del Bogie 1, la

tercera Función de Transferencia se obtuvo de $num3/den3$, al relacionar la entrada de la rueda 3 con la salida del desplazamiento rotacional del Bogie y la cuarta Función de Transferencia vino de combinar $num4/den4$, para la relación de la entrada sobre la rueda 3 y la salida del desplazamiento vertical del Bogie 1, esto se puede observar en las Figura 31, Figura 32 y Figura 33.

Se presenta a continuación los esquemas de simulación de las Funciones de Transferencia del Bogie 1, obteniendo como señales de salida, el desplazamiento vertical, desplazamiento rotacional, aceleración vertical y aceleración rotacional, cuando al sistema se excita con un desgaste tipo Cúspide (Figura 31).

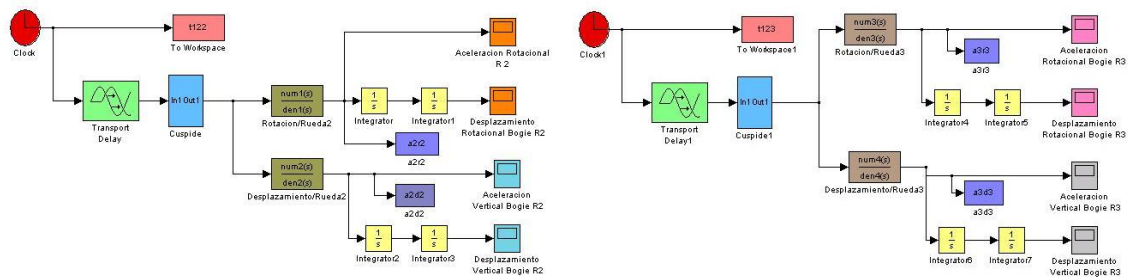


Figura 31 Esquema de simulación del Bogie 1 con la Función de Transferencia alimentada por señal de desgaste tipo Cúspide

La simulación de las Funciones de Transferencia del Bogie 1, cuando la entrada corresponde a excitar las ruedas 2 y 3, obteniendo como señales de salida, el desplazamiento vertical, desplazamiento rotacional, aceleración vertical y aceleración rotacional, cuando al sistema se excita con un desgaste tipo Resalte se presentan los esquemas en la Figura 32.

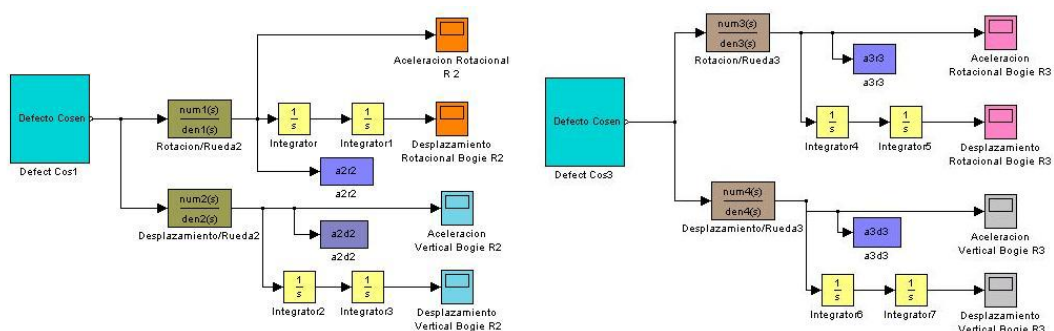


Figura 32 Esquema de simulación del Bogie 1, con la Función de Transferencia alimentada por señal de desgaste tipo Resalte

El esquema de Simulación del Bogie 1, con la Función de Transferencia alimentada por señal de desgaste tipo Senoidal, se observa en la Figura 33, las cuatro funciones de transferencias son presentadas, dos en el grafico derecho, correspondiente al caso en el que es estimulado el sistema por la rueda 2 y los esquemas del lado izquierdo que representan el caso en el que es estimulada la rueda 3.

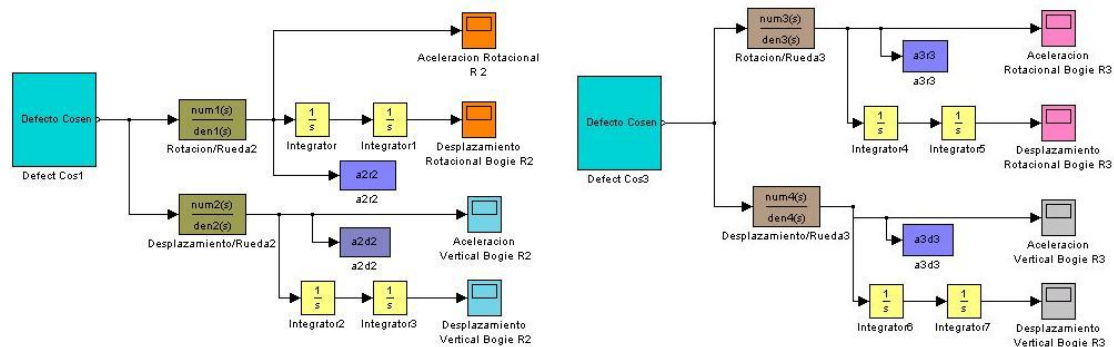


Figura 33 Esquema de Simulación del Bogie 1, con la Función de Transferencia alimentada por señal de desgaste tipo Senoidal

Una vez presentado los esquemas de simulación del Bogie, se procede al análisis de la simulación dinámica, estudiando el comportamiento y la influencia entre los elementos.

3.2.6. Análisis de la simulación dinámica del Bogie

Una vez realizado el modelado vía Funciones de Transferencia relacionando las entradas correspondientes a las excitaciones verticales de las ruedas 2 y 3, y vinculándolas con las salidas, Desplazamiento Vertical, Desplazamiento Rotacional, Aceleración Vertical y Aceleración Rotacional. Se procede con la realización del Análisis de la Simulación Dinámica del Bogie, caracterizada por perturbaciones de los desgaste tipo Cúspide, Resalte y Senoidal.

3.2.6.1. Análisis de la simulación dinámica del Bogie por la acción de un desgaste tipo Cúspide

A continuación en la Figura 34 se observa dos resalte tipo cúspides que esta representado cuando el resalte pase por las dos ruedas 2 y 3. Por medio de esta representación estamos logrando modelar y reproducir el comportamiento dinámico del tren por la acción de un resalte sobre ambas ruedas.

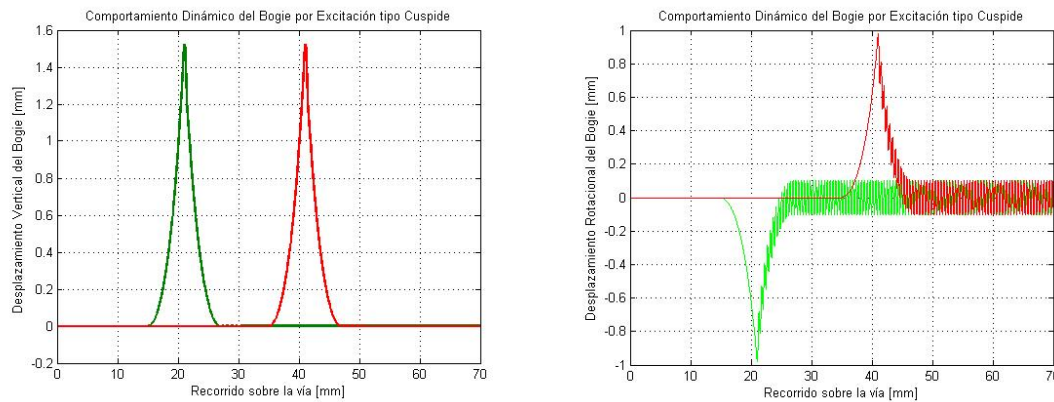


Figura 34 Simulación del desplazamiento vertical y rotacional en el Bogie por la acción de un desgaste tipo Cúspide en ambas ruedas

En la representación a la derecha de la Figura 34 se observa un comportamiento que será muy significativa al momento de analizar los defectos en la vía. El desplazamiento rotacional del Bogie se manifiesta por una componente negativa y una positiva. Esto permitirá indicar que aun cuando se presenten dos desplazamientos verticales en el Bogie, se podrá precisar que uno de ellos corresponde al desgaste registrado por la rueda 2 y que el segundo de ellos corresponderá al mismo resalte pero manifestándose por la rueda 3. De esta forma se podrá afinar el análisis e indicar que la segunda señal corresponde a una perturbación y no se tomará en cuenta en el análisis.

En la Figura 35 se presenta la aceleración vertical en el lado izquierdo de la gráfica. Se observa la forma como el resalte tipo Cúspide se manifiesta. Esta característica o forma será analizada cuando dicha señal sea medida por un acelerómetro.

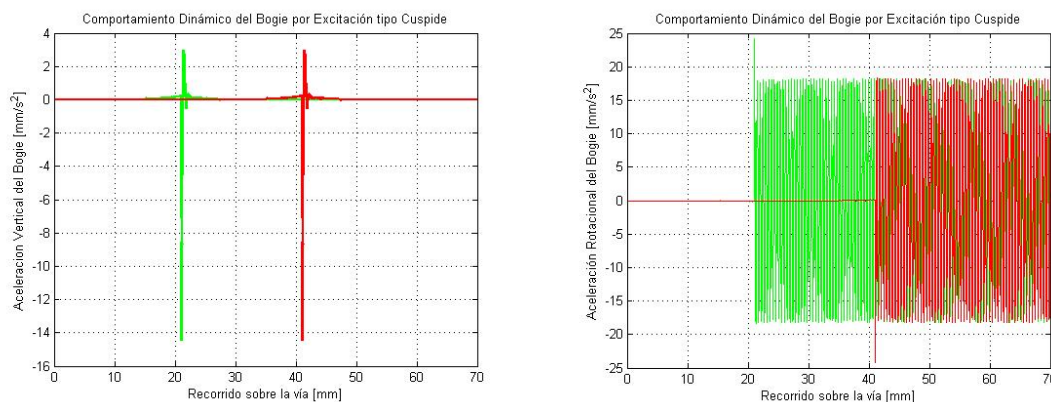


Figura 35 Simulación de la aceleración vertical y rotacional en el Bogie por la acción de un desgaste tipo Cúspide en ambas ruedas

El poder ir identificando cada una de las respuestas dinámicas del Bogie, producto de la excitación o desgaste tipo Cúspide, propicia e induce la necesidad de crear algún método para poder conocer las fallas en la vía férrea por el reconocimiento del comportamiento dinámico de los componentes del tren.

