

MODELADO Y VALIDACION EXPERIMENTAL DE LA DINÁMICA ESTRUCTURAL DEL NEUMÁTICO EN LA INTERACCION ASFALTO/NEUMÁTICO

Elio Pedernera, Ronald J. O'Brien, Juan M. Fontana y Leonardo Molisani

Grupo de Acústica y Vibraciones (GAV), Universidad Nacional de Río Cuarto, Ruta Nac. N° 36 Km 601, 5800 Río Cuarto, Argentina, e-mail: pederneraelio@gmail.com, robrien@ing.unrc.edu.ar, juanmfontana@ing.unrc.edu.ar, lmolisani@ing.unrc.edu.ar

Keywords: Neumático, Modelado Placa Ortotrópica, Ruido Neumático.

Abstract. El incremento del tráfico automovilístico en áreas urbanizadas crece en forma exponencial. Esto conlleva a un incremento de los niveles de ruido emitido por los vehículos que afecta la vida cotidiana de los ciudadanos. Es por ello que se encuentra en continuo desarrollo el control del ruido emitido hacia el exterior de los vehículos. En los últimos años se ha logrado minimizar el ruido generado por las piezas mecánicas del vehículo de manera notable hasta el punto que es casi imperceptible. Sin embargo, para velocidades superiores a los 50 km/h el ruido generado por la rodadura del neumático con el asfalto es el predominante. Por lo cual, el estudio de la interacción neumático/asfalto se vuelve imprescindible para el control de ruido.

En particular, el fenómeno de generación de ruido en la interacción neumático/asfalto es muy complejo. Uno de los mecanismos más importantes de generación es el vibracional. Dentro de este mecanismo, el modelado de la dinámica estructural del neumático es de suma importancia para la predicción del ruido emitido hacia el exterior del vehículo. Es por ello que en este trabajo se realizó el modelado de la dinámica del neumático mediante una placa ortotrópica usando el método de Navier. Este modelo se ajustó y validó mediante análisis modal experimental de un neumático en condiciones libre-libre. Esto permitió obtener un modelo confiable y ajustado a una estructura real.

1 INTRODUCCIÓN

En la actualidad, se considera el ruido generado por los vehículos como un contaminante de tipo acústico que influye de manera negativa en la salud de las personas principalmente en las zonas de gran urbanización. Para velocidades que superan los 50 km/h la principal fuente de ruido generada por los vehículos es el contacto suelo/neumático. Es debido a esto que las normas de emisión de ruido en neumáticos son cada día más estrictas. Y el fenómeno se encuentra cada día más estudiado.

Existe gran cantidad de literatura sobre el tema pero las publicaciones de Nackenhorst y Estorff (2001) y Kuijpers y Blokland (2001) desarrollan una evaluación crítica de los modelos numéricos para la predicción de niveles sonoros generados por la interacción entre el neumático y el pavimento, durante las dos décadas pasadas. Los trabajos presentan una descripción general de cada uno de los modelos físicos determinísticos, estadísticos e híbridos y los mecanismos de generación de ruido que cada uno describe.

Una de las publicaciones más citadas en la literatura se encuentra desarrollada por el profesor Kropp (1999), quien presenta un modelo estructural del neumático descrito mediante funciones de Green, un modelo de contacto no lineal que utiliza la dinámica del modelo estructural y, por último, el modelo de radiación de ruido utilizando la técnica de multipolos.

Una de las obras más completas que presenta un compilado de referencia sobre el fenómeno de generación de ruido en la interacción asfalto-neumático fue desarrollada por Sandberg y Ejsmont (2002). En el mismo se presenta este fenómeno dividido en tres grandes áreas:

1. Aerodinámico, provocado por:

- a) El desplazamiento de aire en los surcos (tubos) en la banda de rodadura se ve amplificado por las resonancias, a estas se las llama Resonancias de tubo.
- b) Compresión y bombeo de aire (el cual es similar al sonido creado por las manos aplaudiendo)
- c) El pasaje de la banda de rodadura por el suelo generando resonancias de tubo comunes en instrumentos musicales y resonancia de Helmholtz similar al ruido que se produce cuando se sopla a través de una botella abierta.

En la Figura 1 se pueden observar gráficamente los mecanismos de generación aerodinámicos.

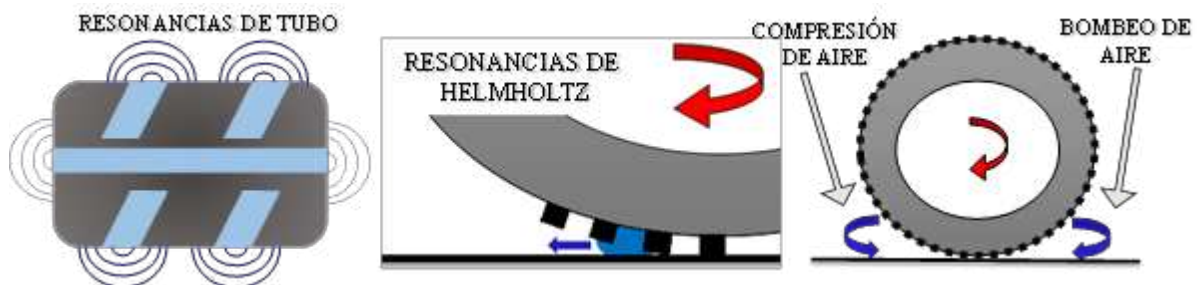


Figura 1: Mecanismos aerodinámicos de generación de ruido.

2. Amplificación o Reducción, provocado por:

- a) Efecto corneta ("horn effect") funciona como un amplificador de cualquier sonido cerca de la garganta de ésta.
- b) Resonancia de carcasa de éste la cual incluye ondas vibracionales que se

- propagan por la banda de rodadura como en las paredes laterales.
- Resonancia de cavidad, en determinadas frecuencias asociadas con la frecuencia natural del recinto toroidal dentro del neumático, el aire dentro de éste entrará en resonancia.
 - Efectos de impedancia mecánica, dependiendo la rigidez del suelo se producirá una amplificación o reducción del ruido.
 - Efecto de impedancia acústica generada por la porosidad de la superficie del asfalto.

En la Figura 2 se pueden observar los mecanismos descritos en 2.a, 2.b y 3.c

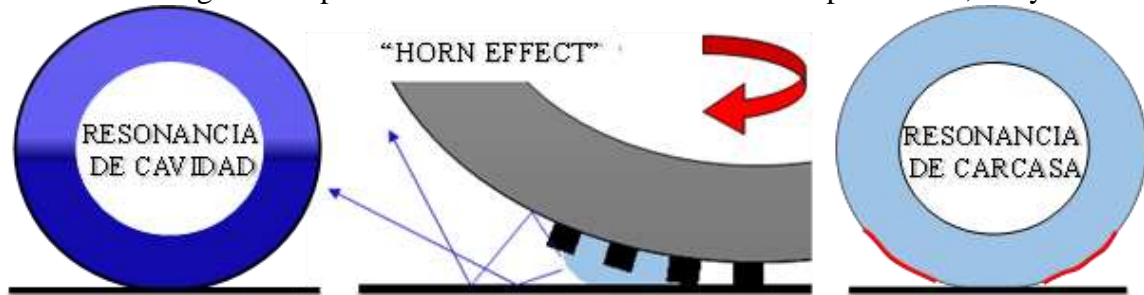


Figura 2: Mecanismos amplificadores del ruido generado.

3. *Vibracional*, provocado por:

- Mecanismo de impacto banda de rodadura/suelo que generan la mayoría de las vibraciones radiales y se transmiten a toda la carcasa de éste, entre ellas tenemos el impacto de la banda, impacto del asfalto y deformación del neumático.
- Mecanismo de adhesión de la banda de rodadura al suelo, el cual genera la mayoría de las vibraciones tangenciales, entre ellos tenemos el efecto de oscilación por relajación (slip-stick) y onda por adhesión (stick-snap) los cuales se pueden ver en la Figura 3.

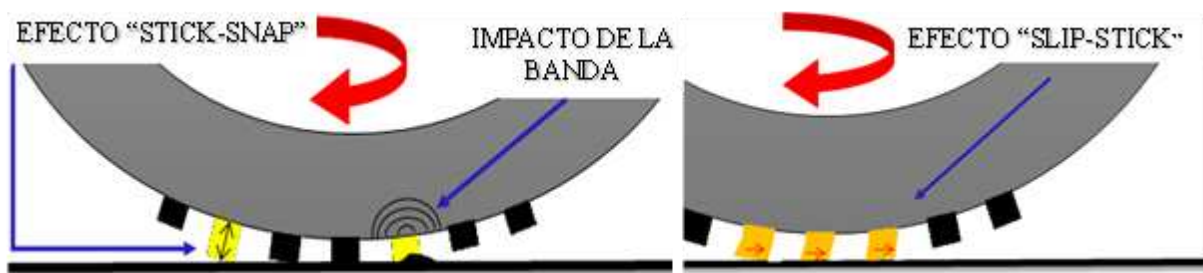


Figura 3: Mecanismo de generación de ruido por el contacto banda-suelo.

