

EVALUACIÓN DE LA CONDICIÓN DE OPERACIÓN DE VEHÍCULOS FERROVIARIOS USANDO IDENTIFICACIÓN MODAL

EVALUATION OF OPERATING CONDITION OF RAILWAYS USING MODAL IDENTIFICATION

Ronald M. Martinod R., German R. Betancur G., Leonel F. Castañeda H.
Universidad EAFIT, Medellín (Colombia)

Resumen

El trabajo plantea el desarrollo de una metodología basada en análisis modal para la evaluación parámetros de estado de la suspensión de vehículos a la luz de normativa internacional. El Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial (GEMI) de la Universidad EAFIT, Medellín (Colombia), por medio de sus proyectos de investigación ha adquirido experiencia en el tema ferroviario, por lo tanto, la metodología es aplicada directamente a sistemas de transporte de este tipo, con el fin de evaluar el estado técnico a partir de sus parámetros físicos (inercia, rigidez y amortiguamiento).

Palabras clave: análisis modal, vehículo ferroviario, sistema de suspensión, seguridad de marcha, confort de pasajeros

Abstract

This paper presents the development of a methodology based on modal analysis to evaluate the state parameters of vehicles suspension under international standards. The Research Group of Industrial Maintenance (GEMI) of EAFIT University, Medellín (Colombia), through its research projects has gained experience in the railroad field, therefore the methodology is applied directly to passengers railway systems, in order to evaluate the technical state from its physical parameters (inertia, stiffness and damping).

Keywords: modal analysis, railway vehicle, suspension system, running safety, passengers comfort

Introducción

La industria regional invierte anualmente un amplio presupuesto en actividades afines al mantenimiento, generalmente dichas actividades se basan en mantenimiento programado, según

criterios definidos según periodos de tiempo ó cota de operación preestablecidos por el fabricante, el cual desconoce las condiciones de operación particulares del sistema. Esta problemática genera las siguientes situaciones: a) el sistema técnico es operado con fallas ocultas; o b) los componentes del

sistema son sometidos a procesos de mantenimiento innecesario. Ocasionando altos costos por pérdidas de productividad debido a la baja eficacia del mantenimiento y a la reducida disponibilidad del sistema técnico.

La Universidad EAFIT por medio del Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial (GEMI), ha decidido dar continuación a la serie de proyectos de investigación dirigidos a la innovación, a la ciencia y a la tecnología en el campo de sistemas ferroviarios. Es en esta dirección que, en el marco del presente trabajo, se plantea el desarrollo de un proceso para la evaluación de parámetros de estado en cuanto a la suspensión de vehículos, a través de análisis modal bajo condiciones normales de explotación.

En este documento se formula y aplica el desarrollo de la metodología para el análisis modal en sistemas ferroviarios, con el fin de definir los lineamientos de amortiguación del sistema. Para llevar a término los objetivos propuestos en el proyecto, es necesario realizar un conjunto de actividades, las cuales se sintetizan en los siguientes frentes de trabajo:

- Conceptualización acerca del análisis modal.
- Definición de las características del sistema ferroviario como del objeto de estudio.

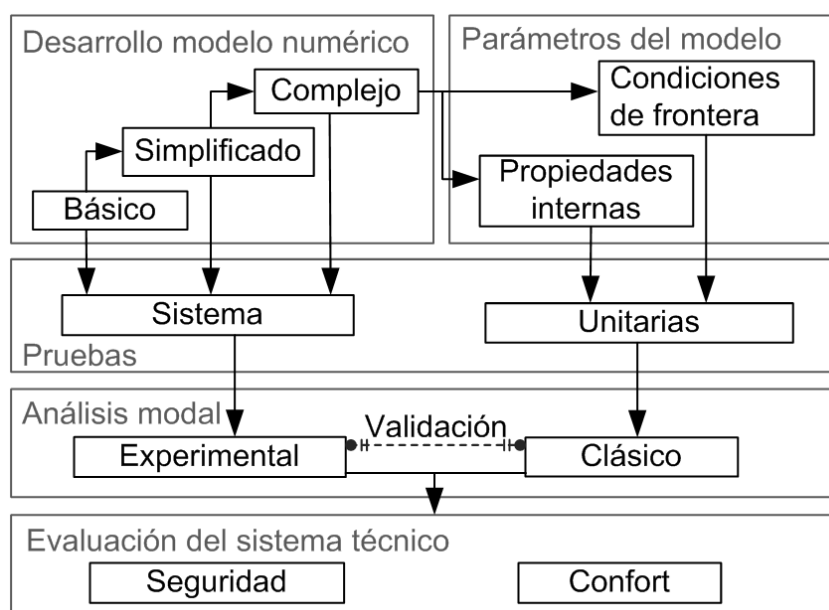
- Determinación de los criterios de seguridad y confort para la evaluación del sistema ferroviario
- Construcción del modelo numérico del sistema ferroviario.
- Desarrollo del caso de estudio.

La primera parte del trabajo presenta un desarrollo metodológico enfocado en predecir el comportamiento dinámico del sistema a través de sus parámetros; posteriormente relaciona de forma sistemática los fundamentos; luego, una descripción del sistema ferroviario como objeto de estudio, y construcción del modelo numérico que describe el sistema. Finalmente, se expone el desarrollo del caso de estudio.

Metodología propuesta

Se ha definido una metodología basada en un conjunto secuencial de procesos, enfocado en el empleo eficiente de recursos existentes en el medio regional (técnicos, humanos, infraestructura, entre otros). La metodología (Figura 1) se encuentra orientada a determinar el conjunto de parámetros dinámicos necesarios para definir correctamente un sistema vibratorio particular, empleando la respuesta transitoria del sistema debido a la perturbación de las fuentes de excitación existentes en condiciones de operación.