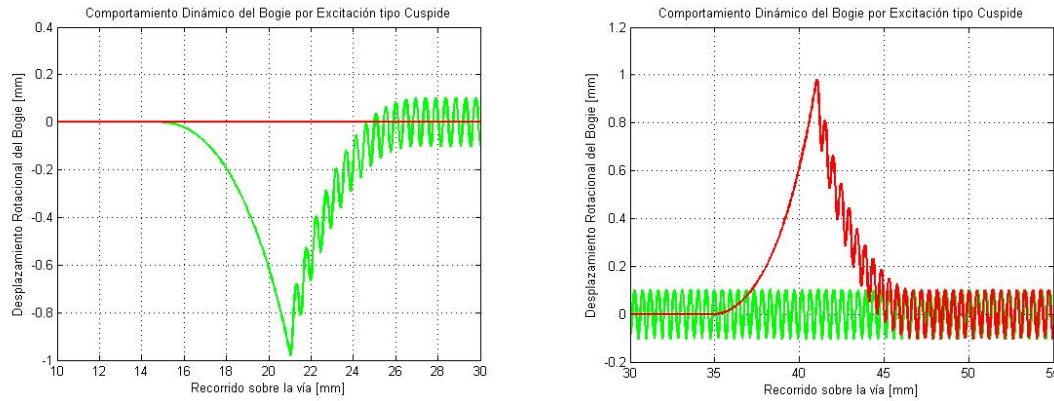


Figura 36 Detalle del desplazamiento vertical en el Bogie por la excitación de un desgaste tipo Cúspide sobre la rueda 2 (izquierda) y la rueda 3 (derecha)

Una mayor comprensión del comportamiento dinámico se obtiene al analizar en detalle el comportamiento del desplazamiento vertical para rangos más pequeños. Se observa en la representación izquierda de la Figura 37 que existe ruidos de alta frecuencia al momento de simular la respuesta dinámica del Bogie. Esto se manifiesta tanto para la falla está actuando sobre la rueda 2 como sobre la rueda 3.

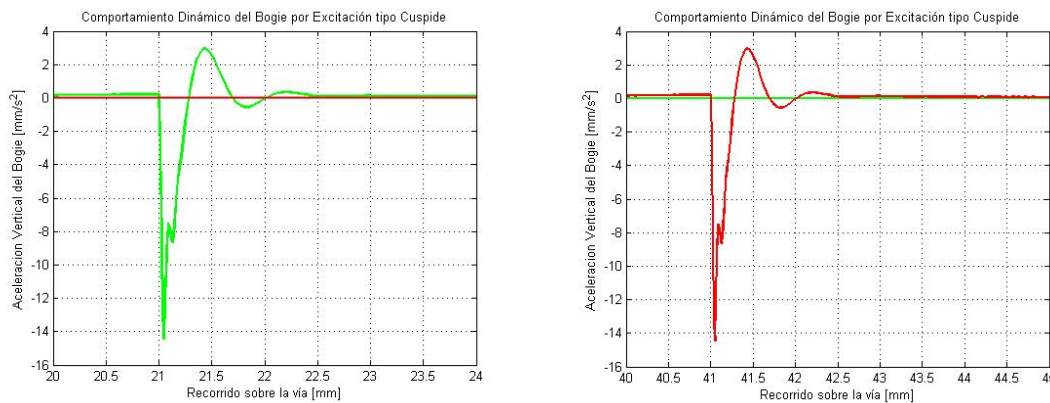


Figura 37 Amplificación de la simulación de aceleración vertical en el Bogie por un desgaste tipo Cúspide sobre la rueda 2 (izquierda) y la rueda 3 (derecha)

Al desplegar en el eje correspondiente al recorrido se observa en la Figura 37 tanto izquierda como derecha el comportamiento del Bogie en cuanto a la aceleración vertical.

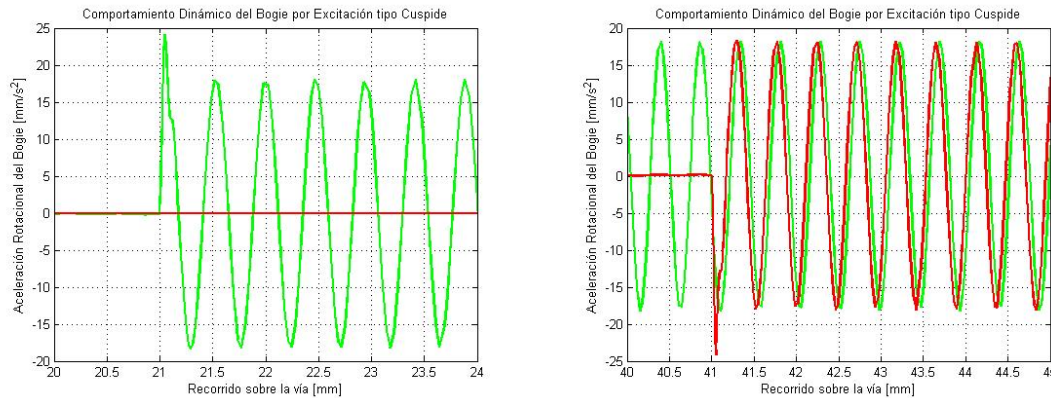


Figura 38 Amplificación de la simulación de aceleración rotacional en el Bogie por un desgaste tipo Cúspide sobre la rueda 2 (izquierda) y la rueda 3 (derecha)

En ambos casos de la Figura 37 tienen un comportamiento sub-amortiguado, producto de un resalte tipos Cúspide. El comportamiento de la aceleración rotacional del Bogie, no se amplifica como se observa en la Figura 38, aun cuando presenta aparentemente grandes amplitudes. Esta amplitudes se adicionarán a la señales de ruido que presentara el sistema.

3.2.6.2. Análisis de la simulación dinámica del Bogie por la acción de un desgaste tipo Resalte

Esta simulación se realizó aplicando un desgaste en la vía tipo Resalte, con una amplitud de 5 mm y una longitud de 10 mm. Se observa que la respuesta del Bogie se aproxima muy bien a la forma de la excitación. El sistema de amortiguamiento adsorbe parte de la energía por lo que el Bogie no se desplace los 5mm, sino que se desplace 2.5 mm.

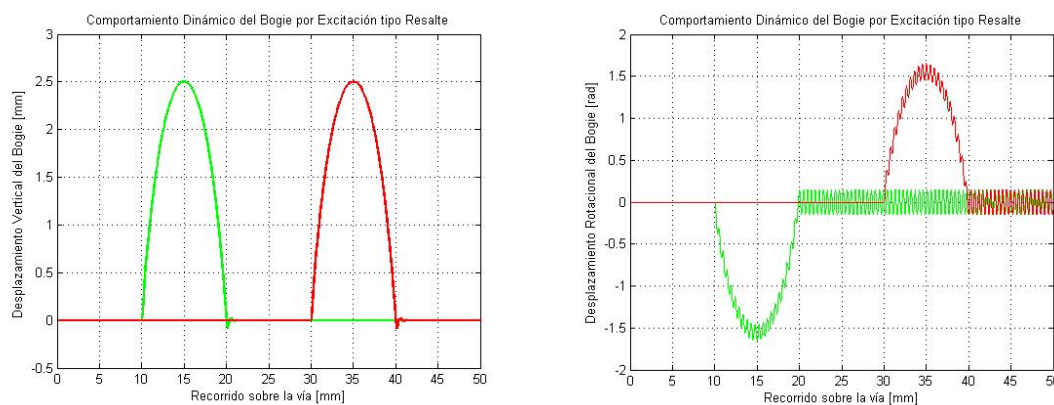


Figura 39 Simulación del desplazamiento vertical (izquierda) y rotacional (derecha) en el Bogie por la acción de un desgaste tipo Resalte en ambas ruedas

En la parte derecha de la Figura 39 se observa el desplazamiento angular, con la primera excitación el Bogie rota en una dirección mientras que para la otra excitación, dicho Bogie se inclina en sentido contrario. Esto corresponde perfectamente con la realidad y nos permite evaluar cuando un comportamiento dinámico corresponde al la falla tipo Resalte está actuando sobre la rueda 2, que es lo que se desea apreciar, y cuando la falla actúa sobre la otra rueda y corresponde a lo se ha identificado como una perturbación del sistema.

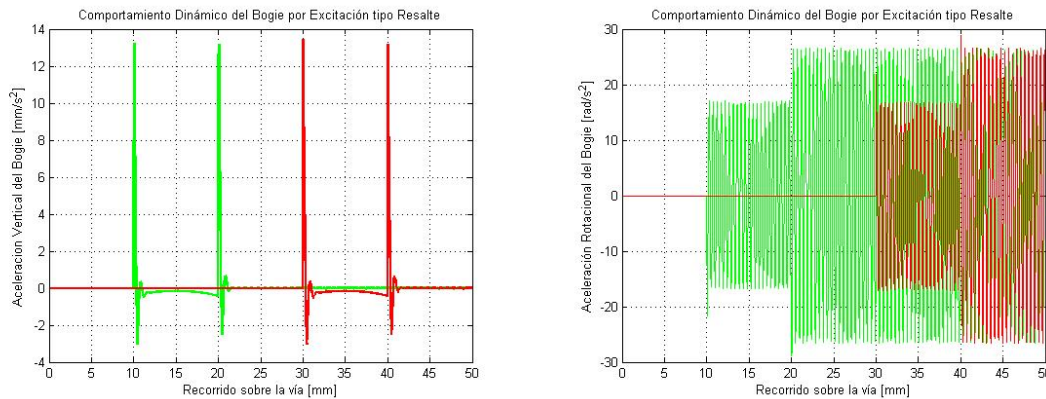


Figura 40 Simulación de la aceleración vertical (izquierda) y rotacional (derecha) en el Bogie por la acción de un desgaste tipo Resalte en ambas ruedas

El desgaste tipo resalte produce sobre el sistema dos respuestas a nivel del comportamiento de las aceleración vertical, como se aprecia en la Figura 40. Las dos manifestaciones en verde corresponden al inicio y fin de la falla tipo Resalte. Esto ayudará al momento de caracterizar este tipo de falla.