1.1 Modelo estructural del neumático

Uno de los mecanismos más importantes de generación de ruido es el vibracional. Dentro del mismo se encuentra el modelado de la dinámica del neumático como aspecto crucial para la predicción de ruido. En este trabajo se estudiarán los neumáticos radiales debido a que son los más utilizados en la industria automovilística. Las principales partes de un neumático radial se observan en la Figura 4. La capa radial está colocada en un patrón de forma perpendicular a la dirección de rodamiento, o radialmente (desde el eje de rotación del neumático).

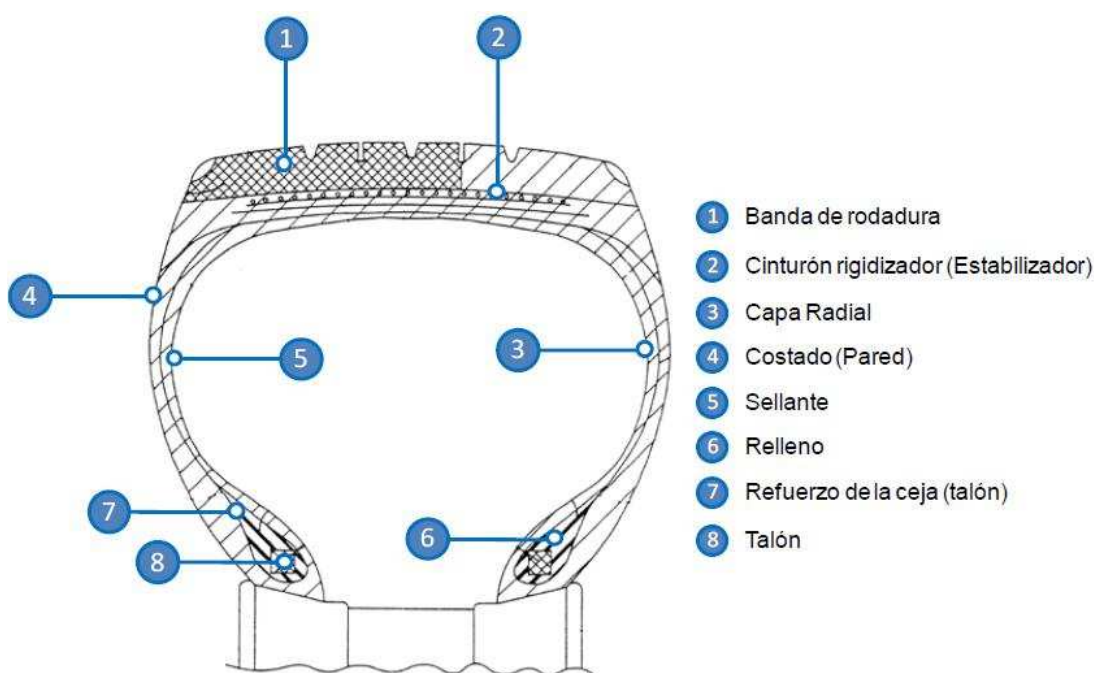


Figura 4: Partes componentes de un neumático radial.

El modelo estructural del neumático se encuentra descrito de diferentes maneras en la literatura. A continuación se describen algunos de los desarrollos realizados hasta la actualidad.

El Modelo de Anillo Giratorio estudiado por Huang et al. (1987) y Wei et al. (2008) es uno de los métodos más simples para modelar neumáticos donde se supone que el neumático está compuesto por 2 partes principales, la banda de rodadura y las paredes, también conocidas como talón del neumático. En base a la presión de inflado del neumático, las paredes pueden dar 3 modos de vibrar de la banda: radial, tangencial, y lateral. La banda de rodadura se modela como un anillo rotatorio y las propiedades elásticas de la banda son modeladas como resortes distribuidos radial y tangencialmente a la banda; la rigidez lateral se ignora. Se asume un contacto puntual sin deslizamientos entre la carretera y el neumático. También se puede modelar la banda de rodadura como una viga de Timoshenko, desarrollada en la década pasada por Pinnington y Briscoe (2001), es muy utilizado para dar lugar a la flexión y corte, en este caso se estaría utilizando el Modelo de Haz Circular de Timoshenko. En éste modelo los efectos de la inercia de rotación son significativos a alta frecuencia y las paredes del neumático se reemplazan por resortes tangenciales y radiales.

En el caso de un modelo 3D, se encontraron 2 tipos, Periódico y Completo, los cuales fueron desarrollados en muchos trabajos de investigación. En este trabajo, se utilizan como referencia los modelos de Mead (1996), Houillon et al. (2005), Mace et al. (2005) y el más reciente de Duhamel et al. (2006). El modelo periódico se basa en los datos de diseño, dentro de los cuales se incluye la curvatura, la geometría de la sección transversal, pretensión debida a la presión de inflado, las propiedades del material anisótropo y las propiedades de la llanta como cuerpo rígido. El movimiento de la banda de rodadura y las paredes o talón se describen como un elemento de cáscara, cuadrático y anisotrópico. Éste modelo ajusta muy bien con las mediciones del “mobility point” para frecuencias hasta 250 Hz y por encima de ésta frecuencia el error está en el rango de 1.5 dB hasta 3.5 dB para la amplitud al cuadrado. Por lo general el modelo 3D Completo es utilizado exclusivamente para la verificación de los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas por medio del modelo 3D Periódico donde se analiza numéricamente utilizando la técnica de elementos finitos. Un software muy

utilizado para ello es Abaqus.

Por último se encuentra el modelado como Placa Ortotrópica (Método de Navier), el cual ha sido desarrollado por varios investigadores, entre ellos Kropp (2002), Hamet (2001), Larsson y Kropp (2002) y Prisse et al. (2000). Este modelado simula el neumático como una placa tridimensional, la cual tiene diferentes propiedades tangenciales y laterales. Las paredes son simuladas como una placa delgada bajo tensión sobre una cama elástica, esto debido a la presión de inflado. Este modelo proporciona excelentes resultados en frecuencias de entre 100 Hz y 1500 Hz, el cual es el rango de frecuencias donde se produce la mayor emisión de ruido de los neumáticos. Los parámetros principales en este modelo son la pretensión, la rigidez de las paredes y el peso por unidad de longitud, mientras que los parámetros de la banda de rodadura juegan un papel menor.

Pahlevani et. al. (2014) desarrollaron un estudio de las diferentes formas de modelado de un neumático y comparan la aproximación de éstos con ensayos experimentales, también se realiza una descripción de las diferentes formas de modelado citando sus ventajas y desventajas. En el trabajo se concluye que tanto el modelo de anillo giratorio, el modelado como viga de Timoshenko y el modelo 3D Periódico brindan buenos resultados a muy bajas frecuencias mientras que el modelo de placa ortotrópica se ajusta con cierta discrepancia entre picos a bajas frecuencias pero a medida que la frecuencia aumenta esa discrepancia se desvanece.

En este trabajo se utilizará el ensayo de análisis modal experimental sobre un neumático para extraer parámetros que ajusten el modelo de placa ortotrópica con cama de resortes y bajo tensión en sus extremos. Esto permitirá tener una descripción exacta de la dinámica del neumático para realizar la predicción de ruido en el fenómeno de interacción asfalto-neumático.

2 ANALISIS MODAL EXPERIMENTAL EN NEUMATICOS

La movilidad representa una función de transferencia que se calcula mediante la razón de la salida (velocidad) y la entrada (fuerza) en el dominio de la frecuencia de donde se extraerán tanto las características estructurales (Rigideces en x, y y cruzadas) del neumático como también la tensión de la presión de inflado y la rigidez de la pared lateral. Se realizó el análisis modal experimental sobre un neumático 175/70 R14. Este ensayo consiste en colocar al neumático en condiciones libre-libre luego se le aplica un golpe mediante un martillo modal para excitar las frecuencias de resonancia de la estructura, un instante después del golpe, en otro punto del neumático, se mide la aceleración. Estos datos se digitalizan por medio de una placa analógica digital y mediante un pos proceso se logra obtener la movilidad del neumático.

2.1 Set up del experimento

El ensayo se llevó a cabo colocando el neumático armado e inflado a 30 psi sobre espuma de poliuretano de un espesor de 12 cm para simular condición libre-libre.