Figura 1. Esquema de la metodología propuesta



Conceptualización de análisis modal

Se basa en el hecho que la vibración de un sistema dinámico lineal invariante en el tiempo puede ser expresado como una combinación lineal de un conjunto de movimientos armónicos simples llamados formas naturales de vibración; concepto análogo al usado por la combinación de Fourier en ondas senosoidales para representar formas de ondas complejas (He & Fu, 2001). Los sistemas de ingeniería tienden a vibrar en una frecuencia particular y adoptar una forma geométrica específica. Esta frecuencia es denominada frecuencia natural Ω , y corresponde a una forma del movimiento (o razón de movimiento) de las partes del sistema denominado forma modal ψ (De Silva, 2007).

La forma del modo puede ser descrita matemáticamente por cantidades reales o complejas, cada una corresponde a una frecuencia natural. El grado de participación de cada modo natural en la vibración resultante del sistema está determinada por dos propiedades: fuente de excitación y formas modales (He & Fu, 2001).

El desarrollo matemático de vectores propios es un método comúnmente utilizado en ingeniería, con particular importancia en el análisis modal. La solución de un problema de valores propios tiene importante significado físico en la dinámica de sistemas (He & Fu, 2001). El método consiste en llevar la expresión general de movimiento

$$[M]\ddot{q} + [C]\dot{q} + [K]q = f(t) \quad (1)$$

a una forma común para el campo de álgebra lineal, es decir, una matriz cuadrada $[A]$ de números reales con tamaño $n \times n$, que posee sus vectores propios λ_r y sus correspondientes vectores propios $\{\phi\}_r$ ($r = 1, 2, \dots, n$), donde la matriz de vectores propios puede ser expresada de la forma

$$[\Psi] = \text{diag}[\{\phi\}_1, \{\phi\}_2, \dots, \{\phi\}_n], \quad (2)$$

para todo el rango de la matriz $[A]$, la única solución que satisface que existan los valores propios λ_r y sus correspondientes vectores propios no-nulos $\{\phi\}_r$ es si

$$[A] \{\phi\}_r = \lambda_r \{\phi\}_r. \quad (3)$$

Dado que el sistema matricial $[A]$ representa un sistema estructural, la raíz cuadrada de los valores propios son las frecuencias naturales, y los vectores propios se conocen como la representación de las formas modales del sistema (He & Fu, 2001).

El problema de hallar los vectores propios se resuelve simplemente encontrando los valores propios, y substituyendo el valor propio encontrado en la Ecuación (3) para determinar la no trivialidad de las soluciones del vector $\{\phi\}_r$ (He & Fu, 2001).

Para un sistema estructuras de múltiples grados de libertad (MDOF) con matriz de masa $[M]$ y matriz de rigidez $[K]$, el problema de valores propios derivado de las ecuaciones diferenciales de movimiento es

$$[K] \{\phi\} = \lambda [M] \{\phi\}. \quad (4)$$

Descripción del objeto de estudio

La metodología se aplica a un vehículo de pasajeros perteneciente a la flota de vehículos de la empresa Metro de Medellín, empresa operadora de un sistema ferroviario tipo tren de cercanías (Toro, 2006).

El Metro de Medellín posee 42 unidades, cada unidad vehicular está compuesta por tres (3) coches (Figura 2). La estructura de cada unidad está formada por dos coches motores en los extremos, y un coche remolque intermedio sin accionamiento.

Cada coche posee dos (2) *bogies* (Figura 3), cada *bogie* se encuentra apoyado sobre dos (2) conjuntos eje-rueda; por lo tanto, cada coche posee una suspensión de dos (2) etapas (Palacio, 2006): primaria y secundaria. La suspensión primaria se encuentra entre el conjunto eje-rueda y el *bogie*; la suspensión secundaria se encuentra entre el *bogie* y la caja de pasajeros.

Los coches tipo motor poseen ejes accionados por motores de corriente continua dispuestos transversalmente y suspendidos parcialmente sobre el eje montado y una suspensión elástica conectada al bastidor del *bogie* (Hecht y Siegmann 1998).

Figura 2. Unidad vehicular



Criterios de evaluación del objeto de estudio

El comportamiento en marcha está definido por las características dinámicas del sistema y debe considerar la interacción vehículo-vía (CEN, 2005). El comportamiento en marcha es una descripción general que enmarca los siguientes aspectos (Iwnicki, 2006):

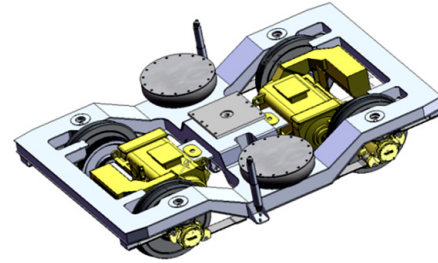
- a) Seguridad en viaje: el criterio es respetado si el vehículo es estable.
- b) Características de marcha: confort en marcha, evalúa la influencia del vehículo en el cuerpo humano.

Seguridad en viaje - estabilidad

La estabilidad es un problema dinámico importante para vehículos para determinar la máxima velocidad de marcha en operación, V . La inestabilidad de un vehículo debe ser evitada en el rango de velocidad de operación normal, de lo contrario se presentará un efecto acentuado de oscilación ω , que genera un comportamiento dinámico negativo, hasta el punto que puede ocasionar descarrilamiento (Zeng & Wu, 2004).

Un vehículo debe poseer el amortiguamiento ajustado para controlar el comportamiento en una velocidad inferior a la velocidad crítica, V_{cr} (Dukkipati, 2000). La velocidad crítica está definida como el valor de velocidad de marcha, por sobre la cual, el vehículo adquiere inestabilidad y la amplitud de las oscilaciones cinemáticas son severas (AEA, 2006).

El valor de V_{cr} debe ser superior a la velocidad de marcha en operación, $V_{cr} > V$ (Wickens, 2003), para las diferentes condiciones rueda-riel y las condiciones

Figura 3. Configuración geométrica de un *bogie* motor

de suspensión. La estabilidad debe ser determinada mediante pruebas y simulación (AEA, 2006).

