

# Comparación de la emisión de vibraciones y ruido de ruedas ferroviarias elásticas y monobloque en líneas de metro

*B. Suarez, J. A. Chover, P. Rodriguez y J. Blanquer*

Las ruedas de ferrocarril con avanzado estado de desgaste o poligonalización pueden ser una fuente transmisora de ruidos y vibraciones, lo que supone un serio inconveniente para los vecinos próximos a la línea ferroviaria. Se han adoptado distintas soluciones para mitigar este efecto, entre las que las ruedas elásticas desempeñan un papel importante. Las ruedas elásticas convencionales presentan un anillo de goma, en forma de V, que se encuentra ligeramente comprimido entre el cubo y la banda de rodadura, construidos en acero. Esta capa elástica favorece la supresión del ruido y vibraciones transmitidos, al tiempo que reduce los impactos sobre la vía. En este estudio se ha valorado la eficacia de las ruedas elásticas en líneas metropolitanas, comparándolas con las ruedas monobloque. Se ha utilizado para ello el método de los elementos finitos. Se han llevado a cabo diversas simulaciones para estudiar el comportamiento vibratorio de las ruedas elásticas y monobloque, incluyendo análisis modal, respuesta en frecuencia y análisis de vibraciones estocásticas.

*Esta es una versión electrónica de un artículo publicado en las Actas del III Congreso Nacional de Innovación Ferroviaria, Santa Cruz de Tenerife, España, 17-18 Mayo, 2007.*

***Para citar este artículo, hacer referencia al artículo publicado:***

***B. Suarez, J. A. Chover, P. Rodriguez y J. Blanquer, Comparación de la emisión de vibraciones y ruido de ruedas ferroviarias elásticas y monobloque en líneas de metro. Actas del III Congreso Nacional de Innovación Ferroviaria, Santa Cruz de Tenerife, España, 17-18 Mayo, 2007.***

## Comparación de la emisión de vibraciones y ruido de ruedas ferroviarias elásticas y monobloque en líneas de metro

B. Suarez<sup>1</sup>, J. A. Chover<sup>1</sup>, P. Rodriguez<sup>1</sup>, J. Blanquer<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Centro de Investigación en Tecnologías Ferroviarias, Madrid, España,  
<sup>2</sup>Metro de Madrid, Madrid, España

### Resumen

Las ruedas de ferrocarril con avanzado estado de desgaste o poligonalización pueden ser una fuente transmisora de ruidos y vibraciones, lo que supone un serio inconveniente para los vecinos próximos a la línea ferroviaria. Se han adoptado distintas soluciones para mitigar este efecto, entre las que las ruedas elásticas desempeñan un papel importante.

Las ruedas elásticas convencionales presentan un anillo de goma, en forma de V, que se encuentra ligeramente comprimido entre el cubo y la banda de rodadura, construidos en acero. Esta capa elástica favorece la supresión del ruido y vibraciones transmitidos, al tiempo que reduce los impactos sobre la vía.

En este estudio se ha valorado la eficacia de las ruedas elásticas en líneas metropolitanas, comparándolas con las ruedas monobloque. Se ha utilizado para ello el método de los elementos finitos. Se han llevado a cabo diversas simulaciones para estudiar el comportamiento vibratorio de las ruedas elásticas y monobloque, incluyendo análisis modal, respuesta en frecuencia y análisis de vibraciones estocásticas.

### 1. Introducción

#### Características de las ruedas elásticas

Las ruedas de ferrocarril con avanzado estado de desgaste o poligonalización pueden ser una fuente transmisora de ruidos y vibraciones, lo que supone un serio inconveniente para los vecinos próximos a la línea ferroviaria [6]. Entre las distintas medidas constructivas adoptadas para mitigar este efecto, las ruedas elásticas desempeñan un papel importante.

Las ruedas elásticas convencionales presentan un anillo de goma, en forma de V, que se encuentra ligeramente comprimido entre el cubo y la banda de rodadura, construidos en acero [9]. Esta capa elástica favorece la supresión del ruido y vibraciones transmitidos, al tiempo que reduce los impactos sobre la vía. También favorece la transmisión elástica de los esfuerzos de tracción y frenado, y contribuye a disminuir el desgaste de la rueda y del carril, incrementando la vida de servicio de la rueda. Estas características hacen que las ruedas elásticas resulten especialmente apropiadas para su utilización en el transporte masivo urbano y suburbano.