Se utilizó un kit de análisis modal experimental de marca DYTRAN. El mismo, consta de los siguientes elementos:

1. Kit de análisis modal experimental (Figura 5):
 - I. Acelerómetro (Modelo# 3035B1G, S/N 4766).
 - II. Martillo modal (Modelo# 5800B4, S/N 5119).
 - III. Amplificadores de señal (Modelo# 4105C).
2. Placa de adquisición NI USB-6009 (Figura 6).
3. Computadora (Figura 6).



Figura 5: kit de ensayo modal.

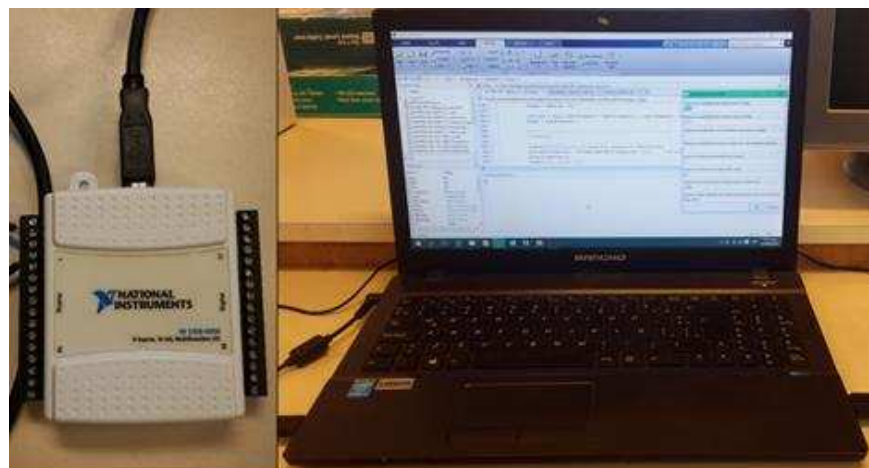


Figura 6: Placa de adquisición de datos y computadora personal.

Se colocó el acelerómetro en la banda de rodadura mientras que el golpe se realizó en el sentido radial del neumático (Figura 7). Se adquirieron las señales correspondientes al golpe del martillo y al acelerómetro, las cuales fueron utilizadas para calcular la función de respuesta en frecuencia (FRF) o movilidad, la fase y la coherencia de los datos para cada ensayo.



Figura 7: Disposición de elementos para el ensayo.

Se le realizaron 3 ensayos al neumático variando las posiciones del golpe del martillo y manteniendo fija la posición del acelerómetro (Figura 8). En cada posición se realizaron 3 golpes para obtener un valor de referencia promedio.

1. Ensayo midiendo la respuesta en el mismo punto donde se aplica la fuerza, "Mobility point".
2. Ensayo midiendo la respuesta a 90° del punto donde se aplica la fuerza.
3. Ensayo midiendo la respuesta a 180° del punto donde se aplica la fuerza.

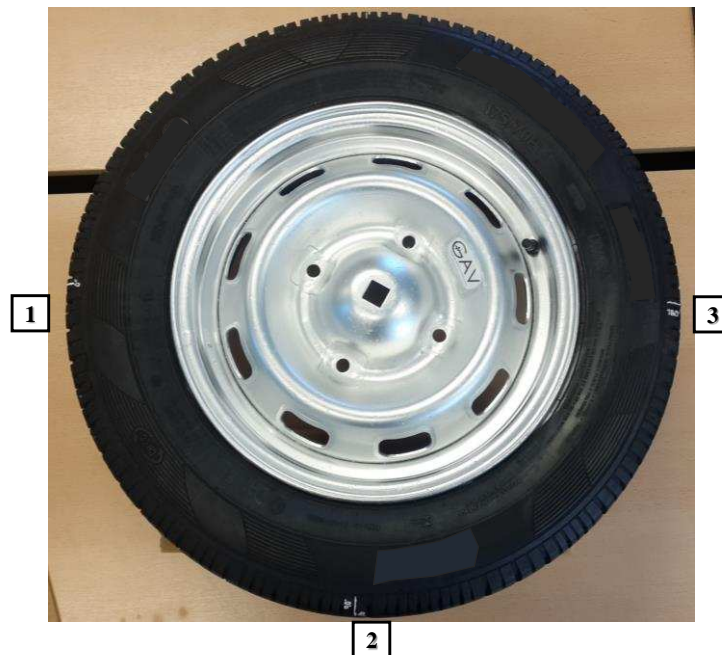


Figura 8: Disposición de elementos para el ensayo.

De estos datos obtenidos se extrajeron los parámetros modales como las frecuencias de resonancia radiales del neumático, el amortiguamiento, las rigideces flexionales, la tensión y la rigidez de la cama de resortes.

2.2 Resultados de análisis modal experimental

Las Figura 9, Figura 10 y Figura 11 muestran los resultados obtenidos para cada posición de golpe. Cada gráfico muestra la respuesta en frecuencia promedio generada luego de tres repeticiones del ensayo. En todos los gráficos, los valores de amplitud están representados en función de la velocidad (V) y la fuerza (F) del neumático en el punto donde se encuentra ubicado el acelerómetro como $Movilidad = 20 \log_{10}(V/F)$. Ambos parámetros se encuentran en el dominio de la frecuencia. Se observa que por encima de los 600 Hz la respuesta en frecuencia comienza a tener un nivel de ruido mayor. Esto se debe a que el impacto del martillo modal no alcanza a excitar dichas frecuencias. Los resultados de estos ensayos se utilizarán en la Sección 3 para ajustar la curva del modelo de placa ortotrópica.

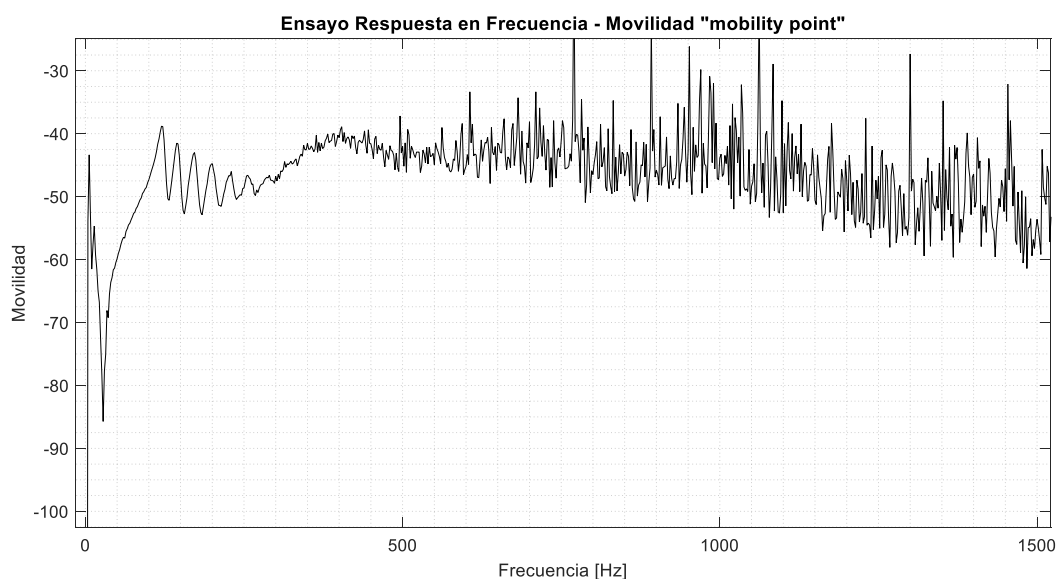


Figura 9: Medición experimental realizada en el “mobility point”.