El comportamiento del vehículo puede ser estable o inestable dependiendo de las condiciones de suspensión (AEA, 2006), en términos de la razón de amortiguación δ , se define:

- a) Límite de alerta: $\delta_{lim} = 5\%$, un vehículo se considera estable si posee un mínimo de 5% a 10% de amortiguación, de lo contrario puede denominarse insatisfactorio (Iwnicki, 2006; AEA, 2006).
- b) Límite de alarma: $\delta_{lim} = 0\%$, un sistema con un valor de amortiguamiento δ negativo, implica que el sistema de amortiguación no disipa energía de vibración, por el contrario, el sistema se auto-excita, generando inestabilidad (Possel, *et al.*, 1960; Wickens, 2003; Shabana, *et al.*, 2008).

Características de marcha - confort

El confort en marcha caracteriza el bienestar de los pasajeros en relación con las vibraciones mecánicas, es así que toma en consideración las características fisiológicas del cuerpo humano. La forma en que el cuerpo humano experimenta el confort en marcha difiere dependiendo de la frecuencia ω , y de la amplitud de las vibraciones (Iwnicki, 2006).

Diferentes clases de transporte tienen diferentes características de marcha. Para sistemas ferroviarios, la oscilación transversal es tan importante como la vertical (*bounce*). El comportamiento vertical puede ser considerado separadamente del transversal y el balanceo, debido a que son comportamientos oscilatorios independientes; el comportamiento transversal y el balanceo pueden ser considerados conjuntamente porque tienen elementos de dependencia (AEA, 2006).

Existen normas internacionales relacionadas con la exposición humana a la vibración, donde identifican cuatro (4) efectos principales (BS 6841, 1987; ISO 2631-1, 2001):

- Degradación: daño físico y deterioro psicológico.
- Deficiencia motriz: reducción de la habilidad motora en tareas definidas.
- Deficiencia del confort: irritación asociado con niveles relativamente bajos.
- Mareo.

Las condiciones desfavorables que van en detrimento del confort de pasajeros son:

- Límite Insatisfactorio: $\delta_{lim} = 5\%$, valores inferiores a 5% de amortiguación son definidos como insatisfactorios para los pasajeros (AEA, 2006), establece este valor como amortiguación crítica y determina una percepción positiva de los pasajeros.
- Rango de frecuencia deficiente: $\omega = [8, 10]$ Hz, el cuerpo humano es sensible a aceleraciones verticales en este rango (ISO 2631-1). Frecuencias $\omega \approx 10$ Hz, ocasionan oscilaciones excesivas en galope (*bounce*), causando significativa deficiencia de confort (Iwnicki, 2006).
- La frecuencia de oscilación de balanceo con pivote bajo (*lower roll*) debe ser superior a 0.5 Hz, $\omega > 0.5$ Hz, de lo contrario existe riesgo de producir un movimiento que genera náuseas para los pasajeros (Iwnicki, 2006).
- Baja amortiguación, o aún, la inestabilidad del sistema.
- Resonancia de los componentes del vehículo con excitación periódica.

Figura 4. Excitación manual caja de pasajeros



Análisis modal experimental

En el análisis modal experimental los parámetros modales son hallados por medio de pruebas físicas por vías diferentes a procesos analíticos (Brüel & Kjær, 2010). El análisis modal experimental es realizado a partir de un conjunto de pruebas basadas en la perturbación (Figura 4) y medición de respuesta del sistema, según la teoría de análisis modal clásico.

Para obtener la mejor captura de las señales en los transductores (acelerómetros), se han ubicado en los extremos del coche (Figura 5), colineales al plano longitudinal del la caja de pasajeros. Se determina una frecuencia de muestreo mínima de 50 Hz. El esquema de adquisición de datos debe incluir un filtro anti-alias configurado a dos veces la frecuencia de muestreo.

El conjunto de señales capturadas (Figura 6) son transformadas al dominio de la frecuencia, por medio de la algoritmia Transformada Rápida de Fourier (FFT), (Figura 7), para obtener las frecuencias características de la caja de pasajeros, hallando la correspondiente forma modal de vibración (De Silva, 2007).

Figura 5. Instrumentación caja de pasajeros



Figura 6. Señales, dominio del tiempo

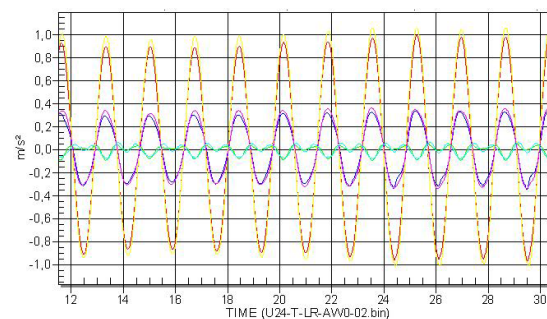
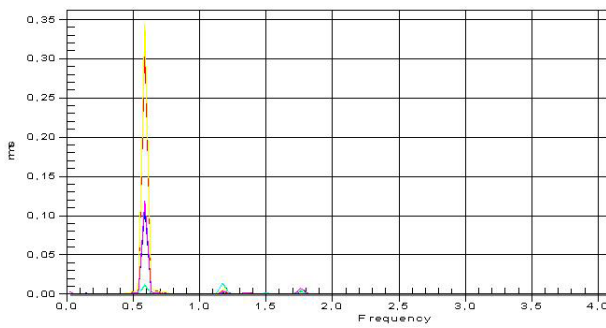


Figura 7. Señales, dominio de la frecuencia



La tabla 1 presenta el resumen de las frecuencias características determinadas experimentalmente.

Tabla 1. Resultados del análisis modal experimental

Forma modal	Frecuencia, ω [Hz]
Balanceo bajo (<i>lower roll</i>)	0.80
Galope (<i>bounce</i>)	1.47
Serpenteo (<i>yaw</i>)	1.50
Cabeceo (<i>pitch</i>)	2.10

Desarrollo del modelo numérico

El modelado de sistemas dinámicos a partir de ecuaciones matemáticas que describen el sentido físico del sistema en general, se ha vuelto una herramienta necesaria para el diseño y diagnóstico de todo tipo de máquinas en la ingeniería aplicada (Genta, 2009).