Se diseñaron inicialmente para sistemas de tráfico ligero, como el tranvía, [1] con objeto de reducir el ruido emitido en vía recta y el chirrido de las ruedas en curvas cerradas [11].

Desde entonces, se han usado de forma intensiva durante años, con resultados aparentemente satisfactorios.

Aunque circulan raramente en vías principales, cuando surgieron los primeros problemas de ruido en las versiones iniciales de los trenes ICE, se decidió reemplazar las ruedas monobloque originales por ruedas elásticas inspiradas en los sistemas de tráfico ligero [2, 8]. Se redujeron así los problemas de ruido, pero se incrementó el estado tensional en la banda de rodadura, lo que finalmente causó la desintegración completa de uno de estos elementos en el verano de 1998. Este fue el origen de una trágica secuencia de circunstancias desafortunadas que condujeron al accidente de Eschede (Alemania) [4, 7]. Este accidente supuso un duro golpe para la incorporación de las ruedas elásticas en trenes de alta velocidad. Como consecuencia, se han publicado pocos trabajos de investigación en relación con la eficacia de este tipo de ruedas, a pesar de que miles de ellas siguen todavía en operación para el tráfico urbano, sin que hayan provocado ningún incidente digno de mención.

### Estudio comparativo

En un proyecto desarrollado por el Centro de Investigación en Tecnologías Ferroviarias (CITEF) en cooperación con Metro de Madrid, los autores han valorado la eficacia de las ruedas elásticas en líneas metropolitanas, comparándolas con las ruedas monobloque. La rueda elástica analizada, con anillo de goma en forma de V, presenta una serie de características especiales que favorecen su uso en el transporte pesado, como son mayor capacidad de carga vertical, mayor rigidez axial y mayor elasticidad radial que las ruedas elásticas convencionales empleadas en el tráfico ligero.

Para este estudio, se ha empleado el método de los elementos finitos. Se ha definido un modelo de cuarto de vehículo, en el que se ha considerado el eje montado como un cuerpo elástico. Se han llevado a cabo diversas simulaciones para estudiar el comportamiento vibratorio de las ruedas elásticas, incluyendo análisis modal, respuesta en frecuencia y análisis de vibraciones estocásticas, permitiendo estas últimas considerar el efecto de las irregularidades verticales de vía y de la velocidad de circulación.

## **2. Descripción de la rueda elástica analizada**

La rueda esta constituida por un cubo y una banda de rodadura de acero, un anillo de goma y un anillo de montaje también de acero (ver Fig. 1) [10].

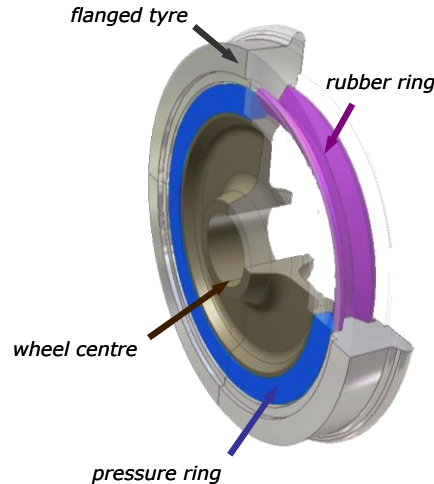


Fig. 1: Componentes de la rueda elástica

El anillo de goma tiene sección en V, con un ángulo de  $60^\circ$  respecto al eje de la rueda, proporcionando mayor elasticidad en dirección radial y mayor elasticidad en dirección axial que otras ruedas elásticas convencionales. La goma no rellena completamente el hueco entre las piezas de acero, y en condiciones normales sólo trabajan los flancos (a compresión y cortadura). La parte central sólo trabaja bajo cargas elevadas, permitiendo un aumento progresivo de la rigidez.

El anillo de montaje está atornillado al cubo y comprime al anillo de goma, asegurando la adherencia entre el anillo de goma y las piezas de acero.

Las piezas de acero presentan unos surcos anulares en las superficies que están en contacto con la goma, para aumentar la superficie de contacto y disminuir el riesgo de deslizamiento entre las superficies.

### 3. Modelos de simulación

#### Características generales

Se han construido modelos de un cuarto de vehículo (con un eje montado, medio bogie y un cuarto de caja) para comparar el comportamiento vibratorio de la rueda elástica y la rueda monobloque.

El eje montado se ha modelizado empleando la técnica de los elementos finitos. Se ha introducido también una masa puntual sobre el eje, para considerar la influencia del disco de freno. El bogie y la caja se han considerado como cuerpos rígidos. El eje montado, el bogie y la caja están unidos por los muelles de las suspensiones primaria y secundaria.