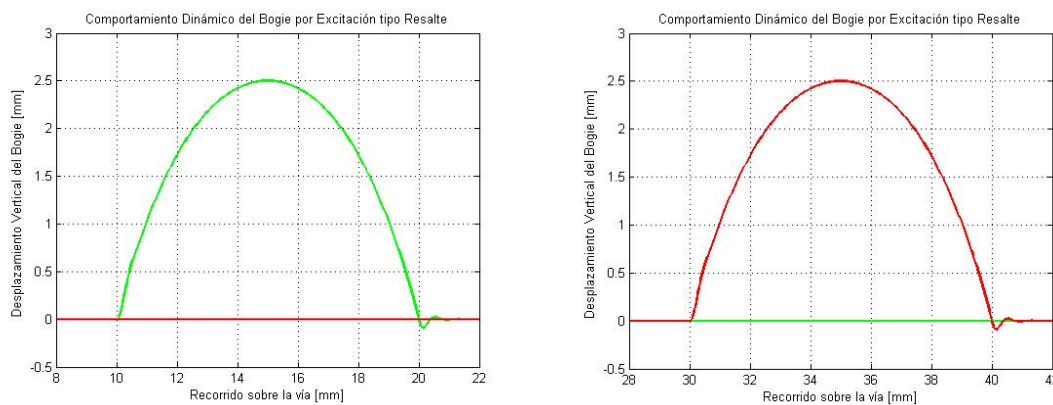


Figura 41 Detalle del desplazamiento vertical en el Bogie por la excitación de un desgaste tipo Resalte sobre la rueda 2 (izquierda) y la rueda 3 (derecha)

Se observa un comportamiento subamortiguado en el desplazamiento vertical del Bogie por la excitación de un desgaste tipo Resalte sobre la rueda 2 (izquierda) y la rueda 3 (derecha), en la Figura 41, la cual se manifiesta en el Bogie, por la acción sobre ambas ruedas.

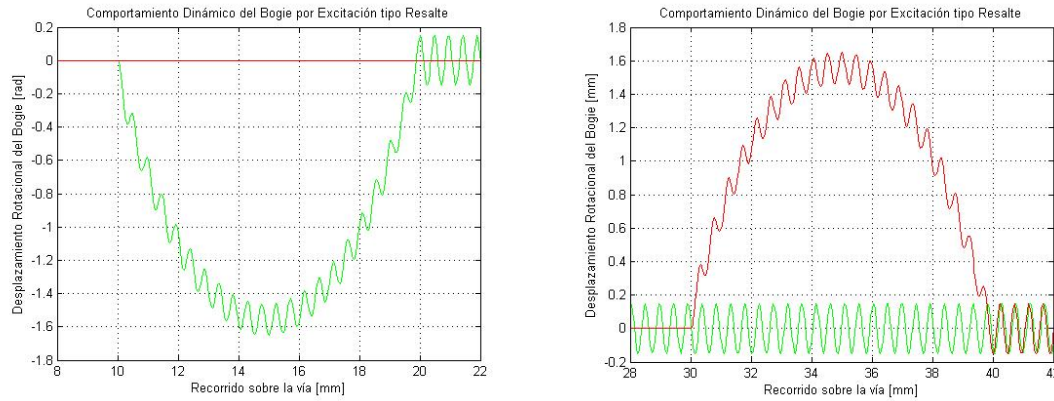


Figura 42 Detalle del desplazamiento rotacional en el Bogie por la excitación de un desgaste tipo Resalte sobre la rueda 2 (izquierda) y la rueda 3 (derecha)

El desplazamiento rotacional del Bogie producto de un desgaste tipo Resalte actuando sobre el conjunto de ruedas ubicadas en el mismo lados del riel presenta un comportamiento que responde a la causa que lo produce. Se observa haciendo una amplificación de la salida que presenta un comportamiento de alta frecuencia, como se observa en la Figura 42.

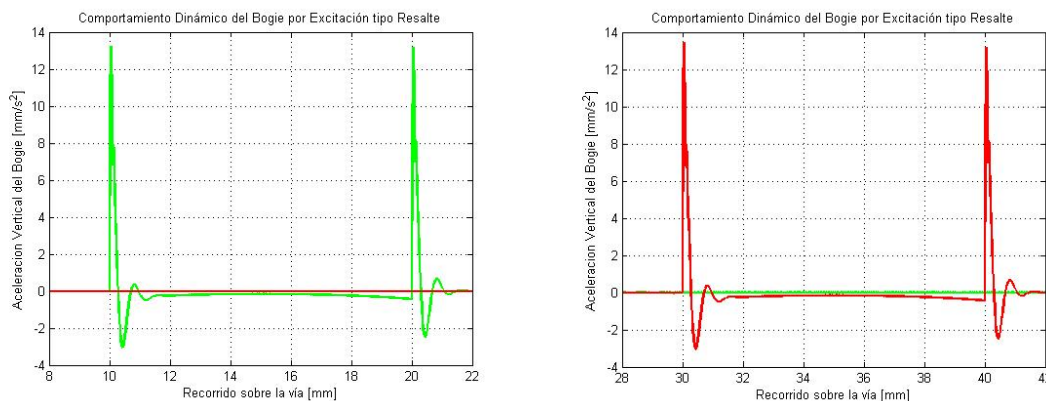


Figura 43 Amplificación de la simulación de aceleración vertical en el bogie por un desgaste tipo Resalte sobre la rueda 2 (izquierda) y la rueda 3 (derecha)

La aceleración vertical del Bogie, tanto al inicio como al final de la falla tipo Resalte, presenta un comportamiento evidentemente subamortiguado en ambas ruedas (Figura 43).

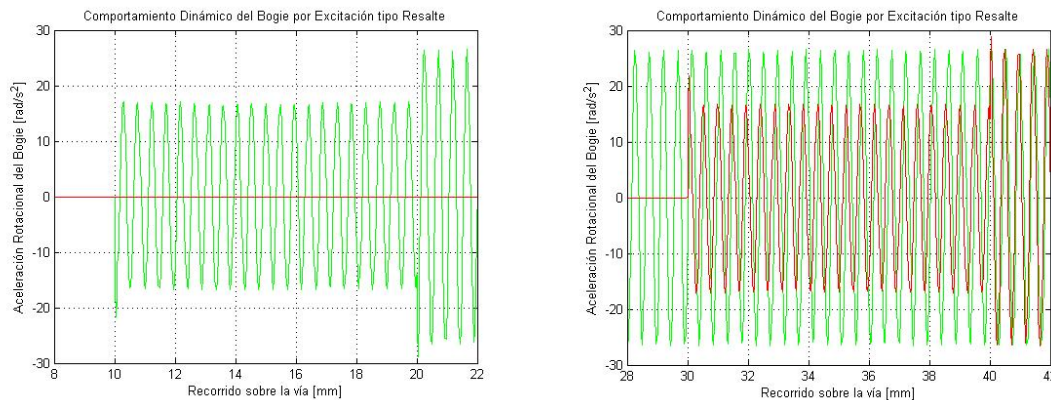


Figura 44 Amplificación de la simulación de la Aceleración rotacional en el Bogie por un desgaste tipo Resalte sobre la rueda 2 (izquierda) y la rueda 3 (derecha)

La aceleración rotacional es mas sensible el comportamiento oscilatorio por el hecho que corresponde a la segunda derivada del desplazamiento. La simulación del desplazamiento se obtuvo de la segunda ley de Newton, donde algunos de sus componentes se refieren a su vez a la segunda derivada de la variable desplazamiento, lo que implica la presencia de muy altas frecuencias en la respuesta del sistema dinámico.

3.2.6.3. Análisis de la simulación dinámica del Bogie por la acción de un desgaste tipo Senoidal

Se realiza a continuación el estudio del comportamiento dinámico del Bogie por la excitación de un desgaste tipo Senoidal. El desgaste sobre la vía tiene una amplitud de 5 mm y el Bogie presenta un desplazamiento vertical de 1,5 mm.

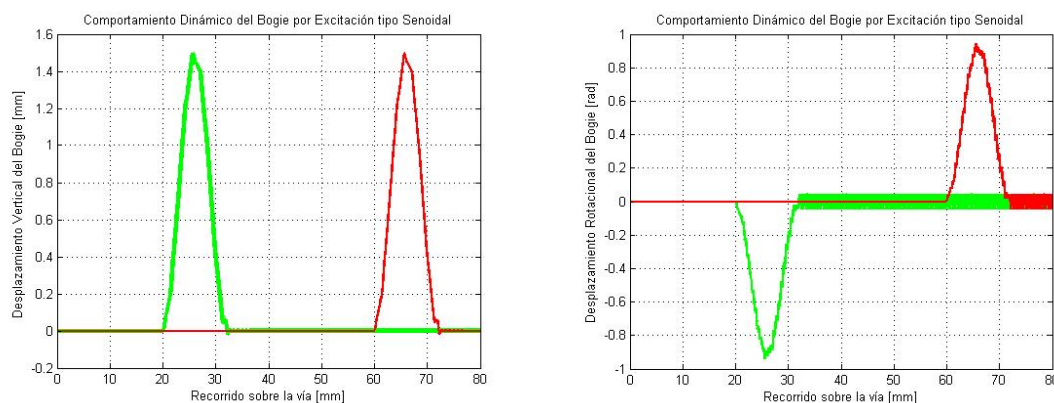


Figura 45 Simulación del desplazamiento vertical (izquierda) y rotacional (derecha) en el Bogie por la acción de un desgaste tipo Senoidal en ambas ruedas

Se procedió a la simulación presentando aparentemente dos desgastes para simular la perturbación sobre ambas ruedas. El desplazamiento rotacional presentado en la parte derecha de la Figura 45 indica la existencia de una rotación del Bogie por el hecho que el desgaste primero actúa sobre la rueda 2 (verde) y luego sobre la rueda 3 (rojo).

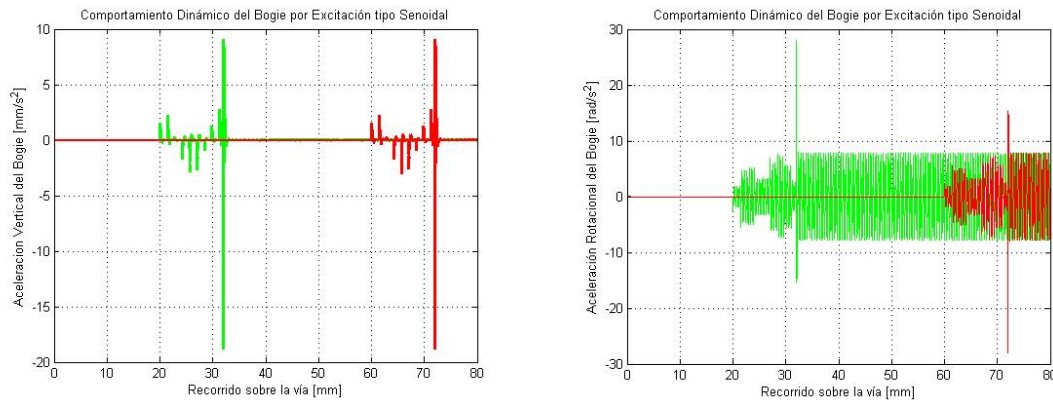


Figura 46 Simulación de la aceleración vertical (izquierda) y rotacional (derecha) en el Bogie por la acción de un desgaste tipo Senoidal en ambas ruedas

En la Figura 46 (derecha) se observa los resultados de la simulación de la aceleración vertical del Bogie producido por una falla tipo Senoidal. La manifestación más significativa de la aceleración ocurre cuando está terminando la falla, aunque se presentan varias respuestas oscilatorias durante la ocurrencia de la misma. Este comportamiento es significativo al momento de identificar la falla. Se observa en la Figura 47 un comportamiento del desplazamiento rotacional del Bogie, producto del desgaste tipo Resalte cónsono con lo esperado.