Los experimentos numéricos son una fuente válida de los datos necesarios para poner a prueba metodologías formuladas (Uhl, 2006). Estos experimentos simulan la respuesta del sistema, representada por modelos multi-cuerpo. Recientes avances en el campo de la mecánica computacional y métodos numéricos son directamente aplicables al análisis de la mecánica no-lineal de sistemas mecánicos (Shabana, Zaazaa & Sugiyama, 2008).

Es necesario expresar la matriz de rigidez de un resorte axial para describir el comportamiento de las fuerzas y momentos que genera sobre el centro de masa en un cuerpo rígido. Luego, se debe realizar una transformación lineal rígida del centro de masa, a cada fuerza de conexión que actúa en el del cuerpo.

Se debe entonces, hallar una matriz de transformación que permita transformar el comportamiento dinámico del centro de masa de cada cuerpo, en términos del desplazamiento del punto de conexión perteneciente a dicho cuerpo; se parte de la definición del vector desplazamiento para un punto de un cuerpo rígido entre las posiciones 1 y 2 (Figura 8)

$$\mathbf{d}_p = \mathbf{r}_{p2} - \mathbf{r}_{p1}, \quad (5)$$

$$\mathbf{d}_p = (\mathbf{r}_{o2} + \mathbf{R}_2^T \bar{\mathbf{r}}_{p/o}) - (\mathbf{r}_{o1} + \mathbf{R}_1^T \bar{\mathbf{r}}_{p/o}),$$

donde R es la matriz de rotación entre el sistema de referencia local y global $\bar{\mathbf{r}}_{p/o}$, y es el vector del punto p respecto al punto O en el sistema local de referencia (Shabana y Zaazaa, 2001).

Es posible considerar la orientación inicial del sistema de referencia local la misma del sistema global, permitiendo definir la matriz de rotación inicial con la matriz identidad, $\mathbf{R} = \mathbf{I}$,

$$\mathbf{d}_p = (\mathbf{r}_{o2} + \mathbf{R}_2^T \bar{\mathbf{r}}_{p/o}) - (\mathbf{r}_{o1} + \bar{\mathbf{r}}_{p/o}), \quad (6)$$

$$\mathbf{d}_p = \mathbf{r}_{o2} + \mathbf{R}_2^T \bar{\mathbf{r}}_{p/o} - \mathbf{r}_{o1} - \bar{\mathbf{r}}_{p/o}.$$

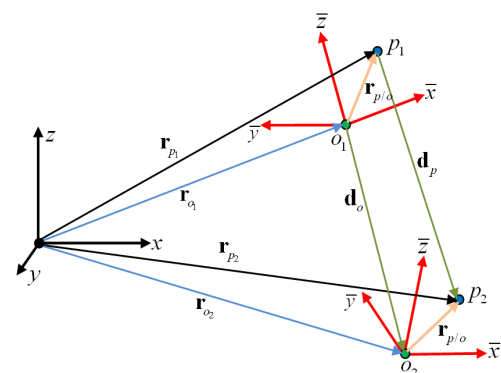
Si el desplazamiento de cuerpo rígido en el eje global x, se identifica mediante $\mathbf{d}_o$,

$$\mathbf{d}_p = \mathbf{d}_o + (\mathbf{R}_2^T - \mathbf{I}) \bar{\mathbf{r}}_{p/o}, \quad (7)$$

expandiendo las matrices se tiene

$$\begin{bmatrix} u_p \\ v_p \\ w_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u_o \\ v_o \\ w_o \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (\cos \varphi_{xx} - 1) \bar{x}_{p/o} + \cos \varphi_{yx} \bar{y}_{p/o} + \cos \varphi_{zx} \bar{z}_{p/o} \\ \cos \varphi_{xy} \bar{x}_{p/o} + (\cos \varphi_{yy} - 1) \bar{y}_{p/o} + \cos \varphi_{zy} \bar{z}_{p/o} \\ \cos \varphi_{xz} \bar{x}_{p/o} + \cos \varphi_{yz} \bar{y}_{p/o} + (\cos \varphi_{zz} - 1) \bar{z}_{p/o} \end{bmatrix}$$

Figura 8. Modelo computacional complejo



Se establece la construcción sistemática de una serie de tres (3) modelos numéricos basados en la teoría multi-cuerpo:

- a) Modelo sintético
- b) Modelo simplificado
- c) Modelo complejo

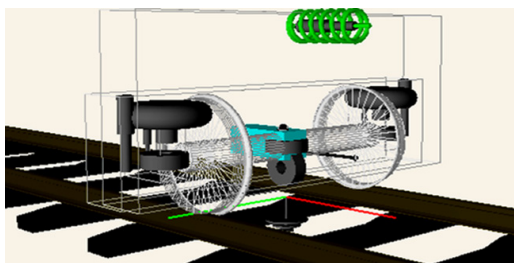
El primer modelo numérico que se plantea desarrollar es un modelo básico, abstracción de $\frac{1}{4}$ de coche (Figura 9.a), modelo sencillo con un número limitado de grados de libertad (gdl), 32 DOF, necesario para

estimar las repuestas generales del sistema técnico a analizar.

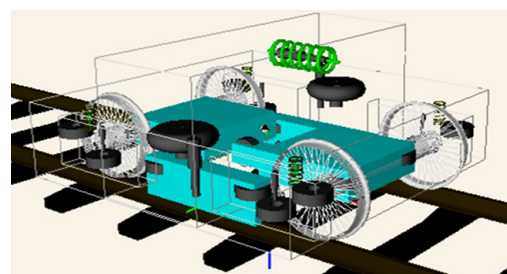
A partir del modelo básico se construye el modelo simplificado, representación de $\frac{1}{2}$ coche (Figura 9.b), posee mayor complejidad, por lo tanto mayor número de gdl (63 gdl), y una respuesta más característica del sistema.

El tercer modelo es un modelo complejo (Figura 9.c), describe con detalle el sistema (120 gdl) y pueden ser obtenidos la totalidad de la respuesta del sistema.