#### Condiciones de contorno

Como la principal causa externa de vibración es la producida por las irregularidades verticales de la vía, el estudio se centra en este tipo de excitación. Esto permite aplicar al modelo condiciones de contorno de simetría respecto al plano vertical que contiene al eje de giro, para reducir el tiempo de cálculo. Por la misma razón, sólo se permiten el desplazamiento vertical y el balanceo de la caja y el bogie.

Para modelizar el contacto entre la rueda y el carril, sobre el que se aplica la excitación debida a las irregularidades verticales de la vía, se han incluido restricciones verticales sobre ambas ruedas, en la zona de contacto con el carril.

### Mallado del eje montado

Se ha simplificado la geometría del modelo, manteniendo las características principales de la rueda y el eje. En la rueda elástica, las acanaladuras que impiden el deslizamiento entre la rueda y la goma, se han sustituido por restricciones de movimiento entre los nodos de las dos superficies.

Después de simplificar la geometría, se malla una semi-sección plana del eje y de la rueda mediante elementos de cuatro lados. En la rueda elástica, se utilizan elementos más pequeños para la goma, que tendrá mayores deformaciones. Después se revoluciona el mallado plano respecto al eje de simetría axial, para obtener el modelo tridimensional con elementos hexaédricos (SOLID45) (ver Fig. 2).

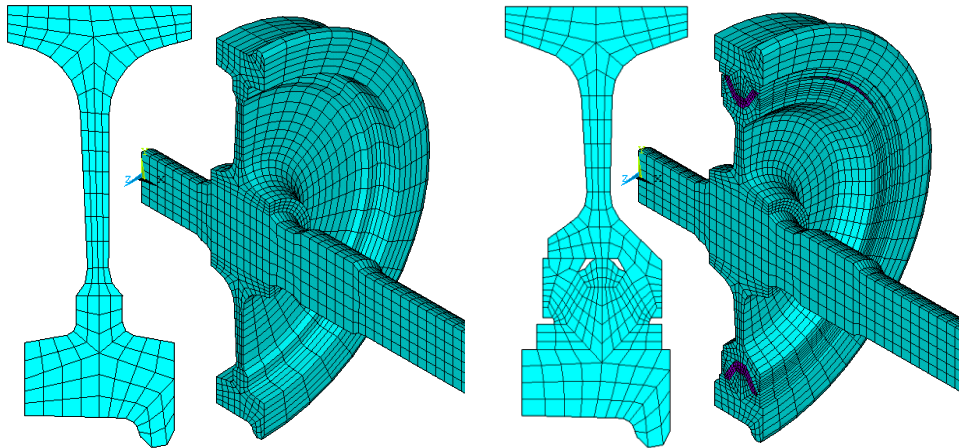


Fig. 2: Mallado de la rueda y del eje: rueda monobloque (izda.) y rueda elástica (dcha.)

Habitualmente, se emplean elementos hiperelásticos para el modelado de gomas, con coeficiente de Poisson cercano a 0.5. Estos elementos tienen una formulación mixta presión-desplazamiento (p-U) no-lineal, que sólo puede usarse en análisis estáticos o transitorios. Sin embargo, el análisis espectral y de respuesta en frecuencia resultan más apropiados para evaluar el comportamiento vibratorio del vehículo. Como estos análisis se basan en un análisis modal previo, inherentemente lineal, y además la goma sólo experimenta pequeñas deformaciones, finalmente se ha mallado la goma con elementos sólidos de características lineales (SOLID45).

### Precompresión de la goma

En su estado de reposo, la goma está sometida a una pre-compresión inicial. Esta compresión provoca un estado tensional permanente, que influye en la rigidez de la goma y, por tanto, en la dinámica de la rueda elástica. Para considerar este efecto, es necesario realizar un análisis estático previo, en el que se comprime la goma, modificando el estado tensional inicial.

Se parte de un modelo con la geometría de la goma sin comprimir, y con el anillo de montaje desplazado axialmente hacia el exterior, de modo que esté en contacto con el flanco externo de la goma indeformada (Fig. 3 izda). La distancia que debe desplazarse el

anillo de montaje se determina a partir de la interferencia que existe entre el acero y los flancos de la goma en el estado final de montaje.