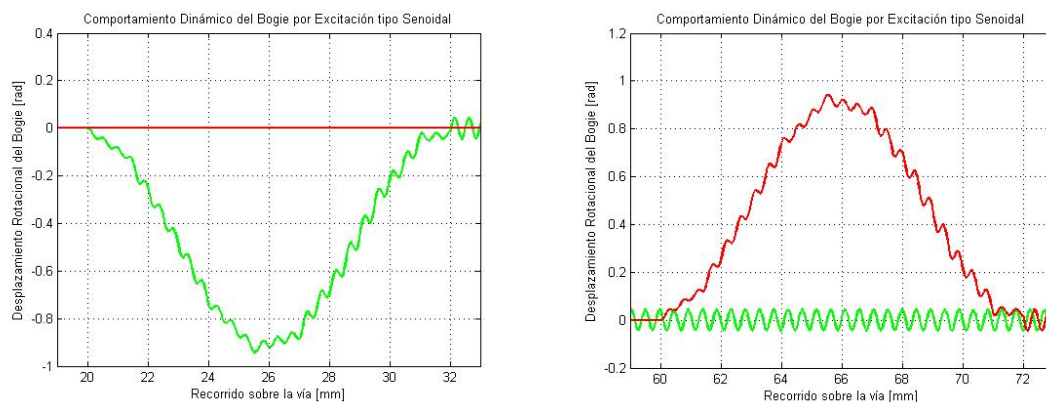


Figura 47 Detalle del desplazamiento vertical en el Bogie por la excitación de un desgaste tipo Senoidal sobre la rueda 2 (izquierda) y la rueda 3 (derecha)

La presencia de altas frecuencias en el desplazamiento vertical deL Bogie (Figura 47) se evidencia tanto sobre la rueda 2 como sobre la rueda 3.

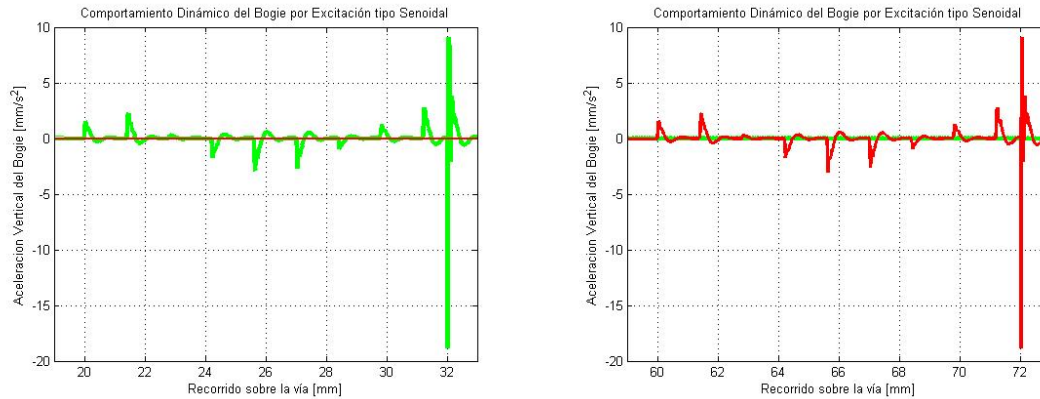


Figura 48 Amplificación de la simulación de aceleración vertical en el Bogie por un desgaste tipo Senoidal sobre la rueda 2 (izquierda) y la rueda 3 (derecha)

Al realizar una ampliación de la respuesta del sistema en cuanto a la aceleración vertical (Figura 48) si bien es cierto tiene una respuesta subamortiguada al final del desgaste, la cual es evidente desde la representación del desplazamiento vertical en la Figura 45, también presenta un comportamiento particular con varios armónicos, los cuales habrá que caracterizar para propiciar la identificación de este tipo de desgaste.

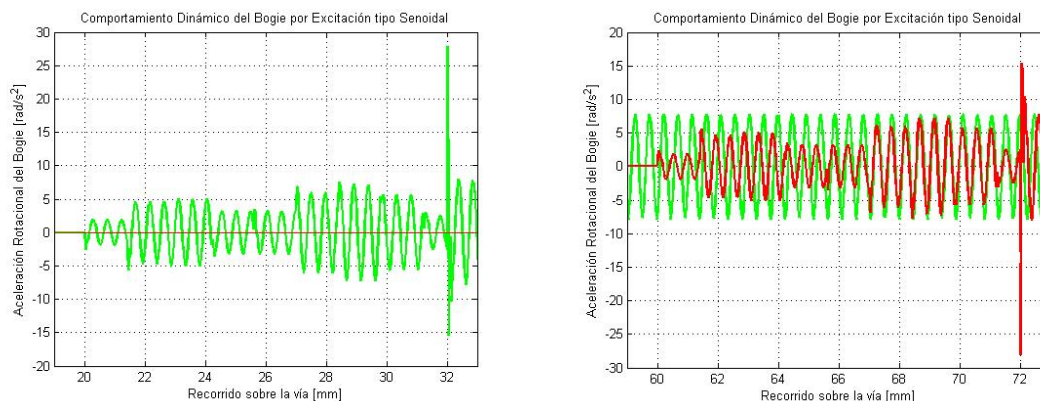


Figura 49 Amplificación de la simulación de aceleración rotacional en el Bogie por un desgaste tipo Senoidal sobre la rueda 2 (izquierda) y la rueda 3 (derecha)

La respuesta de la aceleración rotacional (Figura 49) es significativa en cuanto si bien es cierto presenta un comportamiento de alta frecuencia como acota la bibliografía (Ogata, 1999), esta alta frecuencia no es de amplitud constante.

Como cierre se puede indicar que al estudiar el comportamiento dinámico de las ruedas se procedió a la simulación de dos de ellas, la rueda 2 y rueda 3, correspondientes al Bogie 1, se las excitó con los tres tipos de desgastes (Cúspide, Resalte y Senoidal), se obtuvo las respuestas características, presentado analogía tanto en amplitud, como en la longitud de onda del desgaste. Se realizó el estudio del comportamiento dinámica del Bogie, por medio de una simulación, en la cual se estimulo al sistema con varios tipos de fallas sobre la vía férrea. Estas fallas se caracterizaron como: tipo Cúspide, tipo Resalte y tipo Senoidal.

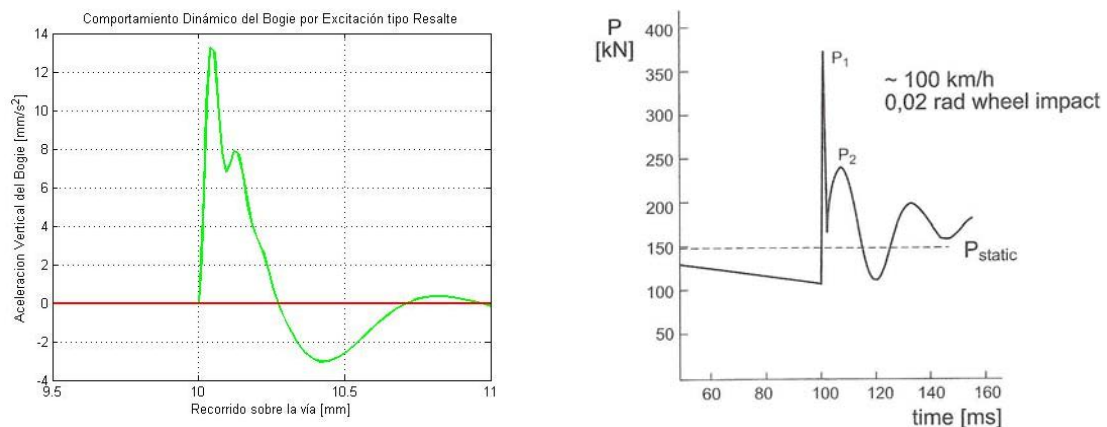


Figura 50 Comparación entre el comportamiento dinámico de un Bogie por excitación tipo Resalte (izquierda) con la experiencia reportada por (derecha)

Al realizar la simulación de los desgastes tipo Resalte, las cuales presentan la forma, longitud de onda y amplitud cónsona a su tipo, se observa la similitud que existe con la que reporta Lichtberger B., (2005) en su trabajo, esto es evidente en la Figura 50. Al simular el sistema dinámico del Bogie, para un desgaste en la vía tipo Resalte se observa que el desplazamiento vertical presenta un comportamiento similar a la perturbación Tipo Cúspide, pero se puede diferenciar en el hecho que con el tipo Resalte se presentan tanto perturbación al inicio como al final del desgaste, lo cual es un indicador de importancia al momento de caracterizar las diferencias entre los desgastes. El desplazamiento rotacional presenta un comportamiento que responde a la causa que lo produce. Se observa haciendo una amplificación de la salida que presenta alta frecuencia. La aceleración Vertical presenta

3.3. Validación Económica

La adquisición de un programa que permita la simulación del comportamiento dinámico de un sistema de ferrocarril implica un importante logro en la línea de la independencia tecnológica. En los actuales momentos el arrendar programas de este tipo implica varios aspectos que profundizan la dependencia tecnológica. Por un lado las licencias de trabajo para el uso de un software fenecen en tiempos muy cortos. Por otro lado al finalizar o expirar la licencia de uso, se pierde tanto el dinero invertido en la misma, la posibilidad de profundizar en el estudio, la información disponible se convierte de dinámica en estática es decir queda prácticamente congelada. Otro aspecto negativo es la pérdida de la gran cantidad de conocimiento caracterizado en horas-hombre que se dedicó a la capacitación que no producen valor a la sociedad.