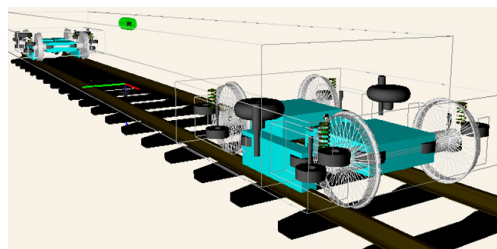
Figura 9. Representación geométrica de los modelos computacionales



a. Modelo sintético



b. Modelo simplificado



c. Modelo complejo

Validación de los modelos numéricos

Se desarrolla el planteamiento matemático de vectores propios para los modelos numéricos establecidos. Los resultados de la frecuencia natural Ω , obtenidos

mediante la simulación numérica son presentados junto al resultado experimental precedente (tabla 2).

Los valores de la frecuencia natural obtenidos mediante el análisis modal experimental se establecen

Tabla 2. Frecuencia natural Ω , caja de pasajeros

Forma modal	Frecuencia Natural, Ω [Hz]			
	Experimental	Modelos Numéricos		
		Sintético	Simplificado	Complejo
Balanceo bajo	0.800	0.784	0.795	0.795
Galope	1.470	1.463	1.471	1.471
Balanceo alto	1.800	1.828	1.842	1.842
Serpenteo	1.683	--	--	1.676
Cabeceo	2.100	--	--	2.086

como los valores de referencia del sistema físico. En consecuencia, es posible obtener un cálculo del error de estimación ξ , de la frecuencia natural hallada en los diferentes análisis (Tabla 3).

El análisis mediante la simulación numérica posee valores, los cuales son valores de desviación adecuados para el planteamiento del alcance del trabajo.

Tabla 3. Error de estimación ξ , para diferentes modelos

Forma modal	Error, ξ [%]		
	Sintético	Simplificado	Complejo
Balanceo bajo	2.00	0.63	0.63
Galope	0.48	0.07	0.07
Balanceo alto	1.56	2.33	2.33
Serpenteo	--	--	0.42
Cabeceo	--	--	0.67

Estudio de la suspensión del vehículo

La amortiguación a la oscilación vertical secundaria del coche se realiza por medio de amortiguadores hidráulicos. En el caso de los vehículos de pasajeros del Metro de Medellín, los amortiguadores hidráulicos son elementos fabricados por *Sachs Bogie* (actualmente *ZF Sachs*) bajo la referencia 1-0280-50-394-1 (Klauser, 2008).

Se establece el estudio del comportamiento del vehículo en términos de seguridad y confort según influencia del amortiguador vertical de la suspensión secundaria (Figura 10). Cada *bogie* posee dos (2) amortiguadores de este tipo.

Este componente fue caracterizado por medio de un conjunto de pruebas físicas de laboratorio (Figura 11. Prueba de caracterización amortiguador vertical secundario), usando una máquina de prueba de carga tri-axial. El método de la prueba requiere aplicar una excitación de desplazamiento cíclico (senosoidal) en rangos de frecuencia y amplitudes pico-a-pico. La prueba se realizó según las directrices y parámetro establecidos en el plan de pruebas diseñado expresamente para este tipo de elemento (Klauser, 2006).

Los valores obtenidos de la caracterización del elemento se registran como propiedad nominal. A partir de la propiedad nominal se establecen cuatro (4) conjuntos de propiedades hipotéticas que representan diferentes niveles de estados técnicos del componente, simulando una degradación progresiva de la propiedad amortiguante del elemento Figura 12.

Figura 10. Ubicación del amortiguador vertical secundario

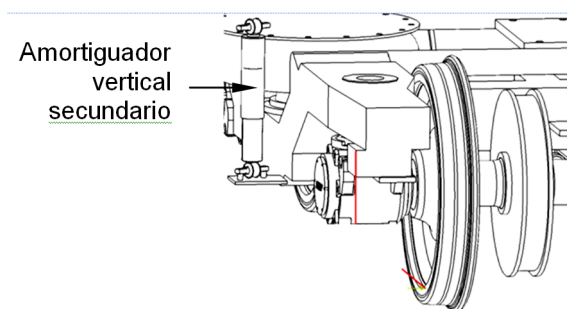


Figura 11. Prueba de caracterización amortiguador vertical secundario

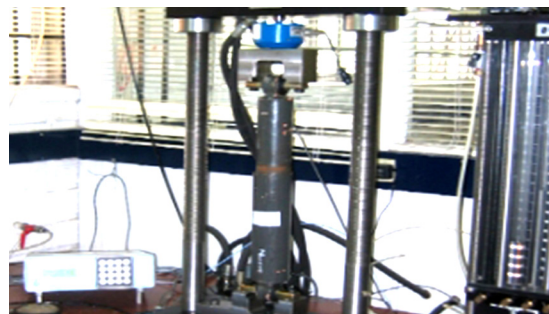
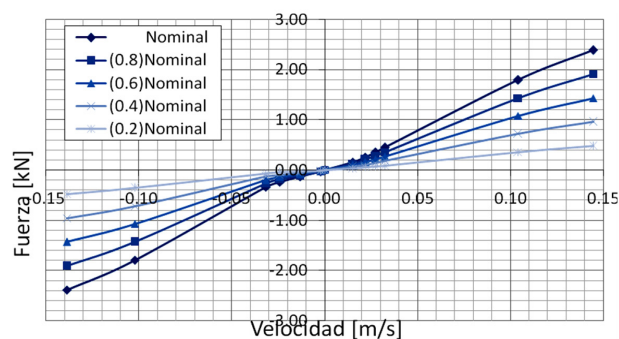


Figura 12. Valores del amortiguador



Se desarrolla un conjunto de simulaciones con el modelo numérico de vehículo, variando las propiedades del amortiguador secundario (emulando un proceso gradual de degradación del elemento), y resolviendo el sistema por medio del método matemático de vectores propios.