En este modelo, la banda de rodadura está totalmente unida a la goma, que el cubo y el anillo de montaje sólo lo están a los flancos de la goma (las uniones están representadas en la figura con cruces verdes). En el modelo, los movimientos del cubo están restringidos, y se aplica un desplazamiento axial sobre la cara externa del anillo de montaje, forzándole a ocupar su posición definitiva.

Las tensiones obtenidas en el análisis estático, se almacenan como estado inicial para el análisis dinámico posterior. También se actualiza la posición de los nodos, y se une el cubo con el anillo de montaje y con la goma (Fig. 3 dcha). Para evitar problemas, al construir la malla debe tenerse en cuenta la posición final de los nodos, para poder unirlos después del cálculo estático.

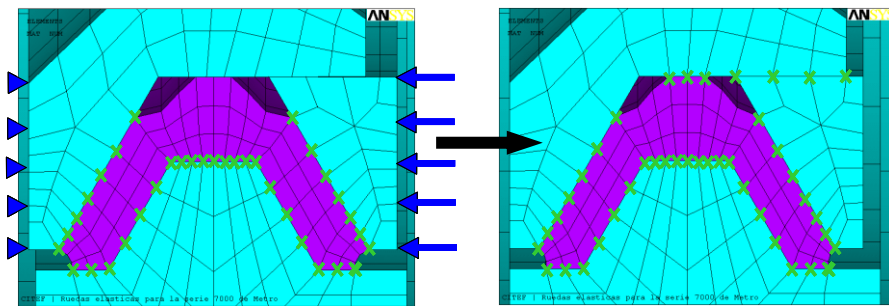


Fig. 3: Precompresión de la goma: estados inicial (izq.) y final (dcha.)

#### Distribución de las cargas aplicadas sobre el eje

Las irregularidades de la vía se transmiten al eje montado a través del área de contacto rueda-carril, y desde aquí al resto del vehículo, a través de las suspensiones primaria y secundaria.

Para aplicar una restricción de movimiento sobre una zona de las dimensiones del área de contacto real (del orden de 3 cm<sup>2</sup>), se necesitaría un mallado muy fino, que aumentaría mucho los tiempos de cálculo. Si se mantiene el tamaño del mallado original en esa zona, la restricción afectaría a un único nodo, provocando grandes deformaciones locales poco realistas. Para evitar estos inconvenientes, se ha rigidizado una pequeña zona alrededor del punto de contacto teórico, y se ha aplicado la restricción sobre un nodo adicional, unido rígidamente a esta zona (Fig. 4 izda). De esta forma, todos los nodos de la zona rigidizada tienen el mismo desplazamiento.

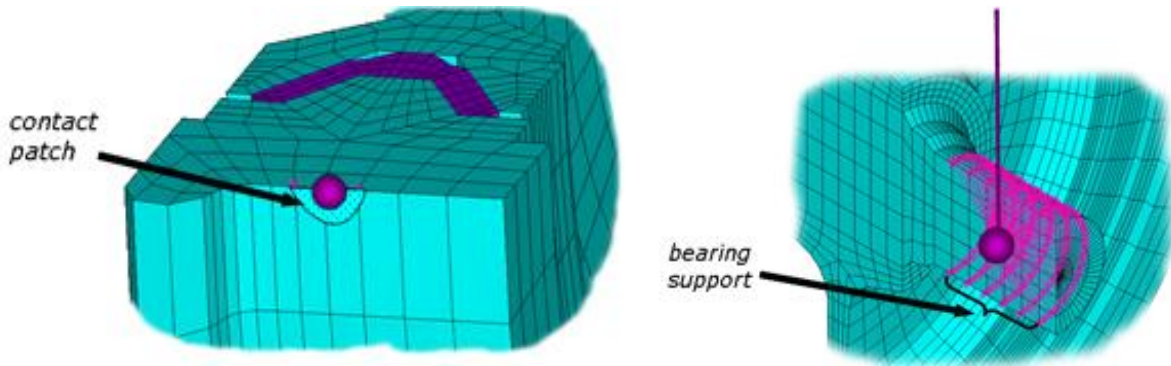


Fig. 4: Fuerza de contacto rueda-carril (izda.) y fuerza de la suspensión primaria (dcha.)

En la unión de los extremos del eje con la suspensión primaria se produce un problema similar. Para evitarlo, el extremo del muelle de la suspensión se une a un nodo especial, que está conectado con todos los nodos de la superficie de apoyo del rodamiento, y distribuye proporcionalmente sobre ellos la fuerza que recibe (Fig. 4 dcha).