Como segundo aspecto es el costo de las licencias de uso de estos programas. Dada su naturaleza tan especializada, los costos son muy elevados, así como la inversión en las renovaciones anuales. Este proyecto apunta en la política de estado de migrar a plataformas informáticas en las cuales se tenga acceso a los códigos de programación. En resumen, promover la cooperación solidaria, al hacer un aporte tecnológico para toda la comunidad, lineamientos de las políticas de estado.

Considerando las incidencias económicas relacionadas con uno de los tantos aspectos afines con esta industria, la implantación del simulador podrá paulatinamente lograr aumentar la disponibilidad de la vía, reducir horas nocturnas de inspección y el aprovechamiento de estas horas en las cuales no se presta servicio para las mejoras del sistema Metro y del sistema ferroviario.

El estudio económico se sustenta en al comparación entre el costo de adquirir un equipo de auscultación contra la inversión necesaria para desarrollar un equipo que determine el estado de desgaste en la vía con la metodología de interpretación de señales.

El proyecto de investigación incluyendo materiales y suministros, repuestos para equipos, viáticos y pasajes para eventos, servicios profesionales, equipos, libros y publicaciones tiene un monto de inversión de 394.875,00 Bs Fuertes. La inversión se requiere efectuar en tres años, distribuida en 176.765,00 Bsf (1er año), 116.262,00 Bsf (2do año) y 101.848,00

Bsf (3er año). Esta inversión se debe comparar contra la adquisición de un equipo de Auscultación de un costo 4.000.000,00 dólares a 2,150 Bsf/US\$ da un monto de 8.600.000,00 Bsf. Actualmente para realizar una inspección del estado de la vía hay que ocuparla, esto significa que se deja de prestar el servicio para poder hacer la inspección. Aunado a lo anterior, con las tecnologías disponibles por el Metro implica una lentitud en la inspección. La mejora de la calidad del servicio con esta propuesta está por un lado en la reducción del tiempo de inspección ya que se realizará simultáneamente al momento en que se efectúa el uso comercial del trayecto y por el otro en el hecho que el personal podrá encargarse de actividades que sean de mayor calidad laboral.

3.4. Validación Ambiental

Este proyecto no representa impacto negativo alguno al medio ambiente, no se presentan emisiones tóxicas, desechos sólidos o líquidos contaminantes, así como tampoco se producirá contaminación sonora, de ninguna naturaleza.

En lo referente a las condiciones medio ambientales a las que están expuestos los trabajadores del metro, en lo que respecta al momento de realizar la inspección de la vía, para la comprobación de las dimensiones e inspección visual del desgaste, se tendrá una mejora sustancial al evitar que dicho personal este expuesto al medio ambiente de los túneles. Al detectar el desgaste en la vía férrea y sustitución del tramo defectuoso de vía mejorará el contacto rueda riel, lo que implica una reducción de la contaminación sónica, que es consecuencia de un irregular contacto en el tramo de circulación. .

3.5. Validación Social

El uso de este simulador permitirá realizar la valoración y el estudio de la conveniencia o no de la adquisición de material rodante tales como locomotoras, vagones de pasajeros, vagones de carga, transporte y sistema Metro, al poder realizar el estudio de las diferentes condiciones de operación y respuesta a la trayectoria y de la realidad geográfica del país.

Como aspectos importantes para el país podemos mencionar: Sustitución de importaciones en tecnología de diagnóstico, Disminución en la dependencia tecnológica de empresas transnacionales, Disminución de los costos de mantenimiento de las empresas ferroviarias y Metro, Ahorro de divisas al país, Fuente generadora de empleos directos e indirectos, Desarrollo social de la región, Mejora en el tiempo de respuesta de las acciones de

mantenimiento, lo que repercute en un mejor servicio para los usuarios, así como ayuda en la planificación del mantenimiento y evita el tener que sacar trayectos fuera de servicio por fallas en la vía.

Cumpliendo con las directrices emanadas desde el Gobierno Nacional, el proyecto contempla de manera responsable algunas ventajas relacionadas con el compromiso social que se tomarán con las comunidades ubicadas en el entorno a la zona de influencia del proyecto de investigación.

Tomando en cuenta que la metodología aquí propuesta tiene un alto componente tecnológico y requerirá de mano de obra profesional altamente capacitada, la implementación del proyecto permitirá la generación de alrededor de dos (2) empleos directos en cada uno de los sistemas Metro que existen en el país, así como se generarán dos (2) empleos directos en cada uno de los trayectos del Sistema Ferroviarios Nacionales.

3.6. Conclusiones Parciales

Se simularon los esquemas típicos de desgaste mas característicos que se presentan en la vía férrea, el desgaste tipo Cúspide, desgaste tipo Resalte y desgaste tipo Senoidal.

Se desarrolló un programa que simula el comportamiento dinámico de la rueda bajo el efecto de tres tipos de desgastes (METRODINA V.1).

Se realizó la simulación dinámica del Bogie, manifestándose como salidas el desplazamiento, velocidad y aceleración vertical para uno de los grados de libertad. Para el otro grado de libertad, el rotacional, el desplazamiento, velocidad, y aceleración rotacional.

El trabajo de investigación tiene un impacto positivo a la sociedad, las investigaciones y al sistema de Educación Superior en Venezuela al desarrollarse un modelo para la simulación dinámica de Sistemas ferroviario, que será de fácil uso para investigadores y estudiantes.

Lo anterior permitirá fomentar el desarrollo tecnológico del país, al disponer en un futuro de una herramienta computacional de la envergadura de los simuladores de los países mas desarrollados.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

En el presente trabajo de investigación se llegaron a las siguientes conclusiones:

1. Se modeló la dinámica del tren en su interacción con los rieles y se simuló el sistema del Bogie como base para el desarrollo futuro de un sistema de inspección y diagnóstico técnico.
2. Se estableció el modelo de la Mecánica del Desgaste que ocurre en los rieles, estableciéndose tres geometrías (Cúspide, Resalte y Senoidal); lo que está acorde con el comportamiento de la interacción entre la rueda y el riel en el sistema del metro.
3. Se obtuvo el modelo matemático dinámico de un Bogie del tren del Metro de Caracas, representado por cuatro ecuaciones diferenciales a partir de la linealización de sus parámetros que genera las funciones de transferencia del proceso y permite representarlo a través de un sistema multivariable de dos entradas y dos salidas.
4. La valoración económica realizada revela los beneficios de la implementación de la metodología de diagnóstico, con un retorno en la inversión en menos de un año y partiendo de la posibilidad de tener independencia tecnológica para la detección y ubicación de la fallas.

RECOMENDACIONES

En la presente investigación se proponen las siguientes recomendaciones:

- Explotar el programa simulador del comportamiento dinámico del tren, aspecto que facilita comprender la interacción que existe entre las diferentes variables a través de la investigación y la docencia.
- Estudiar el comportamiento dinámico del tren ante la existencia de corrugaciones en la vía, así como los modos de vibración.
- Dar continuidad a esta investigación, profundizando en el estudio del comportamiento dinámico integral del tren (Bolster, Carro y Vagones), para la interpretación de los modos de vibración del tren, con miras a detectar el desgaste existente en la vía férrea.
- Establecer una metodología propia a través de la inteligencia artificial para la inspección y diagnóstico del desgaste de la Vía Férrea.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Ahlbeck, D.R., Hadden, J.A., 1985. Measurement and prediction of impact loads from worn railroad wheel and rail surface profiles. *ASME J. Engng. Industry*. 07, pp. 197-205.
- [2] Ahlbeck, D.R., Meacham, H.C., Prause, R.H., 1975. The development of analytical models for railroad track dynamics. In: *Proc. Symp. on Railroad Track Mech.* Pergamon Press, Oxford, pp. 239-263.
- [3] Ahmed A. Shabana, Khaled E. Zaazaa, José L. Escalona and Jalil R. Sany., 2004. Development of elastic force model for wheel/rail contact problems. *Journal of Sound and Vibration*. 269 (1-2), pp. 295-325.
- [4] Alias, J., Valdés, A., 1990. *La Vía del Ferrocarril*. Editorial Bellisco.
- [5] Alwahdi F., Franklin F.J. and Kapoor A., 2005. The effect of partial slip on the wear rate of rails. *Wear*. 258 (7-8), pp. 1031-1037.
- [6] Andersson, C., Johansson, A., 2004. Prediction of rail corrugation generated by three-dimensional wheel-rail interaction, *Wear*. 257 (3-4), pp. 423-434.
- [7] Belotserkovskii P., 2004. The interaction of an infinite wheel-train with a constant spacing between the wheels moving uniformly over a rail track. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*. 68 (6), pp. 923-931.
- [8] Blader, F.B., Elkins, J.A., Wilson, N.G., Klauser, P.E., 1989. Development and validation of a general railroad vehicle dynamics simulation (NUCARS). In: *Proc. IEEE/ASME Joint Railroad Conf.* Philadelphia, Pennsylvania, pp. 39-46.
- [9] Bocciolone M., Caprioli, Cigada A., Collina A., 2007. A measurement system for quick rail inspection and effective track maintenance strategy. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21, pp. 1242-1254.
- [10] Bocciolone, M., Cigada, A., Collina, A., Rocchi, D., Belloli, M., 2002. Wheel and rail longitudinal wear measurements and diagnostics, *Techrail International Workshop and Dem on High Technology Systems for Railway Transportation*, Paris.
- [11] Bolton, P.J., Clayton, P., McEwan, I.J., 1987. Rolling-sliding wear damage in rail and tyre steels, *Wear* 120, pp. 145-165.
- [12] Bucher F., Knothe K. and A. Theiler., 2002. Normal and tangential contact problem of surfaces with measured roughness. *Wear*. 253 (1-2), pp. 204-218.