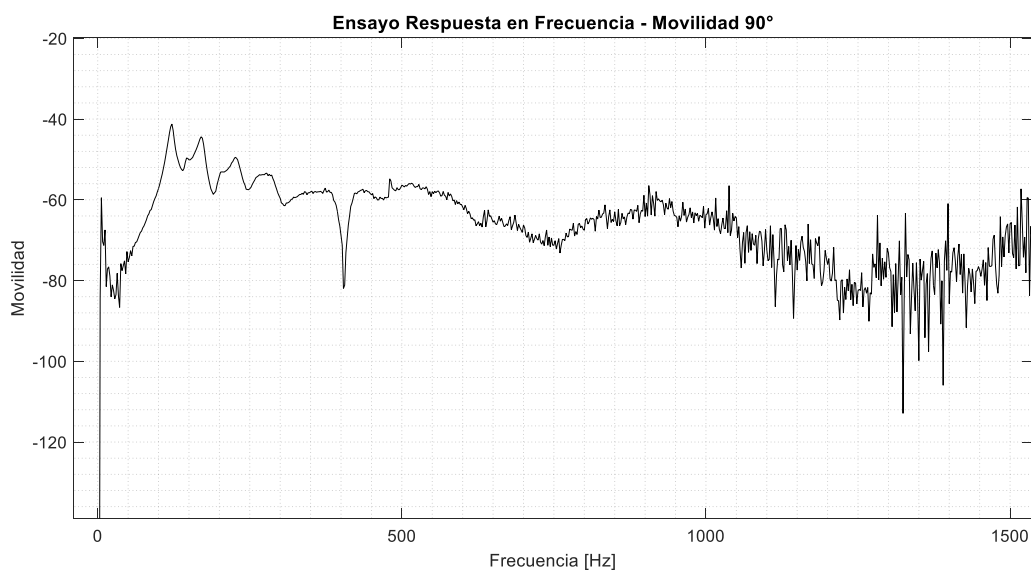


Figura 10: Medición experimental realizada a 90°.

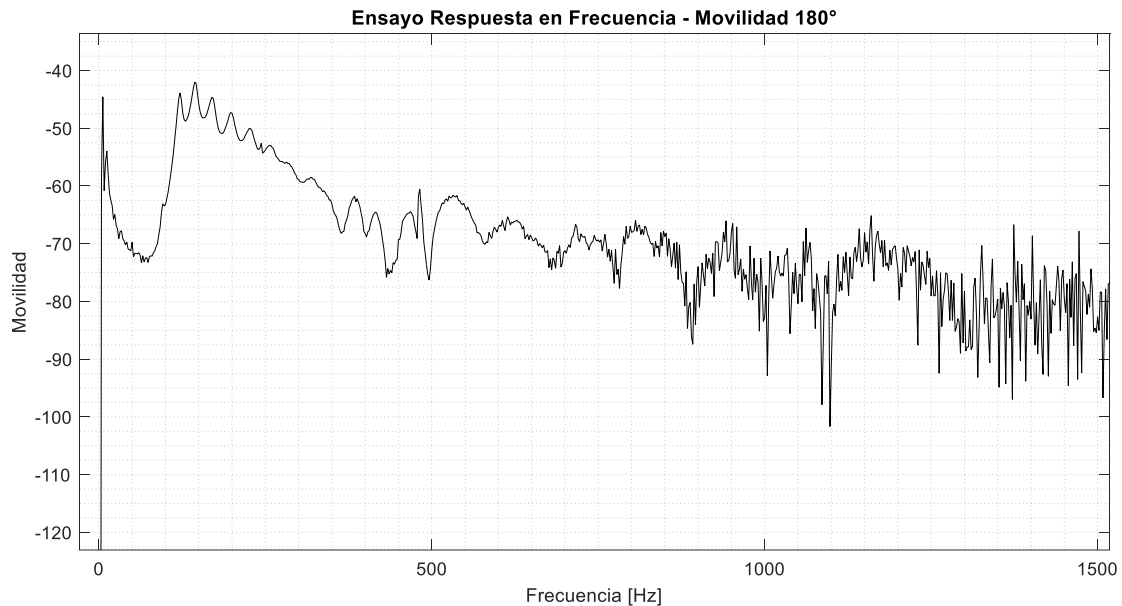


Figura 11: Medición experimental realizada a 180°.

3 MODELADO DEL NEUMÁTICO COMO PLACA ORTOTRÓPICA

En la Figura 12 se observa el modelo de placa ortotrópica utilizado. Las rigideces de la placa se calculan como si las condiciones de borde fueran simplemente apoyada sobre los lados más largos y en condiciones libres en los extremos cortos de la placa. La cama elástica y la tensión en los extremos modelan la rigidez de los costados y la tensión de inflado.

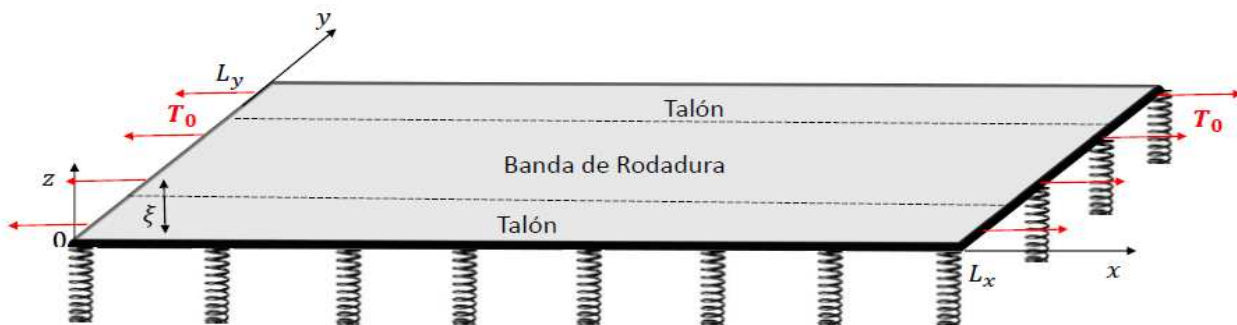


Figura 12: Representación del modelo del neumático como placa ortotrópica.

Donde T_0 es la tensión a la que está sometida la placa y se encuentra directamente relacionada con la presión de inflado del neumático, ξ son los desplazamientos verticales de la placa y L_x y L_y son las medidas en longitud y ancho de la placa ortotrópica.

Descripción matemática del modelo

Los neumáticos de automóviles están compuestos de varias capas de materiales, entre ellas cauchos, telas y alambres de acero. Por este motivo su rigidez no es la misma en todas direcciones, por ello se trata al neumático como un material compuesto. En este trabajo se utilizó el modelo de placa ortotrópica propuesto por Kropp (1989). Este modelo es una gran simplificación de la geometría del neumático. Esto es posible de realizar ya que la curvatura

que presenta el neumático le otorga mayor rigidez, esto se puede ajustar mediante el análisis modal. Luego, este modelo computacionalmente eficiente se utiliza para obtener las funciones de transferencia que pasarán al modelo de contacto asfalto-neumático para predecir el ruido exterior.

$$-T_0 \left(\frac{\partial^2 \xi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \xi}{\partial y^2} \right) + B_x \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^4} + B_{xy} \frac{\partial^4 \xi}{\partial x^2 \partial y^2} + B_y \frac{\partial^4 \xi}{\partial y^4} - m'' \omega^2 \xi + s \xi = F \quad (1)$$

Donde T_0 expresa la rigidez de la cama elástica y está relacionada con la presión de inflado del neumático, ξ son los desplazamientos, m'' es la masa por unidad de área, s representa la rigidez de la cama de resortes y ω^2 la aceleración en respuesta en frecuencia. Las pérdidas son introducidas añadiendo un factor imaginario (i) a la rigidez del neumático, a la tensión T_0 y a s .

Las condiciones de borde de la placa son las siguientes:

$$\begin{aligned} (\omega)_{x=0, x=L_x} &= 0 \\ (\omega)_{x=0, x=L_y} &= 0 \\ (m_x)_{x=0, x=L_x} &= 0 \\ (m_y)_{x=0, x=L_y} &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

Por lo tanto al ser una placa simplemente apoyada en los bordes se puede resolver la ecuación mediante el método de Navier en el cual se expresan los desplazamientos y la fuerza de excitación como una doble serie de senos y cosenos.

Desplazamientos:

$$\omega_{(n,m)} = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} W_{n,m} * \cos k_n * \sin k_m \quad (3)$$

Fuerza:

$$F = \sum_{n=1}^{\infty} \sum_{m=1}^{\infty} F_{n,m} * \cos k_n * \sin k_m \quad (4)$$

Donde se define para simplificar el proceso de derivación a:

$$k_n = \frac{2 * \pi * n}{l_x} \quad (5)$$

$$k_m = \frac{\pi * m}{l_y} \quad (6)$$

Reemplazando las ecuaciones 3 y 4 en 1 surge la constante de derivación:

$$L_c = B_x * (K_n^4) + 2 * B_{xy} * (K_n^2 * K_m^2) + B_y * (K_m^4) + T_0 * (K_n^2 + K_m^2) \quad (7)$$

Para una fuerza situada en el centro de la banda actuando en dirección vertical y ampliando en las funciones propias, se encuentra que:

$$\xi_{m,n} = \frac{F_{n,m}}{L_c - m''\omega^2 + s} \quad (8)$$

Despejando de la ecuación de placa los desplazamientos, estos se pueden calcular como:

$$F_{n,m} = \frac{\sin k_n d_x [\cos k_m (y_0 - d_y) - \cos k_m (y_0 - d_y)]}{n \pi d_x m \pi d_y} \quad (9)$$

Para la simulación se discretiza la placa en 2D donde dx y dy son el ancho y longitud del área de excitación.