Discusión de resultados

Los valores de frecuencia natural Ω del vehículo, son obtenidos en cada una de las formas modales (galope, cabeceo, serpenteo y balanceo), estos resultados son expuestos (figura 13), a partir de las cuales se extraen las siguientes relaciones características:

- Existe una marcada influencia del estado del amortiguador en la respuesta en frecuencia natural Ω del vehículo, para las diferentes formas modales; a excepción de la forma modal en dirección transversal (serpenteo), esta forma modal es totalmente independiente del estado del amortiguador.
- Existe una marcada influencia de la velocidad de marcha del vehículo en la frecuencia natural Ω . A excepción de las formas modales en dirección vertical (galope y cabeceo); estas formas registran comportamiento estable frente a la velocidad de marcha.
- La forma modal a galope (*bounce*) presenta dos características particulares: una marcada variación de la frecuencia respecto al estado del amortiguador, y un alto grado de independencia de la frecuencia respecto a la velocidad de marcha del vehículo. Estas características permiten definir

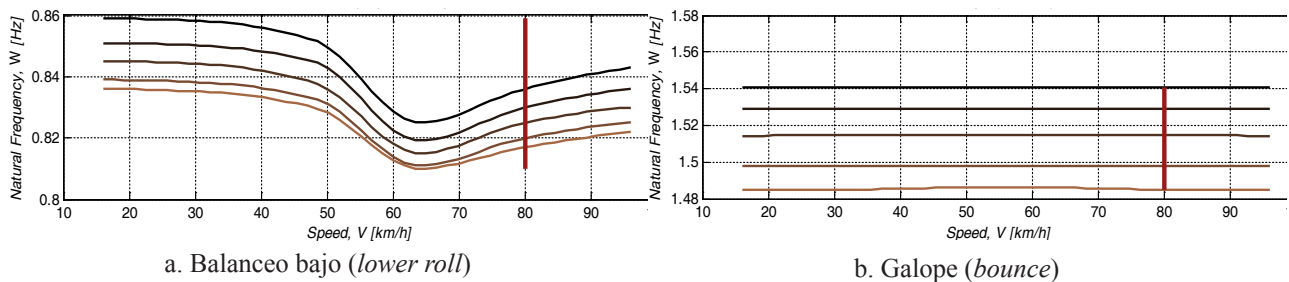
que la forma modal a galope (*bounce*) es adecuada para realizar un Análisis Modal en Operación (OMA) con el fin de hallar eficazmente el estado técnico del amortiguador vertical secundario. El procedimiento OMA no se encuentra dentro de los objetivos y alcance del presente trabajo, por lo tanto, su planteamiento obedece a un futuro estudio.

Se obtienen los valores correspondientes a la razón de amortiguamiento δ (Figura 14). El estado técnico del amortiguador incide directamente en δ . Se observa un conjunto de relaciones análogas a las identificadas en los resultados de frecuencia natural Ω .

Los valores registrados son inferiores a un comportamiento característico de sistemas ferroviarios, debido que el modelo numérico del vehículo posee un modelo básico de balona¹ en dirección vertical, compuesto únicamente por la rigidez neumática y el resorte auxiliar en serie; no contempla los cambios en la sección transversal del orificio neumático que origina amortiguación. Los valores típicos ferroviarios para la razón de amortiguamiento en todas las formas de oscilación están contenidos en el rango $\delta=[15,30]\%$, sin embargo, los valores obtenidos mediante el modelo numérico se encuentran un rango inferior $\delta=[5,12]\%$.

La velocidad de diseño de vía es 80km/h, por lo tanto, los valores registrados de frecuencia natural Ω y razón de amortiguamiento δ , asociados a tramos deben corresponder a los registrados en la velocidad de marcha máxima de operación del vehículo.

Figura 13. Resultados de la frecuencia natural Ω , para cada una de las formas modales



¹ Balona (*air spring*): resorte neumático, elemento comúnmente usado en el diseño del mecanismo de la suspensión secundaria de vehículos ferroviarios de pasajeros.

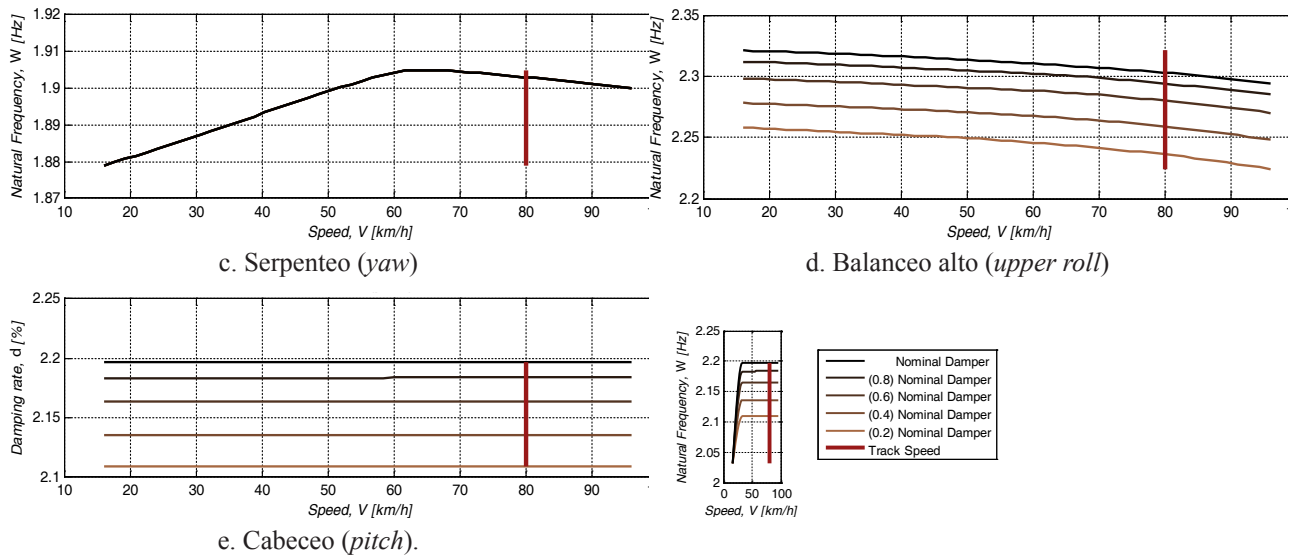


Figura 14. Resultados de la razón de amortiguamiento δ , para cada una de las formas modales