- [13] Cai, A., Raymond, G.P., 1992. Theoretical model for dynamic wheel/rail and track interaction. In: International Wheelset Congress, Sydney, Australia, pp. 127-131.
- [14] Cai, A., Raymond, G.P., 1994. Modelling the dynamic response of railway track to wheel/rail impact loading. *Struct. Eng. Mech.* 2 (1), pp. 95-112.
- [15] Caprioli, A., Cigada, A., Raveglia, D., 2007. Rail inspection in track maintenance: A benchmark between the wavelet approach and the more conventional Fourier analysis. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 21, pp. 631-652.
- [16] Clark, R.A., Dean, P.A., Elkins, J.A., Newton, S.G., 1982. An investigation into the dynamic effects of railway vehicles running on corrugated rails. *J. Mech. Eng. Sci.* 24 (2), pp. 65-76.
- [17] Clayton, P., 1996. Tribological aspects of wheel-rail contact: a review of recent experimental research, *Wear* 191, pp. 170-183.
- [18] Coudert, F., Sunaga, Y., Takegami, K., 1999. Use of Axle Box Acceleration to Detect Track and Rail Irregularities, WCCR.
- [19] Dahlberg, T., 1995. Vertical dynamic train/track interaction verifying a theoretical model by full-scale experiments. *Vehicle Syst. Dyn. Supplement.* 24, pp. 45-57.
- [20] Daves W. and Fischer F., 2002. Modelling of the plastification near the rough surface of a rail by the wheel–rail contact. *Wear.* 253 (1-2), pp. 241-246.
- [21] Delgado Y. y Manama L. 2007. Ferrocarril Venezolano: Mirando el pasado y presente, 19, pp. 31-45.
- [22] Descartes S., Desrayaud C., Niccolini C. and Berthier Y., 2005. Presence and role of the third body in a wheel–rail contact. *Wear.* 258 (7-8), pp. 1081-1090.
- [23] Diana, G., Cheli, F., Bruni, S., Collina, A., 1998. Experimental and numerical investigation on subway short pitch corrugation, *Vehicle Systems Dynamics* (Suppl. 28), pp. 234–245.
- [24] Dings, P.C., Dittrich, M.G., 1996. Roughness on Dutch railway wheels and rails, *Journal of Sound and Vibration* 193 (1), pp.103-112.
- [25] Dong, R.G., Sankar, S., Dukkupati, R.V., 1994. A finite element model of railway track and its application to the wheel flat problem. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 208, pp.61-72.

- [26] Duffy, D.G., 1990. The response of an infinite railroad track to a moving vibrating mass. *Trans. ASME J. Appl. Mech.* 57, pp. 66-73.
- [27] Dym, C.L., 1973. *Solid Mechanics: A Variational Approach*. New York, McGraw-Hill.
- [28] Enblom R. and Berg M., 2005. Simulation of railway wheel profile development due to wear—influence of disc braking and contact environment. *Wear*. 258 (7-8), pp. 1055-1063.
- [29] Esveld, C., 1989. *Modern Railway Track*, MRT Productions, Duisburg, Germany, pp. 314-315.
- [30] Esveld, C., 2001. *Modern Railway Track* (second ed).
- [31] Farias, E., 1961. *Historia de la Ingeniería en Venezuela. Los caminos de hierro*. Caracas: Colegio de Ingenieros de Venezuela.
- [32] Färm J., 2003. Evaluation of wheel dampers on an intercity train. *Journal of Sound and Vibration*. 267 (3), pp. 739-747.
- [33] Ferm R.M., Nielsen, J.C.O., 1995. Vertical interaction between train and track with soft and stiff railpads--full-scale experiments and theory. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 209, pp. 39-47.
- [34] Fridberg A. M., 2005. Theory of friction and oscillation of two elastic bodies in contact and its application to differential rotation of railway wheel treads. *Wear*. 258 (7-8), pp. 1091-1099.
- [35] Fröhling, R.D., Tomas, M., Ebersöhn, W., 1997. Low frequency dynamic vehicle/track interaction: Instrumentation and measurement. In: *Proc. Sixth Int. Heavy Haul Conf.*, Cape Town, South Africa, pp. 462-474.
- [36] García, A.A., Cillero, A.H., Rodriguez P.J., 1998. *Operaciones de trenes de Viajeros*, Fundación Ferrocarriles españoles.
- [37] Grassie, S.L., 1992. Dynamic models of the track and their uses. In: Kalkar, J.J., Cannon, D.F., Ohringer, O. (Eds.), *Rail Quality and Maintenance for Modern Railway Operation*, Int. Conf. Delft, pp. 185-202.
- [38] Grassie, S.L., 2004. Rail corrugation: advances in measurement, understanding and treatment, *Wear* 258, pp. 1224–1234.
- [39] Grassie, S.L., Cox, S.J., 1982. The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation. *J. Mech. Eng. Sci.* 24 (2), pp. 77-90.
- [40] Grassie, S.L., Elkins, J.A., 1998. Corrugation of North American transit lines,

- Vehicle Systems Dynamics (Suppl. 28), pp. 5–17.
- [41] Grassie, S.L., Gregory, R.W., Harrison, D., Johnson, K.L., 1982. The dynamic response of railway track to high frequency vertical excitation. *J. Mech. Eng. Sci.* 24, pp. 77-90.
- [42] Grassie, S.L., Gregory, R.W., Johnson, K.L., 1982. The dynamic loading of rail at corrugation frequencies, *Proceedings of Conference on Contact Mechanics and Wear of Wheel/Rail*
- [43] Grassie, S.L., Kalousek, J., 1993. Rail corrugations: characteristics, causes and treatments, *Proceedings of the Institution of the Mechanical Engineers*, vol. 207, pp. 57–68.
- [44] Grundmann, H., Lieb, M., Trommer, E., 1999. The response of a layered half-space to traffic loads moving along its surface, *Archive of Applied Mechanics* 69 (1) pp. 55-67.
- [45] Hatch M., 2001, *Vibration Simulation Using Matlab and ANSYS*, Chapman & Hall/CRC, New York.
- [46] Hou, K., Kalousek, J., Dong, R., 2003. A dynamic model for an asymmetrical vehicle/track system. *Journal of Sound and Vibration*. 267 (3), pp. 591-604.
- [47] Hurtado, S.S., 1990. *Ferrocarriles y proyectos Nacional en Venezuela: 1870-1925*. Ediciones FACES-UCV.
- [48] IAFE (INSTITUTO AUTONOMO DE FERROCARRILES DEL ETADO) 2007. Pagina Web en línea. Fuente: <http://www.iafe.gov.ve> (Consultada el 11-12-2007).
- [49] Ilias, H., Miller, S., 1993. A discrete-continuous track-model for wheelsets rolling over shot wavelength sinusoidal rail irregularities. In: *Proc. 13th IAVSD Symp.*, pp. 221-233.
- [50] Instrumented Wheelset Data collection Program System Straining Manual, DRAFT, 2000. Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, July 2000.
- [51] Ishida, M., Miura, S., Kono, A., 1997. The influence of track stiffness on track dynamic behaviour. *QR of RTRI*. 38 (3), pp. 129-134.
- [52] Jenkins, H.H., Stephenson, J.E., Clayton, G.A., Morland, G.W., Lyon, D., 1974. The effect of track and vehicle parameters on wheel/rail vertical dynamic forces, *Railway Engineering Journal*. 3 (1), pp.2-16.

- [53] Jin, X.S., Wen, Z.F., Wang, K.Y., Zhou, Z.R., Liua, Q.Y., Li, C.H., 2006. Three-dimensional train-track model for study of rail corrugation. *Journal of Sound and Vibration*, 293, pp. 830-855
- [54] Johnson, K.L., 1985. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, Cambridge, MA.
- [55] Jones, C.J.C., 1996. Reduction of noise and ground vibration from freight trains, *Selected Papers Presented at S-Tech-A Conference on Railway Speed-up Technology*, Institute of Mechanical Engineering Conference Transactions 8, Birmingham, pp. 87-97.
- [56] K. Sawley and H. Wu. 2005. The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction. *Wear* 258 (7-8), pp. 1179-1186.
- [57] Kailath, T., 1980, *Linear Systems*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs, NJ.
- [58] Kalker, J.J., 1979. The computation of three-Dimensional rolling contact with friction. *Journal of numerical methods in engineering*, 14, pp.1293–1307.
- [59] Kalker, J.J., 1982. A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact, *Vehicle System Dynamics*, 11 (1), pp. 1-13.
- [60] Kalker, J.J., 1990. *Three-Dimensional Elastic Bodies in Rolling Contact*, Kluwer Academic Publishers, The Netherlands.
- [61] Kalker, J.J., 1994. Considerations on rail corrugation, *Vehicle System Dynamics*, 23, 3-28.
- [62] Kalousek J., 2005. Wheel/rail damage and its relationship to track curvature. *Wear*. 258 (7-8), pp. 1330-1335.
- [63] Knothe, K.L., Grassie, S.L., 1993. Modelling of railway track and vehicle/track interaction at high frequencies. *Vehicle Syst. Dyn.* 22 , pp. 209-262.
- [64] Krylov, V.V., 1994. Calculation of low frequency vibrations from railway trains, *Applied Acoustics*. 42, pp. 199-213.
- [65] Kumaran, G., Menon, D. Nair, K.K., 2003. Dynamic studies of railtrack sleepers in a track structure system. *Journal of Sound and Vibration*. 268 (3), pp. 485-501
- [66] Lai, C.G., Callerio, A., Faccioli, E., Martino, A., 2000. Mathematical modelling of railway-induced ground vibrations, *Proceedings of the International Workshop Wave 2000*, Bochum, Germany, pp.99-110.
- [67] Lichtberger B., 2005. *Track Compendium*. Formation, Permanent Way,

- Maintenance, Economics. Eurorailpress, Germany.
- [68] Limongi, E., 2006. Análisis de las prestaciones de los vehículos ferroviarios vinculados al sistema Centro Occidental del Tramo Puerto Cabello-Barquisimeto. Trabajo de ascenso, IUT RC.
- [69] Lin, Y.H., Trerhewey, M.W., 1988. Finite element analysis of elastic beams subjected to moving dynamic loads. *J. Sound Vib.* 136 (2), pp. 323-342.
- [70] Luo, Y., Yin, H., Hua, C., 1996. The dynamic response of railway ballast to the action of trains moving at different speeds. *Proc. Inst. Mech. Eng.* 210, pp. 5-101.
- [71] Magel E., Kalousek J. and Caldwell R., 2004. A numerical simulation of wheel wear Centre for Surface Transportation Technology, National Research Council, Canada U-89 Lester Road, Ottawa.
- [72] Magel E., Kalousek J. and Caldwell R., 2005. A numerical simulation of wheel wear. *Wear.* 258 (7-8), pp. 1245-1254.
- [73] Maia, N.M.M. and Silva, J.M.M., 1997, Theoretical and Experimental Modal Analysis, Research Studies Press LTD, Taunton, Somerset, U.K.
- [74] McClanachan, M.J., 1999, Investigation of extreme wagon dynamics in central queensland coal trains, Master Thesis, Central Queensland University, Australia.
- [75] Meehan, P.A., Daniel, W.J.T. Campey, T., 2005. Prediction of the growth of wear-type rail corrugation. *Wear*, 258 (7-8), pp. 1001-1013.
- [76] Moore, B., 1981, Principal Component Analysis in Linear Systems: Controllability, Observability and Model Reduction, *IEEE Transactions on Automatic Control*, AC-26, pp. 17-31.
- [77] Murguey G.J., 1997. Construcción Ocaso y Desaparición de los Ferrocarriles en Venezuela. Talleres Gráficos Universitarios ULA.
- [78] Navarro R., 2004. Ingeniería de control. Analógico y Digital. McGraw Hill, México.
- [79] Newton, S.G., Clark, R.A., 1979. An investigation into the dynamic effects on the track of wheel flats on railway wagon. *J. Mech. Eng. Sci.* 21 (4), pp. 287-297.
- [80] Nielsen J. and Oscarsson J., 2004. Simulation of dynamic train-track interaction with state-dependent track properties. *Journal of Sound and*