La respuesta en frecuencia de los desplazamientos (receptancia) del sistema se obtiene de:

$$R_{i,j} = \frac{\xi_{m,n}}{F_{n,m}} \quad (10)$$

Observar que es el cociente entre la salida (respuesta del sistema o desplazamientos) y la entrada (fuerza de excitación). Si se deriva la receptancia en frecuencia obtenemos la movilidad lo que permitirá comparar la simulación del modelo con los ensayos realizados experimentalmente.

Los parámetros necesarios para la simulación son:

- a. *Masa por unidad de área del neumático.*
- b. *Rigidez de la cama de resortes ("Bedding stiffness").*
- c. *Tensión.*
- d. *Rigidez flexional ("Bending stiffness").*

A continuación se describe como fueron obtenidos dichos parámetros a partir de los ensayos experimentales descritos en la Sección 2.

- a. *Masa por unidad de área del neumático [m"]*

Se calcula como el producto entre la densidad del neumático y su espesor.

$$m'' = \rho * e = 10,4 [Kg/m^2] \quad (11)$$

- b. *Rigidez de la cama de resortes ("Bedding stiffness")*

Depende de la presión de inflado y de la rigidez de los laterales. Debido a que el neumático se encuentra en condiciones libre-libre, la interacción entre el neumático y la llanta se puede considerar como un sistema de masa resorte. Las masas son las del neumático y las de la llanta, las cuales se encuentran vinculadas por resortes. Para este sistema se puede escribir la movilidad como:

$$Y(\omega) = \frac{j\omega(K - \omega^2 m_{rin})}{\omega^2[\omega^2 m_{rin} m_{neum} - K(m_{rin} + m_{neum})]} \quad (12)$$

Dónde K es la rigidez del resorte. Como la anti-resonancia sólo depende de la masa de la llanta, se utilizará ésta para calcular el “bedding stiffness”.

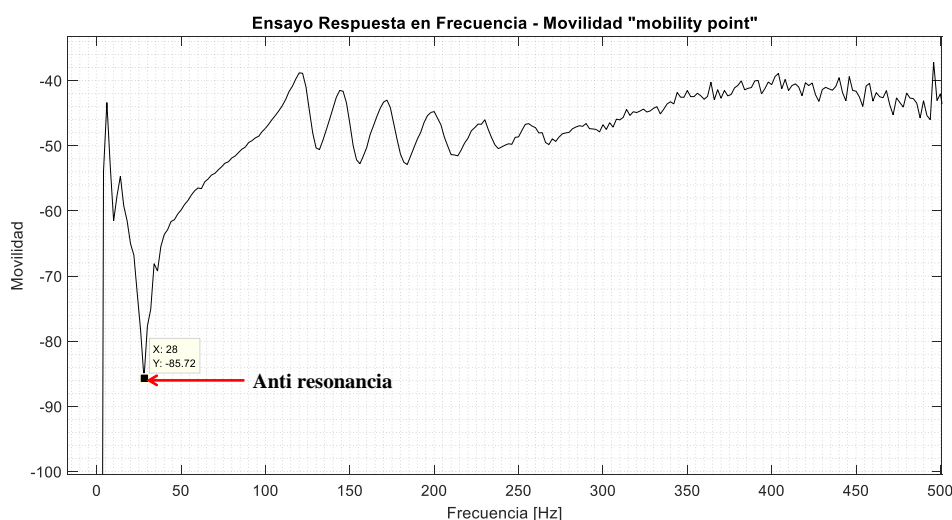


Figura 13: figura indicativa de la ubicación de la frecuencia de anti-resonancia.

Como se puede observar en la Figura 13, la frecuencia de anti-resonancia adquiere un valor de 28 Hz . La masa de la llanta es de 10 Kg , con lo cual se obtiene:

$$s = \frac{K}{l_x * l_y} = \frac{\omega_1^2 * m_{rin}}{l_x * l_y} = 419750 \left[\frac{N}{m^3} \right] \quad (13)$$

El amortiguamiento de la anti-resonancia fue calculado mediante la técnica de los 3dB:

$$\eta_s = 0.05536 \quad (14)$$

c. Tensión:

Este valor depende de la presión de inflado y se puede calcular usando una versión modificada del modelo de placa asumiendo que esta vibra en el modo lateral fundamental, con lo cual, la tensión T_0 es la única variable desconocida.

$$[-T_0(k_n^2 + k_1^2) + B_x k_n^4 + 2 B_{xy} k_n^2 k_1^2 + B_y k_1^4 - \omega^2 m'' + s] \xi = F''_{n,1} \quad (15)$$

Asumiendo que el cociente entre fuerza y desplazamientos adquiere valores despreciables frente a los demás términos:

$$T_0 = \frac{B_x k_n^4 + 2 B_{xy} k_n^2 k_1^2 + B_y k_1^4 + s + \omega^2 m''}{(k_n^2 + k_1^2)} \quad (16)$$

Cabe destacar que para el cálculo de T_0 se utilizó el k_n promedio de la sumatoria de cada uno de éstos, es decir:

$$\bar{k}_n = \left[\sum_{n=1}^{50} \frac{\pi * n}{l_x} \right] / 50 \quad (17)$$

En la Tabla 1 se muestran en la primera columna las primeras seis frecuencias resonantes del neumático, las cuales se pueden observar en la Figura 14, en la segunda columna se muestran los valores de las tensiones calculadas con la ecuación (16) y en la tercera columna se observa el factor de pérdida o amortiguamiento de esa frecuencia.

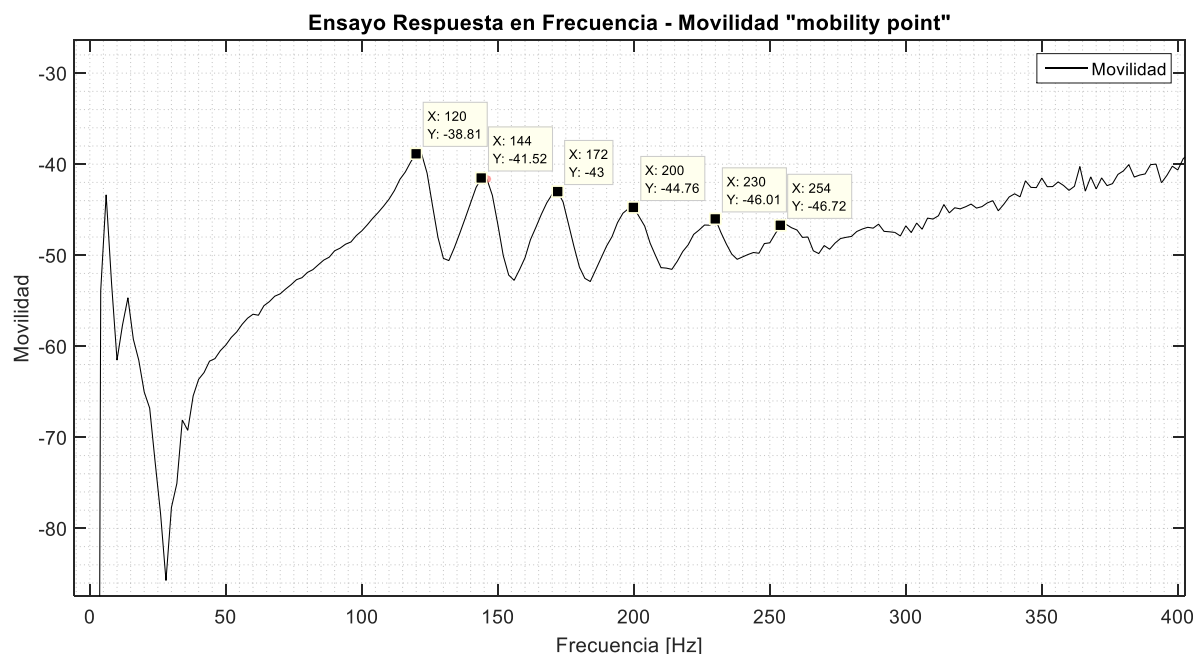


Figura 14: Primeras seis frecuencias resonantes del neumático.

MODO	TENSIÓN (T_0)	FACTOR DE PÉRDIDA
120 [Hz]	73033 [N/m]	0.0875
144 [Hz]	71715 [N/m]	0.06
172 [Hz]	69874 [N/m]	0.0588
200 [Hz]	67706 [N/m]	0.065
230 [Hz]	65022 [N/m]	0.06
254 [Hz]	62605 [N/m]	0.087
Promedio	68326 [N/m]	0.0697

Tabla 1: Tensión T_0 para cada una de las frecuencias de resonancia con su respectivo factor de pérdida y promedio.