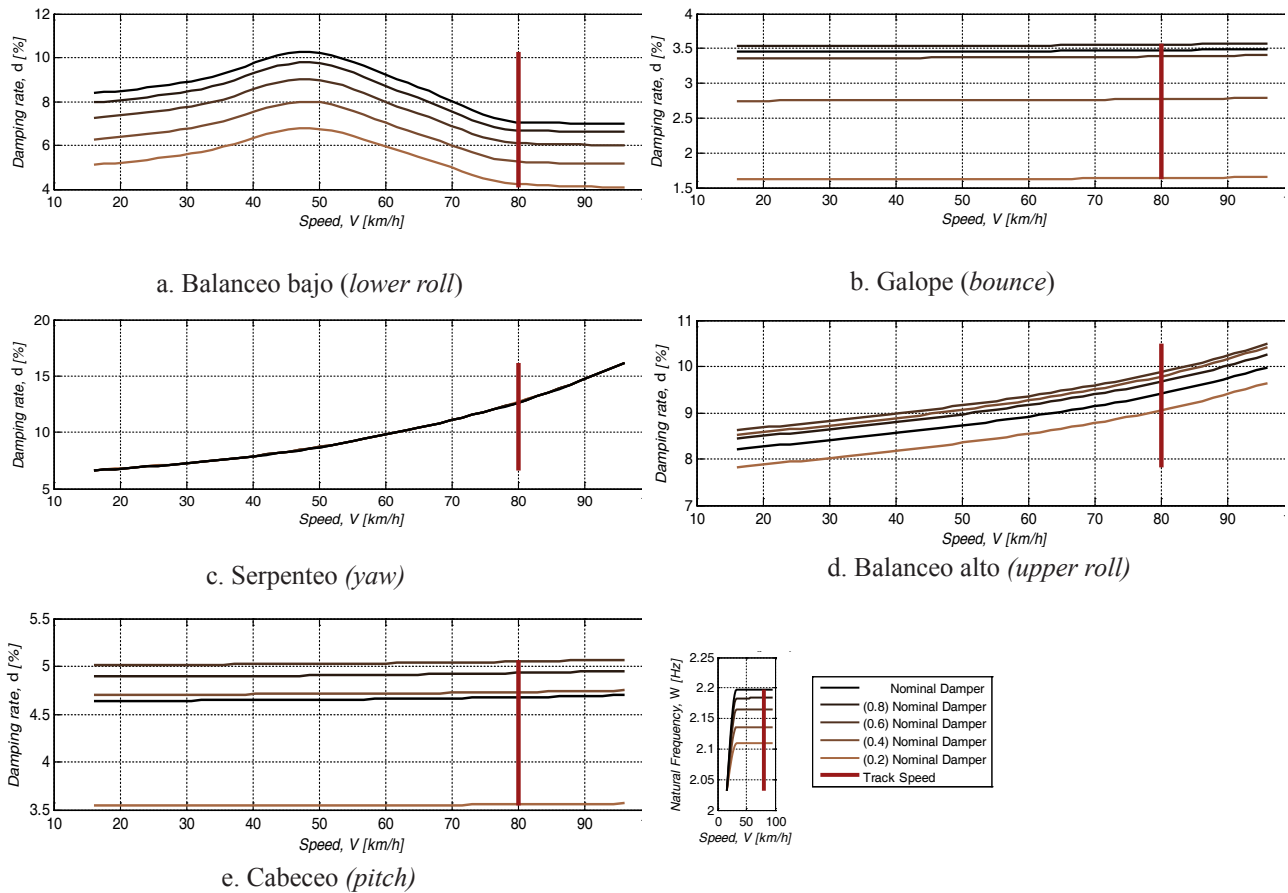
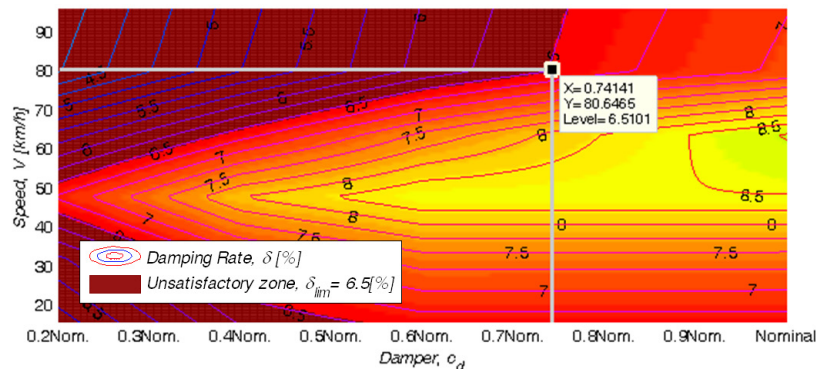


Figura 15. Diagrama de estabilidad



Conclusiones

El análisis modal es una herramienta apta para establecer las propiedades mínimas de los componentes de suspensión de sistemas vehiculares ferroviarios considerando las condiciones de operación particulares del sistema, de manera tal que operen según la normativa internacional.

Los amortiguadores de la suspensión secundaria poseen alto grado de dependencia frente a los criterios de seguridad en marcha y confort de pasajeros.

Se analiza la evaluación de seguridad del sistema bajo las distintas propiedades de amortiguación del elemento de la suspensión secundaria, obteniendo:

- En ningún caso, los valores de la razón de amortiguamiento δ son inferiores al límite de alarma ($\delta_{lim} = 0 \%$), para las distintas formas modales. El estado técnico del amortiguador secundario no genera condiciones dinámicas en el vehículo tal que produzca fenómeno inminente de inestabilidad en marcha (descarrilamiento).
- En las formas modales en dirección vertical (galope y cabeceo), los valores de la razón de amortiguamiento δ se encuentran en la zona bajo el límite de alerta ($\delta_{lim} = 5 \%$) el cual define la respuesta dinámica como insatisfactoria. Este comportamiento es originado por el modelo

básico de balona en dirección vertical, el cual resta propiedades de amortiguación en dicha dirección.