- Vibration. 275 (3-5), pp. 515-532.
- [81] Nielsen J., 2003. Numerical prediction of rail roughness growth on tangent railway tracks *Journal of Sound and Vibration*. 267 (3,) pp. 537-548.
- [82] Nielsen, J.C.O., 2003. Numerical prediction of rail roughness growth on tangent railway tracks. *Journal of Sound and Vibration*. 267 (3), pp. 537-548.
- [83] Nielsen, J.C.O., Oscarsson, J., 2004. Simulation of dynamic train-track interaction with state-dependent track properties *Journal of Sound and Vibration*. 275 (3-5), pp. 515-532.
- [84] Ogata K., 1982, *Ingeniería de Control Moderna*, Prentice/Hall, Buenos Aires.
- [85] ORE, 1971. Power spectral density of track irregularities, Part 1: definitions, conventions and available data. ORE C116/RP1
- [86] P-00-034, 2000. 34-INCH TRANSIT CAR INSTRUMENTED WHEELSET COMMISSIONING REPORT, C.A. METRO DE CARACAS, Report N°. P-00-034, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, May 2000.
- [87] P-00-039, 2000. Study of Dynamic Characteristics of the Metro de Caracas Vehicle and the effects of Modification to the Secondary Suspension, Report No. P-00-039, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, June 2000.
- [88] P-00-047, 2000. Track Inspection report, 1 Phase II, METRO DE CARACAS, Report N°. P-00-047, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, July 2000.
- [89] P-00-059, 2000. Track Components Characterization, 2 Phase II, METRO DE CARACAS, Report N°. P-00-059, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, Octubre 2000.
- [90] P-00-062, 2000. Instrumentation Description and Calibration Sheets, Report N°. P-00-062, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, Octubre 2000.
- [91] P-00-066, 2000. NUCARS Model of Vehicle and Comparison With Dynamic Test Results, Report No. P-00-066, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, October 2000.
- [92] P-00-066, 2000. Track Modeling Report, 3 Phase II, METRO DE CARACAS, Report N°. P-00-066, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, Octubre 2000.

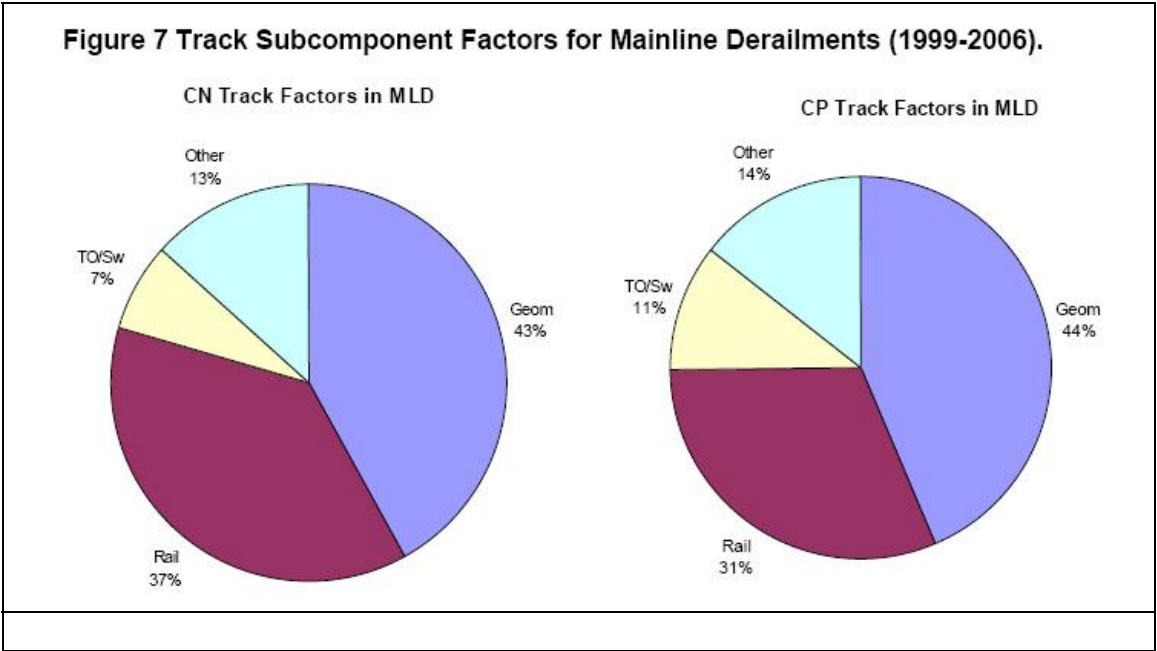
- [93] P-00-071, 2000. Final Report of Recommendations Metro de Caracas Phase I, Report N°. P-00-071, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, October 2000.
- [94] P-00-072, 2000. NUCARS Model of Metro de Caracas, Type B Car, with 3-point Suspension and the results of Dynamic Test Carried Out On a Modified Vehicle with 3-point Suspension, Report N°. P-00-072, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, October 2000.
- [95] P-97-107, 1997. Dynamic Loads Evaluation and Failure Analysis of H-Frame Bogie for C.A. Metro de Caracas, Report No. P-97-107, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, June 1997.
- [96] P-98-033, 1998. Preliminary Inspection Trip, Report No. P-98-033, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, September 1998.
- [97] P-98-033, 1998. Preliminary Inspection Trip, Report No. P-98-033, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, September 1998.
- [98] P-98-034, 1998. Instrumented Wheel set Design for Metro de Caracas C.A. Wheel Sets for Transit Coach, Report N°. P-98-034, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado, September 1998.
- [99] P-99-001, 2000. Detección de daños en los rieles de Metro de Caracas, Línea 1, Report N°. P-99-001, Transportation Technology Center, Inc, Pueblo, Colorado.
- [100] Pelz G., 2006. Sistemas Mecatrónicos. Modelado y simulación con HDLs. Limusa, México.
- [101] Polach O., 2005. Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit. *Wear*. 258 (7-8), pp. 992-1000.
- [102] Profillidis, V.A., 2000. *Railway Engineering*. Printed in Great Britain at the University Press, Cambridge.
- [103] Ripke, B., Knothe, K., 1995, Simulation of high frequency wagon-track interactions, *Vehicle Syst. Dyn*, Supplement 24, pp. 72-85.
- [104] Santos F.C., A. dos Santos A.Jr., Buni F., Santos L.T., 2004. Evaluation of surface contact stresses in railroad wheels using an elastic half-space model. *J. Braz. Soc. Mech. Sci. & Eng.* 26 (4), pp. 658-685.
- [105] Sato, Y., 1977. In: *High frequency track vibration and characteristics*. Permanent Way, pp. 1-8.

- [106] Sato, Y., 1977. Study on high-frequency vibrations in track operated with high-speed trains, Quarterly Reports.
- [107] Sato, Y., Matsumoto, A., Knothe, K., 2002. Review on rail corrugation studies, *Wear*. 253, pp. 130–139.
- [108] Sawley K. and Wu H., 2005. The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction. *Wear*. 258 (7-8), pp. 1179-1186.
- [109] Schael, A., 2006. Ferrocarriles en Venezuela, historia complicada. Instituto Autónomo de Ferrocarriles del Estado, IAFE, Venezuela
- [110] Sergey M. Zakharov and Irina G. Goryacheva., 2005. Rolling contact fatigue defects in freight car wheels. *Wear*. 258 (7-8), pp. 1142-1147.
- [111] Shabana, A.A., Zaazaa, K.E., Escalona, J.L., Sany, J. R., 2004. Development of elastic force model for wheel/rail contact problems. *Journal of Sound and Vibration*. 269 (1-2), pp. 295-325.
- [112] Sheng X., Jones C.J.C., Thompson D.J., 2004. A theoretical model for ground vibration from trains generated by vertical track irregularities. *Journal of Sound and Vibration*. 272 (3-5), pp. 937-965.
- [113] Sheng, X., Jones, C.J.C., Petyt, M., 1999. Ground vibration generated by a load moving along a railway track, *Journal of Sound and Vibration*. 228 (1), pp.129-156.
- [114] Sheng, X., Jones, C.J.C., Thompson, D.J., 2003. A comparison of a theoretical model for quasi-statically and dynamically induced environmental vibration from trains with measurements, *Journal of Sound and Vibration*. 267 (3), pp. 621-635.
- [115] Sheng, X., Jones, C.J.C., Thompson, D.J., 2004. A theoretical study on the influence of the track on train-induced ground vibration, *Journal of Sound and Vibration*. 272 (3-5), pp. 909-936.
- [116] Shevtsov I., Markine V. and Esveld C., 2005. Optimal design of wheel profile for railway vehicles. *Wear*. 258 (7-8), pp. 1022-1030.
- [117] Sladkowski, A., Sitarz, M., 2005. Analysis of wheel–rail interaction using FE software. *Wear*. 258 (7-8). pp. 1217-1223.
- [118] Sun, Y.Q., Dhanasekar, M., 2002. A dynamic model for the vertical interaction of the rail track and wagon system *International Journal of Solids and Structures*. 39 (5), pp. 1337-1359

- [119] Sunaga, Y., Saro, I., Ide, T., 1995. A practical use of axle-box acceleration to control the short wave track irregularities, RTRI quarterly Report 9.
- [120] Takemiya, H., 2001. Ground vibrations alongside track induced by high-speed trains: prediction and mitigation, in: V.V. Krylov(Ed.), Noise and Vibration from High-speed Trains, Thomas Telford, London, pp. 347-393.
- [121] Tanabe, M., Wakui, H., Matsumoto, N., Okuda, H., Sogabe, M., Komiya, S., 2003. Computational model of a Shinkansen train running on the railway structure and the industrial applications. Department of System Design Engineering, Kanagawa Institute of Technology, Atsugi, Kanagawa 243-0292, Japan. Railway Technical Research Institute, Kokubunji, Tokyo 185-8540, Japan.
- [122] Telliskivi, T., Olofsson, U., 2004. Wheel-rail wear simulation. Department of Machine Design, KTH, SE-10044, Stockholm, Sweden.
- [123] Thompson, D.J., 1991. Theoretical modeling of wheel-rail noise generation. Proc. Inst. Mech. Eng. Part F 205, pp. 137-149.
- [124] Tunna, J.M., 1988. Wheel/rail force due to wheel irregularities. Proc. 9th Int. Wheelset Congress, Montreal, 6-2.
- [125] Wiberg D., 1973, Espacio Estado y Sistemas Lineales, McGraw-Hill, Nueva York.
- [126] Wu T.X. and Thompson D.J., 2004. On the parametric excitation of the wheel/track system. Journal of Sound and Vibration. 278 (4-5), pp. 725-747.
- [127] Xuesong J., Zefeng W., Kaiyun W. and Weihua Z., 2004. Effect of a scratch on curved rail on initiation and evolution of rail corrugation. Tribology International. 37 (5), pp. 385-394.
- [128] Zai, W., 1997. Dynamics of Coupled Vehicle-Track Systems, China Railway Press, Beijing. pp. 30-32.
- [129] Zhai, W., 1996. Locomotive-and-track system coupling dynamics and its application to the study of locomotive performance. J. China Railway Sci. (in Chinese). 17 (2), pp. 58-73.
- [130] Zhai, W., Sun, X., 1993. A detailed model for investigating interaction between railway vehicle and track. In: Proc. 13th IAVSD Symp. pp. 603-614.
- [131] Zhang, Y.J., Murray, M., Ferreira, L., 1998. A mechanistic approach for estimation of track modulus. In: Proc. Conf. Railway Eng., pp. 9-14.