El peso del disco de freno se transmite de la misma manera a los nodos situados en la zona de apoyo del disco sobre el eje.

#### 4. Estudios preliminares

##### Precarga de la goma: estudio de sensibilidad

Se han encontrado algunas limitaciones en el modelo de rueda elástica, al utilizar elementos lineales para malla la goma, cuyo coeficiente de Poisson es 0.48 (compresibilidad casi nula), obteniéndose soluciones erróneas cuando el anillo de goma se comprime por encima de un cierto límite. Por ello, se ha analizado la influencia del coeficiente de Poisson y de la compresión inicial de la goma sobre los resultados finales, para ver si se pueden utilizar valores más bajos, sin influir sensiblemente en los resultados finales.

Mediante un estudio de sensibilidad, se ha comparado la respuesta en frecuencia del sistema para distintos valores del coeficiente de Poisson y de la interferencia entre la goma y la rueda, al aplicar una excitación vertical senoidal en la rueda, en el rango de frecuencias entre 0 y 200 Hz.

En las gráficas de la Fig. 5, se ha representado la función de respuesta en frecuencia del desplazamiento vertical del extremo del eje, para coeficientes de Poisson de 0.48 (valor real), 0.45 y 0.40, e interferencias de 1 (valor real), 0.7, 0.4 y 0 mm. A medida que disminuye el coeficiente de Poisson, pueden aplicarse mayores interferencias. La goma que mayor precompresión admite sin conducir a resultados erróneos es la de coeficiente de Poisson de 0,40.

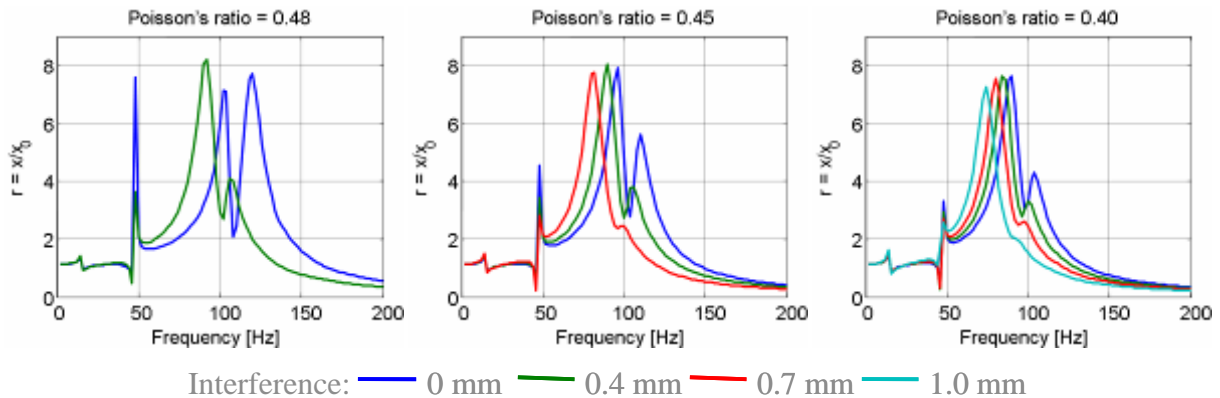


Fig. 5: Función de respuesta en frecuencia para diferentes interferencias y coeficientes de Poisson

En este estudio comparativo, las curvas presentan una mayor diferencia en el rango de 50 a 130 Hz, en el que entran en resonancia la goma y el segundo modo de flexión del eje montado, en el que la goma tiene un gran desplazamiento.

Se observa que al disminuir el coeficiente de Poisson los picos se desplazan hacia la izquierda, mientras que al disminuir la interferencia, los picos se desplazan a la derecha, contrarrestando el efecto anterior. Sin embargo, se ha observado también que, al aumentar la interferencia, se reduce la diferencia entre gomas con coeficientes de Poisson distinto. En cualquier caso, las variaciones observadas entre unos casos y otros son relativamente poco importantes.

Según esto, el modelo más cercano a la realidad es el que permite la mayor interferencia posible, aunque el coeficiente de Poisson deba ser menor. En los modelos definitivos se ha definido una interferencia de 0.9 mm (muy próxima a la real), con un coeficiente de Poisson de 0,40, que es una aproximación suficientemente buena de la realidad.

## 6. Análisis armónico

Cuando el vehículo recorre la vía a una determinada velocidad, las irregularidades geométricas del carril se traducen en una excitación temporal en el punto de contacto rueda-carril. El estado vibratorio del eje montado afecta a las vibraciones transmitidas a la vía a través del contacto rueda-carril, a las vibraciones transmitidas al bogie y la caja, a través de la suspensión primaria, y al ruido emitido.