Con base en las formas modales en dirección transversal (balanceo bajo, balanceo alto y serpenteo) se construye el diagrama de estabilidad en marcha del vehículo (Figura 15. Diagrama de estabilidad), tiene definido un valor límite conservador, $\delta_{lim} = 6.5 \%$, el cual posee un Factor de Seguridad 1.3, respecto al valor límite de alerta.

El diagrama de estabilidad considera la velocidad de marcha en condiciones de operación del vehículo en el tramo de vía (80km/h), obteniendo que el elemento de suspensión debe poseer una propiedad superior a 0.74 el valor nominal. Es decir, el estudio de estabilidad en marcha no recomienda la operación del vehículo con amortiguadores verticales secundarios con un deterioro superior a 26% del valor nominal.

Se obtiene el siguiente análisis de la evaluación de confort:

En todas las formas modales (a excepción de galope y cabeceo, debido modelo básico de balona en dirección vertical), los valores de la razón de amortiguamiento δ se encuentran en la zona percepción positiva de los pasajeros.

Referencias

- AEA, Atomic Energy Authority (2006). Introduction to rail vehicles dynamics. Course notes. United Kingdom, pp. 304.
- BS 6841, British Standard (1987). Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock, pp. 24.
- Brüel & Kjær (2010). Pulse analyzers & solutions. Product catalogue. Version 18. Standard and Light Versions. Denmark, pp. 70.
- CEN EN 14363 Comité Européen de Normalisation (2005). Railway applications – testing for acceptance of running characteristics of railway vehicles – testing of running behaviour and stationary test. Brussels, pp. 115.
- De Silva, C. (2007). Vibration, fundamentals and practice. Taylor & Francis Group. Second edition. USA. ISBN: 0-8493-1987-0, pp. 1036.
- Dukkipati, R. (2000). Lateral stability analysis of a railway truck on roller rig, mechanism and machine theory. School of Engineering. Fairfield University. Fairfield, pp. 16.
- Genta, G. (2009). Vibration dynamics and control. Springer Science Business. ISBN: 978-0-387-79579-9. Torino, pp. 806.
- He, Jimin & Fu, Zhi-Fang. (2001). Modal analysis. Butterworth - Heinemann. Great Britain, ISBN: 0-7506-5079-6, pp. 291.
- Hecht, M. y Siegmann H. (1998). Mediciones experimentales de esfuerzos dinámicos en marcha 1997. Metro de Medellín. Universidad Técnica de Berlín, pp. 54.
- ISO 2631-1 International Standards Organization (2001). Mechanical vibration and shock – evaluations of human exposure to whole body vibration. Part 4. Guidelines for the evaluation of the effects of vibration and rotational motion on passengers and crew comfort of fixed guideway transport systems, pp. 38.
- Iwniki, S. (2006). Handbook of railway vehicle dynamics. Taylor & Francis Group. USA. ISBN-10: 0-8493-3321, pp. 535.
- Klauser, P. (2006). Test plan for characterization of secondary vertical damper. Technical Report, document No. 06.205 TP.02. Rev. B, Lockport, Illinois, pp. 37.
- Palacio, M. (2006). Implementación de la Norma IUC518 en vehículos de pasajeros para el metro de Medellín, con énfasis en el análisis de ruido emitido por los vehículos. Tesis de Maestría, Universidad EAFIT. Medellín, pp. 95.
- Possel, R., Beautefoy, J. & Matsudaira, T. (1960). Papers awarded prizes in the competition sponsored by office of research and experiment. ORE Report of International Union of Railways. RP2/SVA-C9, pp. 35.
- Shabana, A. & Zaazaa, K. (2001). Computational dynamics. John Wiley & Sons. USA. ISBN 0-471-37144-0, pp. 497.
- Shabana, A., Zaazaa, K. & Sugiyama, H. (2008) Railroad vehicle dynamics a computational approach. CRC Press. Taylor & Francis Group. USA. ISBN 13: 978-1-4200-4581-9, pp. 343.
- Toro, R. (2006) Implementación de la Norma UIC 518 en vehículos de pasajeros para el metro de Medellín con énfasis en la vía permanente. Tesis de Maestría, Universidad EAFIT. Medellín, pp. 101.
- Uhl, T. & Kurowski, P. (2006). Vioma user's guide, University of Mining and Metallurgy. Cracovia, Polonia. pp. 57.
- Wickens, A. (2003). Fundamentals of rail vehicle dynamics. En: Guidance and Stability. Swets & Zeitlinger. ISBN: 90-265-1946-X, pp. 286.
- Zeng, J. & Wu, P. (2004). Stability analysis of high speed vehicles. En: JSME International Journal. (04-5010). Series C. Vol. 47. N°. 2, pp. 7.

Sobre los autores

Ronald M. Martinod R.

Magister en ingeniería. Docente y miembro del Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial (GEMI) de la Universidad EAFIT. Carrera 49 N° 7 Sur - 50 Ofc. 14-203, Medellín (Colombia). rmartino@eafit.edu.co

German René Betancur Giraldo

Magister en ingeniería. Asistente de Investigación del Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial

(GEMI) de la Universidad EAFIT. Carrera 49 N° 7 Sur - 50 Ofc. 14-203, Medellín (Colombia). gbetanc4@eafit.edu.co

Leonel Francisco Castañeda Heredia

Ph.D. in Technical Sciences. Docente y miembro del Grupo de Estudios en Mantenimiento Industrial (GEMI) de la Universidad EAFIT. Carrera 49 N° 7 Sur - 50 of. 14-203, Medellín (Colombia). lcasta@eafit.edu.co

Los puntos de vista expresados en este artículo no reflejan necesariamente la opinión de la Asociación Colombiana de Facultades de Ingeniería.