ANEXOS

ANEXO NUMERO 1



Fuente:

ANEXO NUMERO 2

```

% -----
% Simulacion de un Sistema Dinámico de un Tren,
% con tres masas y cuatro grados de libertad
% Correspondiente al lado izquierdo del bogie delantero
% que identifique como Bogie 1 (con sus ruedas 2 y 3)
% sirva para los prog SIMULINK: SOLORUEDA2 y otros ...
%
% Me llaman                                primerosdatos.m
% -----
% Desarrollado por:      Prof. Enrique Juan Limongi Estrada
%                        Departamento de Mecanica,
%                        Instituto Universitario de Tecnologia
%                        Region Capital, IUT RC,
%                        Caracas, Venezuela
% -----

clear all; close all;
% INTRODUCCION DE DATOS
m1=9000; % m1=m1*9.81; % masa del bogui (MASA SUPERIOR)
% para el caso que exista mas peso sobre el tren
% se incrementa en forma indirecta el peso del Bogie

m1=10000; % m1=m1*9.81; %masa del bogui (MASA SUPERIOR)
m2=1000; % m2=m2*9.81;
m3=1000;
000; % m3=m3*9.81; % masa de las ruedas (MASAS INFERIORES)
I1=1;      % Inercia del bogui (INERCIA SUPERIOR)

k2=5000000;
k4=5000000;    %(N/m) Coeficiente de rigidez de las ruedas

k3=354945;
k1=354945;    %(N/m) Coeficiente de rigidez suspension primaria

% Para un caso especifico de estudio k2 y k4 no aplican
% k2=0; k4=0;

c1=33912;
c3=33912;    %(N s/m) Coef de amortiguamiento suspension primaria

% Para un caso especifico de estudio c2 y c4 aplican
%c2=c1; c4=c3;

% Para este caso especifico de estudio c2 y c4 no aplican
% pero para otras Simulaciones Dinamicas SI
c2=0; c4=0; %(N s/m)Coef de amortiguamiento de las ruedas

k5=0;      %(N/m) Coeficiente de rigidez entre bogie y bolster
c5=0;      %(N s/m) Coef de amortiguamiento con el bolster

l11=1.5; l12=1.5; %longitud de cada brazo del bogui (m)

% ***** I M P O R T A N T E *****
disp('Primeros Datos ya fue ejecutado')

```

ANEXO NUMERO 3

```

% -----
% Programa para obtener Funciones de Transferencia desde Simulink
% para correr despues que se ha preparado en simulnk
% un archivo enmascarado (SISO)
% que tenga una entrada y una salida
% me llaman                                funcionesfull.m
% Para evitar Problemas se debe ejecutar un solo
% paquete de instrucciones a las vez
% -----
% Desarrollado por:                        Prof. Enrique Juan Limongi Estrada
%                                           Departamento de Mecanica,
%                                           Instituto Universitario de Tecnologia
%                                           Region Capital, IUT RC,
%                                           Caracas, Venezuela
% -----
%FUNCION DE TRANSFERENCIA
%Entrada por rueda 2 Salida Aceleracion Rotacional Bogie 1
R2T1pp; %prog que genera FUNCION DE TRANSFERENCIA
[A1,B1,C1,D1]=linmod('R2T1pp');
[num1,den1]=ss2tf(A1,B1,C1,D1);
R2T1pp=tf(num1,den1);
%printsys(num1,den1,'s');
disp('Se ejecutó R2T1pp')
% -----
%FUNCION DE TRANSFERENCIA
%Entrada por rueda 2 Salida Aceleracion Vertical Bogie 1
R2X1pp; %prog que genera FUNCION DE TRANSFERENCIA
[A2,B2,C2,D2]=linmod('R2X1pp');
[num2,den2]=ss2tf(A2,B2,C2,D2);
R2X1pp=tf(num2,den2);
%printsys(num2,den2,'s');
disp('Se ejecutó R2X1pp')
% -----
%FUNCION DE TRANSFERENCIA
%Entrada por rueda 3 Salida Aceleracion Rotacional Bogie 1
R3T1pp;
[A3,B3,C3,D3]=linmod('R3T1pp');
[num3,den3]=ss2tf(A3,B3,C3,D3);
R3T1pp=tf(num3,den3);
%printsys(num3,den3,'s')
disp('Se ejecutó R3T1pp')
% -----
%FUNCION DE TRANSFERENCIA
%Entrada por rueda 3 Salida Aceleracion Vertical Bogie 1
R3X1pp;
[A4,B4,C4,D4]=linmod('R3X1pp');
[num4,den4]=ss2tf(A4,B4,C4,D4);
R3X1pp=tf(num4,den4);
%printsys(num4,den4,'s')
disp('Se ejecutó R3X1pp')
% -----
% altura o profundidad de la Falla
AA1=5;
%Longitud de la falla
CC1=10;

```

ANEXO NUMERO 3 (Continua)

```

% Numero de la rueda
RR=2;
% -----
figure(1)
plot (tout,DVB1R2R3,'m','LineWidth',1.85);
%title(['Profundidad o altura de la falla es de ',num2str(AA1),'
mm'];['Longitud de la falla es de ',num2str(CC1),' mm'])
grid on;
hold on;
xlabel('Recorrido sobre la vía [mm]');
ylabel('Profundidad o altura de la falla [mm] ');

figure(2)
plot (tout,drb1r2r3,'r','LineWidth',1.85);
title(['Profundidad o altura de la falla de ',num2str(AA1),' mm'])
%title(['Profundidad o altura de la falla es de ',num2str(AA1),'
mm'];['Longitud de la falla es de ',num2str(CC1),' mm'])
grid on;
hold on;
xlabel('Recorrido sobre la vía [mm]');
ylabel(['Desplazamiento Vertical del Bogie [mm]']);

figure(3)
plot (tout,AVB1R2R3,'k','LineWidth',0.05);
title(['Profundidad o altura de la falla de ',num2str(AA1),' mm'])
grid on;
hold on;
xlabel('Recorrido sobre la vía [mm]');
ylabel(['Velocidad Vertical de la Rueda ',num2str(RR),' [mm/s] ']);

figure(4)
plot (tout,ARB1R2R3,'b','LineWidth',0.15);
title(['Profundidad o altura de la falla de ',num2str(AA1),' mm'])
grid on;
hold on;
xlabel('Recorrido sobre la vía [mm]');
ylabel(['Aceleración Vertical de la Rueda ',num2str(RR),' [mm/s^2]
']);

```

ANEXO NUMERO 4

```

%
% Este programa se debe ejecutar despues del SIMO
% imprima las los desplazamientos y aceleraciones del BOGIE
% a traves de las funciones de tranferencias.

% me llaman                                     graficador2.m
% -----
% Desarrollado por:          Prof. Enrique Juan Limongi Estrada
%                           Departamento de Mecanica,
%                           Instituto Universitario de Tecnologia
%                           Region Capital, IUT RC,
%                           Caracas, Venezuela
% -----
% Con esto identificamos el titulo que corresponde
% para la generacion de las graficas de salida

%tipo='Cuspide';
%SIM0231Cuspide;

tipo='Resalte';
SIM0231Resalte;

%tipo='Senoidal';
%SIM0231Senoidal;
%t=tout;
% -----
figure(11)
%plot (t,DVB1R2R3(:,1),'m','LineWidth',2)
plot (t,DVB1R2R3(:,1),'g',...
      t,DVB1R2R3(:,2),'r');
title(['Comportamiento Dinámico del Bogie por Excitación tipo ', tipo
])
grid on;
hold on;
xlabel('Recorrido sobre la vía [mm]');
ylabel('Desplazamiento Vertical del Bogie [mm] ');

figure(12)
%plot (tout,DRB1R2R3,'r','LineWidth',1.85);
plot (t,DRB1R2R3(:,1),'g',...
      t,DRB1R2R3(:,2),'r');
title(['Comportamiento Dinámico del Bogie por Excitación tipo ', tipo
])
%title({'Profundidad o altura de la falla es de ',num2str(AA1),'
mm']...
grid on;
hold on;
xlabel('Recorrido sobre la vía [mm]');
ylabel(['Desplazamiento Rotacional del Bogie [rad]']);

figure(13)
%plot (tout,AVB1R2R3,'k','LineWidth',2);
plot (t,AVB1R2R3(:,1),'g',...
      t,AVB1R2R3(:,2),'r');
title(['Comportamiento Dinámico del Bogie por Excitación tipo ', tipo
])

```

ANEXO NUMERO 4 (Continua)

```
grid on;
hold on;
xlabel('Recorrido sobre la vía [mm]');
ylabel(['Aceleracion Vertical del Bogie [mm/s^2]']);

figure(14)
%plot (tout,ARB1R2R3,'b','LineWidth',2);
plot (t,ARB1R2R3(:,1),'g',...
      t,ARB1R2R3(:,2),'r');
title(['Comportamiento Dinámico del Bogie por Excitación tipo ', tipo
])
grid on;
hold on;
xlabel('Recorrido sobre la vía [mm]');
ylabel(['Aceleración Rotacional del Bogie [rad/s^2]']);
```