En el análisis de respuesta en frecuencia se introduce en el punto de contacto de la rueda con el carril un desplazamiento vertical senoidal de amplitud constante y frecuencia variable entre 0 y 1000 Hz.

Cada modelo se ha simulado con dos estados de excitación diferentes. En el primero, las excitaciones en ambas ruedas son idénticas, y en el segundo están en contrafase. Resulta interesante estudiar estos dos casos extremos, ya que la realidad tendrá un comportamiento intermedio.

### Resultados

Se ha obtenido la respuesta del sistema en puntos representativos del eje montado, el bogie y la caja. La función de respuesta en frecuencia representa el cociente entre la amplitud de la respuesta obtenida en un determinado punto y la excitación, para las distintas frecuencias



consideradas. A modo ilustrativo, la Fig. 6 muestra las funciones de respuesta en frecuencia correspondientes a la fuerza transmitida al carril, para los ejes montados con ruedas monobloque y elásticas.

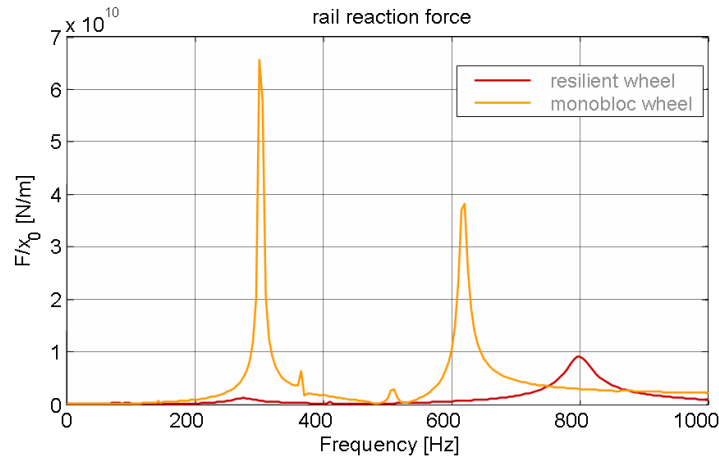


Fig. 6: Fuerza de reacción del carril

## 7. Análisis de densidad espectral

Para evaluar el efecto que las vibraciones aleatorias producen sobre un sistema suele emplearse la densidad espectral, que para las irregularidades de vía es mayor para longitudes de onda larga que para longitudes de onda corta. Los defectos de onda corta (de 20 cm a 3 m) están relacionados con la forma del carril y las soldaduras, mientras que los de onda media (de 3 a 25 m) y larga (más de 25 m) son debidos a los defectos geométricos asociados al balasto y la plataforma [5].

En este estudio, se ha analizado el efecto de la rueda elástica al circular sobre vía en placa. Por tanto, se considera que el nivel de irregularidades de onda media y larga, asociadas al balasto, es bajo. Para definir las irregularidades verticales, se ha utilizado la función de densidad espectral publicada en un estudio del comité ERRI B176 [3], que representa a una vía de bajo nivel de irregularidades, y responde a la expresión:

$$S_z = A_z \frac{\Omega^2 \Omega_C}{\left( \Omega^2 + \Omega_R^2 \right) \left( \Omega^2 + \Omega_C^2 \right)}$$

con  $\Omega_C=0.8246$  rad/m,  $\Omega_R=0.0206$  rad/m y  $A_z = 4.032 \cdot 10^{-7}$  m·rad, siendo  $\Omega$  la frecuencia espacial.

Al circular por la vía, las ruedas recorren las irregularidades a una velocidad determinada, y las irregularidades espaciales de la vía  $z(s)$  se convierten en excitaciones temporales  $z(t)$  sobre las ruedas. La relación entre la densidad espectral temporal  $S_z(\omega)$  que recibe la rueda y la densidad espectral espacial  $S_z(\Omega)$  de la irregularidad de la vía, están ligadas por la velocidad del vehículo,  $V$ , que para este estudio se ha tomado igual a 70 km/h:

$$S_z(\omega) = \frac{1}{V} S_z(\Omega)$$

En vías ferroviarias, la longitud de onda máxima suele encontrarse por debajo de 100 m que, para velocidades de 70 km/h, equivale a una frecuencia mínima de 0,2 Hz. En el otro

extremo, aunque el espectro auditivo llega hasta valores más altos, se considera que la excitación de la vía por encima de 1000 Hz es despreciable. Por ello, para analizar la eficacia del sistema para reducir la emisión de ruido, se ha calculado su respuesta hasta frecuencias de 1000 Hz. Para velocidades de 70 km/h, este rango de frecuencia corresponde a longitudes de onda por encima de 0.02 m.