Para el ajuste de la simulación se utiliza la tensión calculada para la primera frecuencia de resonancia:

$$T_0 = 73033 \text{ [N/m]}$$

d. Rigidez flexional ("Bending stiffness")

La movilidad obtenida mediante un ensayo modal realizado con martillo modal como fuente de excitación en un neumático solo puede excitar un cierto rango de frecuencias. Es por ello que se observa un decaimiento "ruidoso" en la curva de movilidad para frecuencias

mayores a 600 Hz. Esto se debe a que el martillo modal no puede excitar las frecuencias mayores a ese valor por lo tanto el “fitting” se realiza entre las frecuencias de 300 Hz y 600 Hz.

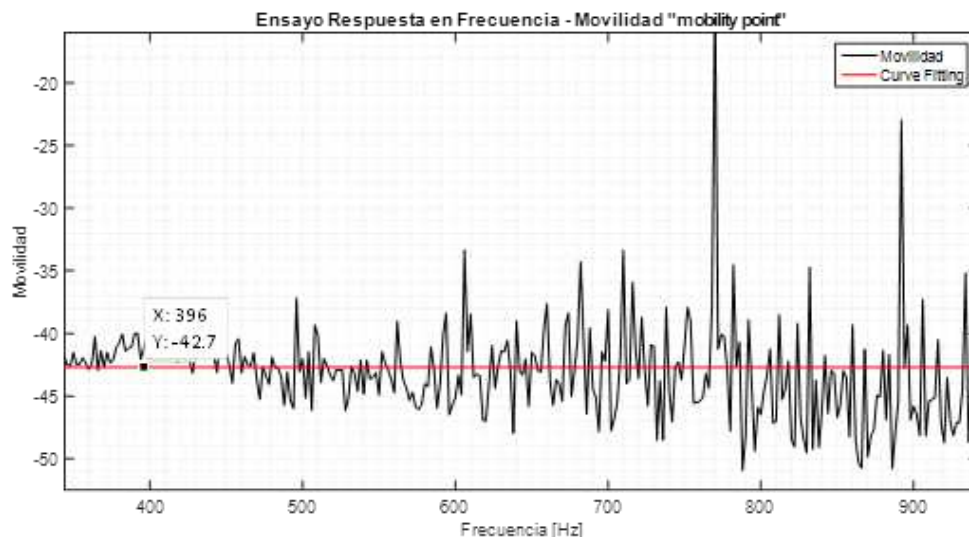


Figura 15: Extracción de parámetro de rigidez flexional.

Según Andersson et al. (2001), se sabe que el neumático en altas frecuencias se comporta como una placa. Debido a que la estructura es muy amortiguada, a medida que la frecuencia aumenta los picos de resonancia hacen que la curva de movilidad sea plana. Con lo cual la movilidad de la placa es constante:

$$Y(\omega) = \frac{1}{8\sqrt{m''B_{xy}}} \quad (18)$$

Debido a que se considera el neumático como una placa ortotrópica se asume una relación de rigideces de

$$Y(\omega) = 10^{-\frac{42.7}{20}}$$

$$B_{xy} = \frac{1}{m''(8Y(\omega))^2} \quad (19)$$

Tenemos que:

$$B_x = 2B_y \quad (20)$$

Por lo tanto:

$$B_y = \frac{B_{xy}}{\sqrt{2}} \quad (21)$$

En la Tabla 1 se puede observar cada una de las rigideces con su correspondiente valor y factor de pérdida o amortiguamiento.

RIGIDECES	VALOR	FACTOR DE PERDIDA
B_{xy}	27.976 [Nm]	0.3
B_x	39.6 [Nm]	0.3
B_y	19.8 [Nm]	0.3

Tabla 1: Valores de las rigideces de la placa.

3.1 Resultados simulados

Las Figura 16, Figura 17 y Figura 18 muestran los resultados de las simulaciones en donde se calculó la curva de movilidad del neumático para las mismas condiciones del ensayo experimental presentado en la Sección 2.

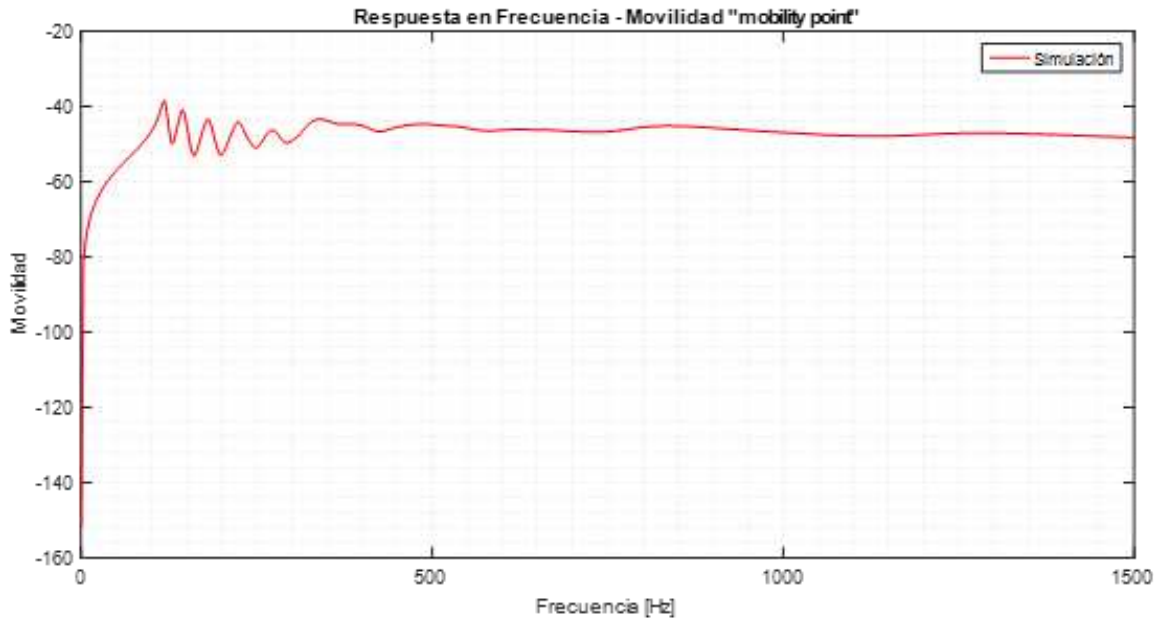


Figura 16: Simulación en el "mobility point".

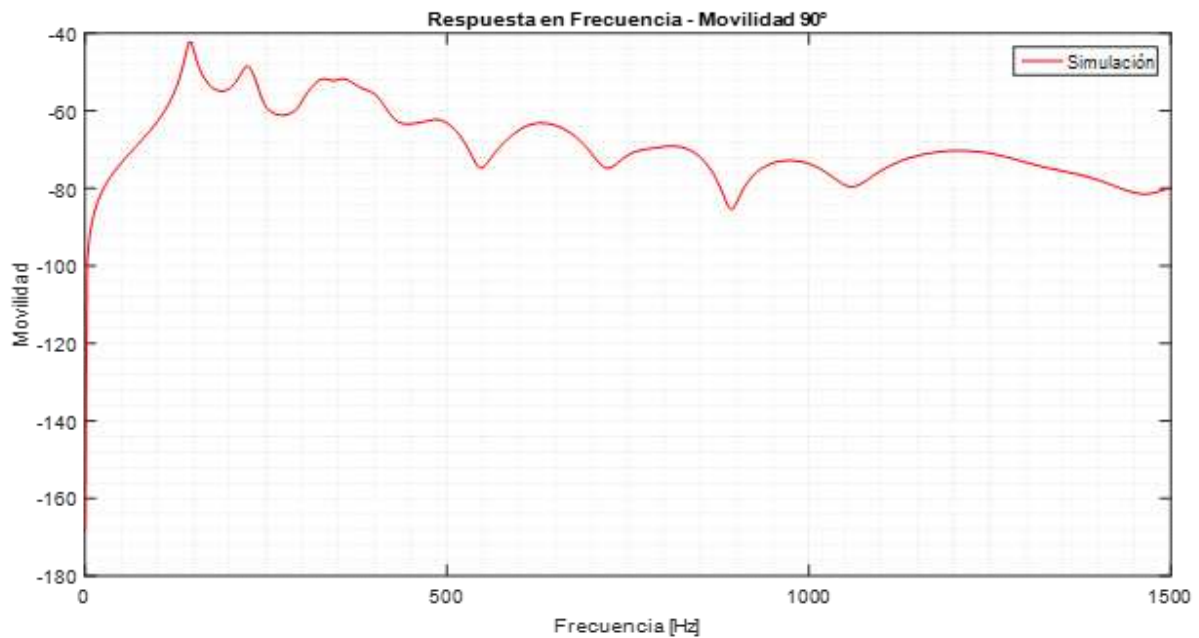


Figura 17: Simulación a 90°.

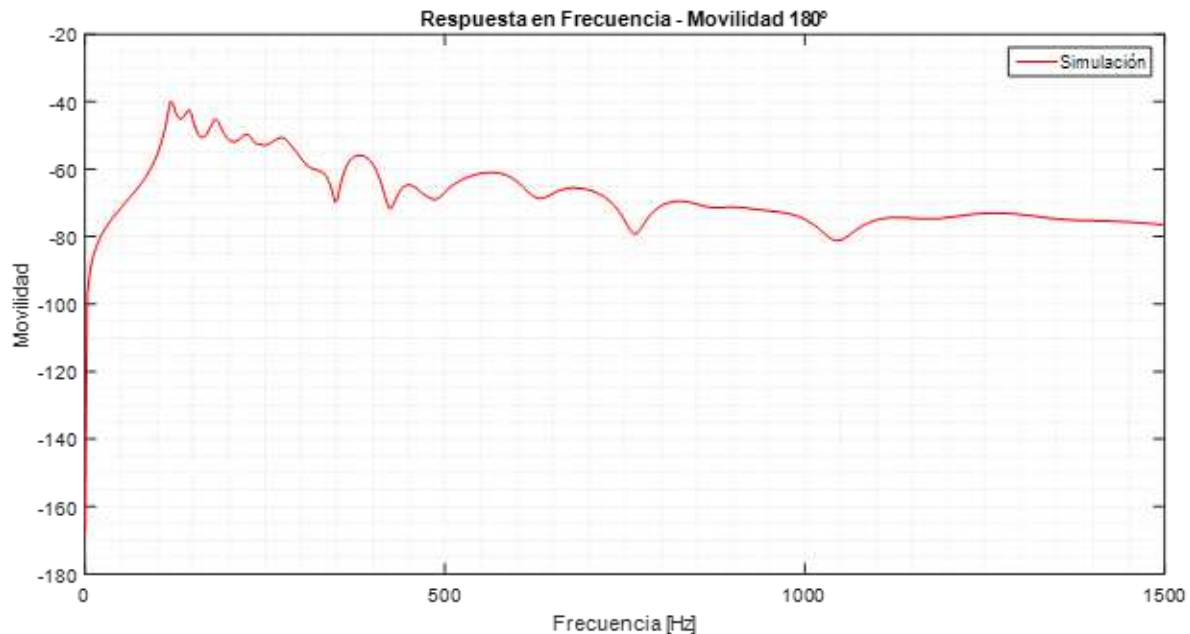


Figura 18: Simulación a 180°.

4 DISCUSIÓN

Comparando los resultados experimentales con las simulaciones se observan muy buenas aproximaciones del modelo matemático al experimental para los diferentes casos de ensayos, esto se puede observar en las Figura 19, Figura 20 y Figura 21.

En la Figura 19 se observa un buen ajuste de la curva simulada a la experimental, sobre todo en los primeros modos de vibrar. Esto se debe a que se realizó un ajuste mediante la tensión de la placa. Por lo tanto, se puede inferir que los primeros modos se deben principalmente a la tensión de la placa, o sea a la presión de inflado del neumático y la rigidez de la cama de resortes. En esta zona, el espesor de la placa no es influyente en la movilidad, es por ello que se observa un comportamiento membranar de los primeros modos de vibrar. Por otra parte, en base a estudios ya realizados por Kropp et al. (2000), se investigó la eficiencia de radiación de los modos de cilindro en dos dimensiones y se llegó a la conclusión que los modos de orden inferior son los radiadores más eficientes. Estos modos se deben a desplazamientos radiales producidos por la interferencia de las ondas que viajan a lo largo de las direcciones circunferenciales positivas y negativas con los modos de vibración de la sección transversal que implica un desplazamiento radial casi rígido del cinturón.

Para frecuencias mayores a 350 Hz el neumático se comporta como una placa. A partir de allí la rigidez flexional es lo que domina el comportamiento dinámico de la placa. Debido al gran amortiguamiento que presenta el material del neumático se observa una línea aproximadamente plana ya que los modos son tan amortiguados que se confunden unos con otros. Este modelo tiene un limitante a alta frecuencias ya que la longitud de onda es comparable con el espesor de la placa.

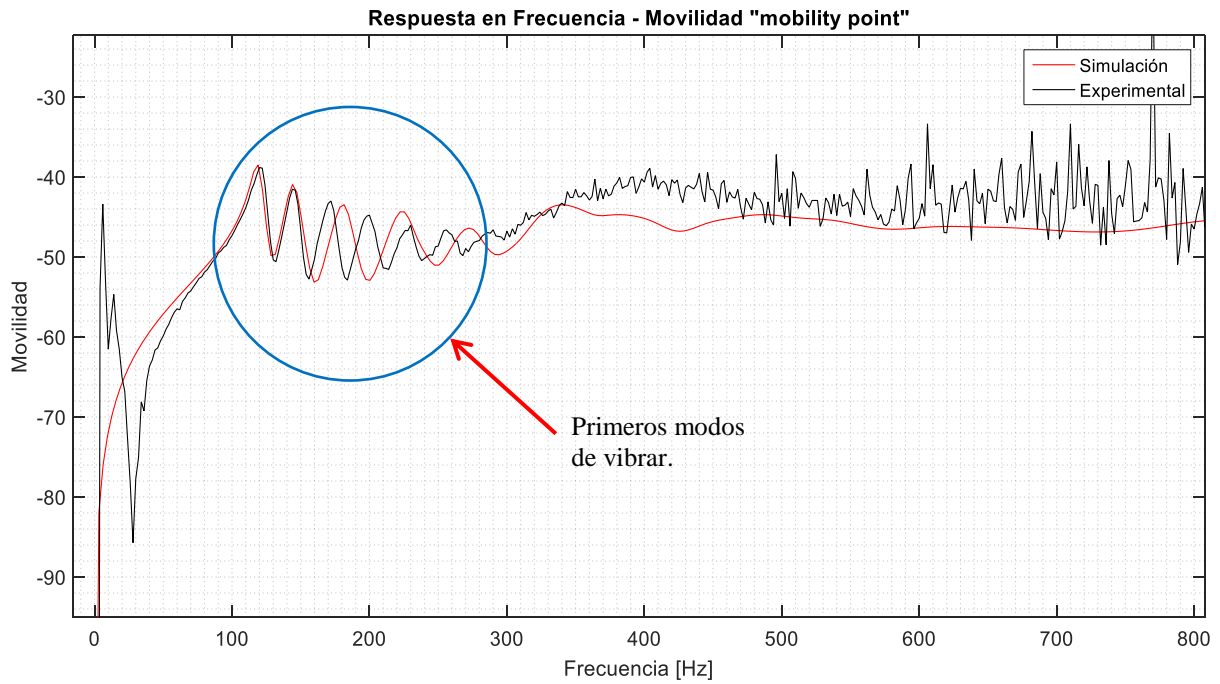


Figura 19: Comparación del ensayo con simulación en el "Mobility Point".