Conociendo la función de transferencia  $H_z(\omega)$  en un punto del modelo, se puede calcular la densidad espectral de la respuesta en ese punto, de acuerdo con la relación:

$$S_z(\omega) = |H_z(\omega)|^2 \cdot S_z(\omega)$$

Para calcular la densidad espectral de la respuesta del vehículo, se han empleado las funciones de transferencia que se obtuvieron en el análisis de respuesta en frecuencia.

### Resultados

A modo ilustrativo, la Fig. 7 muestra la función de densidad del espectro de potencia correspondiente al desplazamiento vertical del eje montado y de la parte superior de la rueda, para los ejes montados con ruedas elásticas y monobloque.

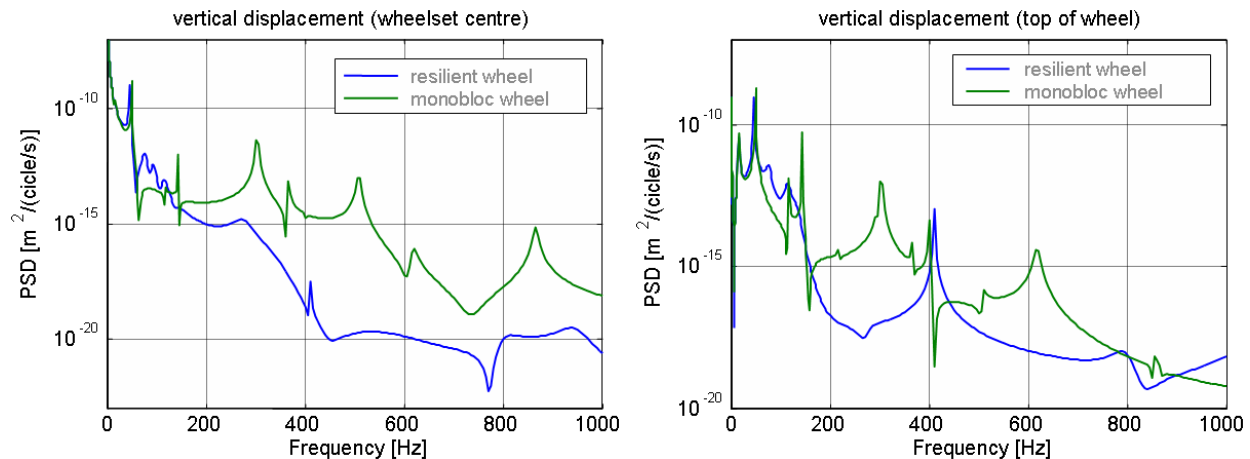


Fig. 7: Desplazamiento vertical: centro del eje (izda.) y zona superior de la rueda (dcha.)

Mientras en la función de transferencia la amplitud de la excitación era la misma para cualquier frecuencia, en la función de densidad espectral la amplitud de la excitación disminuye con la frecuencia. Cualitativamente, las respuestas de este nuevo análisis muestran la misma tendencia que las funciones de transferencia de la sección anterior, y pueden hacerse las mismas consideraciones.

## 8. Resultados del estudio

### Respuesta de la caja y del bogie

Para excitaciones en fase, la caja y el bogie tienen casi el mismo desplazamiento vertical que la excitación, para frecuencias inferiores a la frecuencia natural de dicho grado de libertad, de 1 Hz para la caja y 15 Hz para el bogie. En el entorno de dicha frecuencia se alcanza el valor máximo, y a partir de ella las vibraciones son absorbidas por la suspensión, y su amplitud es casi nula. Este efecto está más acentuado en el análisis de densidad espectral.

### Respuestas del eje montado

Para estudiar el movimiento vertical del eje, se ha obtenido la respuesta de diversos puntos significativos. En todos ellos se observa que: a frecuencias bajas, hasta 45 Hz, el comportamiento del modelo con ruedas elásticas y con ruedas monobloque es muy similar; entre 45 y 200 Hz, el comportamiento de la rueda elástica es peor, debido a la resonancia de los anillos de goma; y a partir de 200 Hz, las vibraciones verticales del modelo con ruedas elásticas son mucho menores que las del modelo con ruedas monobloque.

En el rango de las altas frecuencias, para las que la rueda elástica se comporta mejor que la rueda monobloque, la densidad espectral de las irregularidades de vía es muy pequeña, y también lo es la respuesta del sistema. Sin embargo, como este rango de frecuencias es muy amplio, el área que se encuentra por debajo de la curva es mayor que para las frecuencias bajas, donde la rueda elástica es peor. Por tanto, se puede decir que el comportamiento de la rueda elástica es mejor en lo que se refiere a la transmisión de vibraciones al habitáculo y a la generación de ruidos.

### Reacción sobre los carriles

Al igual que en el caso de los desplazamientos verticales, por debajo de 50 Hz la fuerza de reacción sobre el carril es similar con ambos tipos de rueda, mientras que por encima de 150 Hz la rueda elástica se comporta sensiblemente mejor.

La mayor parte de las vibraciones transmitidas a las estructuras colindantes se produce principalmente a frecuencias por debajo de 50 o 100 Hz [5]. A mayores frecuencias, estas vibraciones se atenúan rápidamente, siendo mayor este efecto al aumentar la frecuencia. Por el contrario, la energía asociada a las altas frecuencias (entre 30 y 2000 Hz) se irradia en forma de ruido a través de las ruedas y los carriles. Atendiendo a estas consideraciones, puede afirmarse que las ruedas elásticas resultan efectivas para la atenuación de ruidos, mientras que su efectividad en la reducción de vibraciones es prácticamente nula.

## **9. Conclusiones**

Se han llevado a cabo diversas simulaciones para estudiar el comportamiento vibratorio de las ruedas elásticas, incluyendo análisis modal, respuesta en frecuencia y análisis de vibraciones estocásticas, que permiten considerar el efecto de las irregularidades verticales de vía y de la velocidad de circulación. Mediante variaciones paramétricas, se ha evaluado la sensibilidad del sistema completo ante variaciones de la compresión inicial de la goma y del coeficiente de Poisson del material empleado para la fabricación de los componentes elásticos.

Los resultados se han representado en el dominio de la frecuencia, mostrando un mejor comportamiento de las ruedas elásticas para frecuencias superiores a 200 Hz, especialmente en dirección vertical. Este resultado revela la capacidad del diseño analizado para mitigar el ruido transmitido durante la rodadura, pero no así las vibraciones estructurales, que se encuentran principalmente en el rango de las bajas frecuencias.

En el caso de que fuera necesario reducir el nivel de vibración transmitido a los edificios colindantes, sería conveniente utilizar otro sistema de absorción de vibraciones. Habitualmente, este tipo de sistemas están íntimamente ligados a la vía.

## Agradecimientos

Los autores agradecen a Metro de Madrid la financiación de este estudio.

## Referencias

- [1] P. Bouvet and N. Vincent, "Optimization of Resilient Wheels for Rolling Noise Control", *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 231, pp. 765-777, (2000).
- [2] H. Claus, "On Dynamics of Radialelastic Railway Wheelsets", *Proc. VSDIA'2000*, (Budapest, 6-8 November 2000), pp. 263-270, (2000).
- [3] ERRI DT 290 B 176, "Bogies with steered or steering wheelsets. Technical document dt 290. Benchmark problem. Results and assessment".
- [4] V. Esslinger, R. Kieselbach, R. Koller, B. Weisse, "The railway accident of Eschede – technical background", *Engineering Failure Analysis (SCI)*, Issue 11, pp. 515-535, (2004).
- [5] C. Esveld, "Modern Railway Track", Second Edition, MRT-Productions, ISBN 90-800324-3-3, (2001).
- [6] Harris Miller Miller & Hanson Inc, "Transit Noise and Vibration Impact Assessment: Final Report", chapter 7, (1995).
- [7] G. J. Kuepper, "High-Speed Crash Kills 101", *NFPA Journal*, Vol. 93 No. 6, pp. 40-44, Nov/Dec (1999).
- [8] Krupp Stahl AG, "Rail wheel with rubber suspension", Patent DE3328321, (1985).
- [9] Patent Products Limited, "Wheels having a hub and a metal rim", Patent GB895520, (1962).
- [10] SAB Wabco, "A rail vehicle wheel", Patent EP 489 455 B1, (1992).
- [11] Wilson, Ihrig & Associates, Inc. "Wheel and Rail Vibration Absorber Testing and Demonstration", TCRP Report 67, (2001).