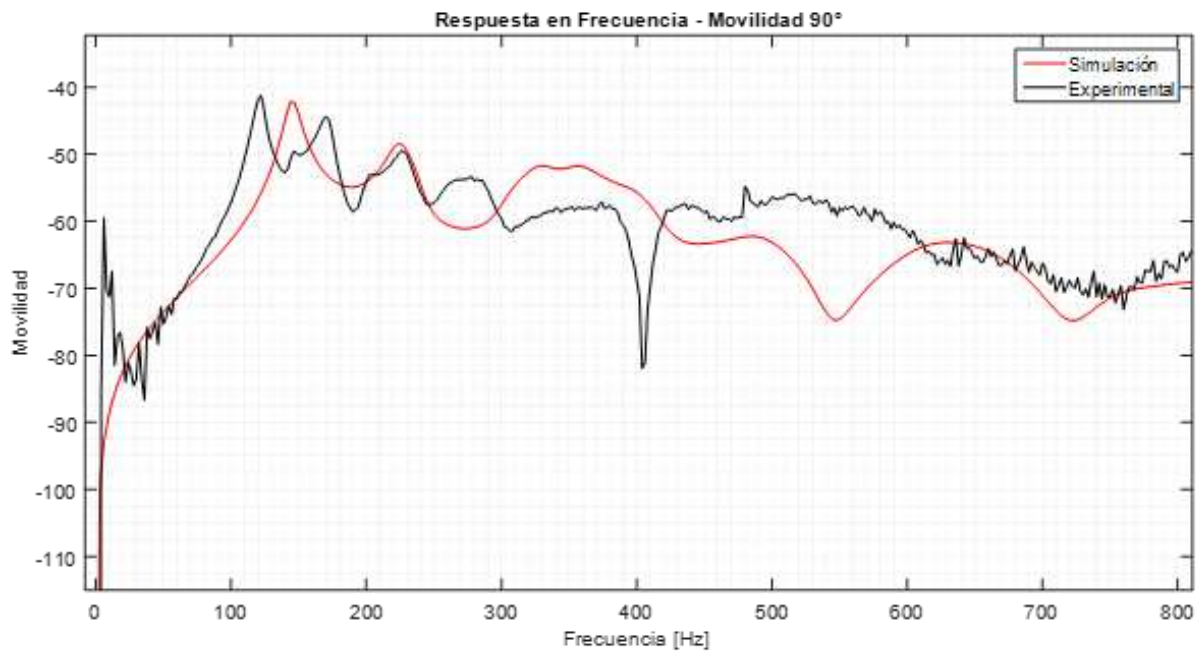


Figura 20: Comparación del ensayo con simulación realizada a 90°.

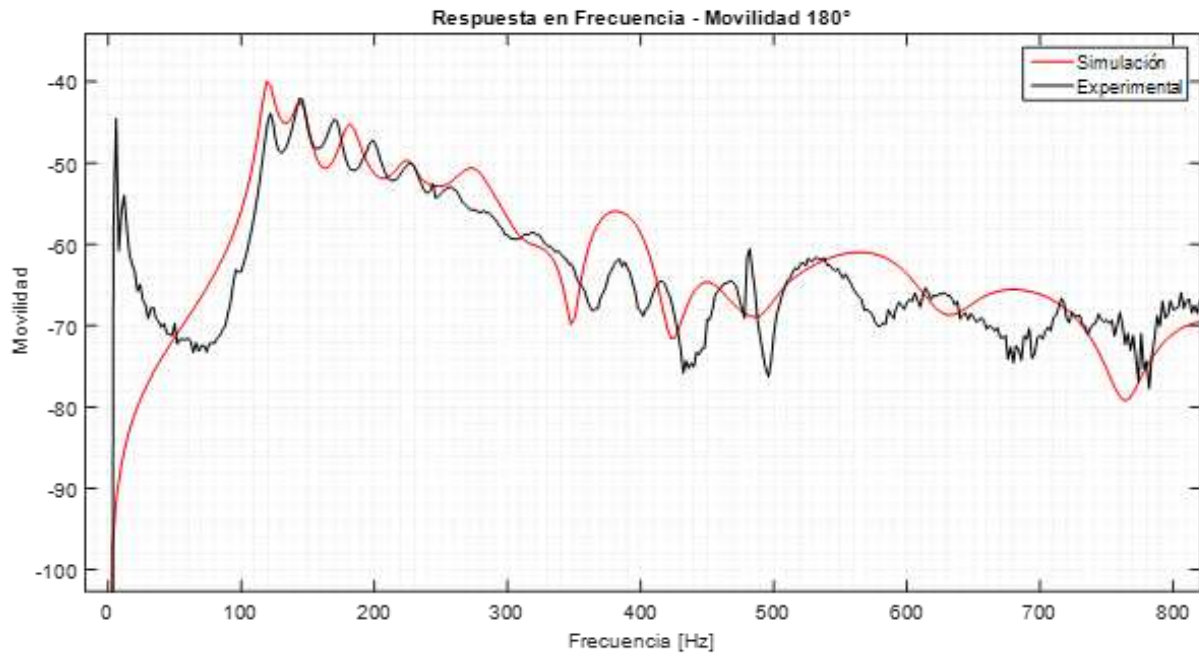


Figura 21: Comparación del ensayo con simulación realizada a 180°.

En general se observa un buen ajuste de las curvas simuladas en cada caso de excitación. Esto se ve reflejado en las Figura 20 y Figura 21 ya que el ajuste de las propiedades de la placa se realizó solamente con los ensayos del “driving point mobility”. Las diferencias que se observan entre el ensayo experimental y la simulación pueden ser debido a que las propiedades del material no dependen de la frecuencia. Esto físicamente no es cierto ya que los materiales como el caucho varían sus propiedades de acuerdo con la frecuencia que se lo excite. La implementación de esta variación en el modelo mejoraría aún más el ajuste de ambas curvas.

5 CONCLUSION

El modelo de placa ortotrópica ajusta la dinámica estructural del neumático permitiendo obtener un modelo computacionalmente rápido y con discrepancias casi nulas en los primeros picos resonantes en bajas frecuencias del “driving point mobility”. Éste método ofrece como ventaja que requiere poca capacidad computacional para llevar a cabo la simulación por lo que es una muy buena opción debido a la relación costo-beneficio. Este tipo de metodología (extracción de parámetros globales) permite ajustar muy bien el modelo de simulación pero se necesita un acabado conocimiento de la estructura para extraer de manera correcta los parámetros experimentales.

AGRADECIMIENTOS

Esta investigación se realizó gracias al aporte de recursos de la empresa FATE SAICI y de CONICET. También se agradece la colaboración del GAV (Grupo de Acústica y Vibraciones) de la Facultad de Ingeniería de Río Cuarto.

REFERENCIAS

Andersson P., Larsson K. and Kropp W., A method for experimental collection of global material data for tyres. *Department of Applied Acoustics Chalmers University of*

- Technology, SE-412 96 Goteborg, Sweden. 2001.
- Duhamel D., Mace B.R., and Brennan M.J., Finite element analysis of the vibrations of waveguides and periodic structures. *J. Sound Vibr.* 294, 205-220, 2006.
- Hamet J.F., Tire/road noise: time domain Green's function for the orthotropic plate model. *Acustica*, 470-474, 2001.
- Houillon L., Ichchouh M.N., and Jezequel L., Wave motion in thin-walled structures, *J. Sound Vibr.* 281, 483-507, 2005.
- Huang S.C. and Soedel W., Response of rotating rings to harmonic and periodic loading and comparison with the inverted problem. *J. Sound Vibr.* 118(2), 253-270, 1987.
- Huang S.C., The vibration of rolling tires in ground contact. *J. vehicle design* 13, 78-95, 1996.
- Kropp, W., A mathematical model of tyre noise generation. *International Journal of vehicle design*, 6, 1-4, 1999.
- Kropp W., Becot F.X., Barrelet S. On the sound radiation from tyres, *Acta Acustica united with acustica*, 769-779, 2000.
- Kropp W., Structure born sound on smooth tire. *Appl. Acoustics* 26, 181-192, 1989.
- Kuijpers, A., Gijsjan Van Blokland. Tyre/Road noise models in the last two decades: a critical evaluation. *The 2001 International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering*. Netherland, 2001.
- Larsson K. and Kropp W., A high-frequency threedimensional tire model based on two coupled elastic layers. *J. Sound Vibr.* 253, 889-908, 2002.
- Mace B.R., Duhamel D., Brennan M.J., and Hinke L., Finite element prediction of wave motion in structural waveguides, *J. Acous. Soc. Ame.* 117, 2835-2843, 2005.
- Mead D.J., Wave propagation in continuous periodic structures: research contributions from Southampton, *J. Sound Vibr.* 190, 495-524, 1996.
- Nackenhorst, U., Otto von Estorff. Numerical Analysis of Tire Rolling Noise Radiation- A State of the Art Review. *The 2001 International Congress and Exhibition on Noise Control Engineering*. Netherlands, 2001.
- Pahlevani L., Duhamel D., Yin H. and Cumunel G., Tire / Road Dynamic Contact; Study of Different Approaches to modelling of a tire. *9th International Conference on Structural Dynamics, EURO DYN 2014*.
- Pinnington R.J., Briscoe A.R., A wave model for a pneumatic tire belt. *J. Sound Vibr.* 253, 969-987, 2001.
- Prisse J., Clairet J.M., and Hamet J.F. Modal testing of a smooth tire in low and medium frequency estimation of structural parameters. *IMAC XVIII*, 960-967, 2000.
- Sandberg, U., Jerzy A. E. *Tyre/Road Noise Reference Book*. Kisa: Informex, 2002.
- Wei Y.T., Nasdala L., and Rothert H., Analysis of forced transient response for rotating tires using REF models. *J. Sound Vibr.* 320, 145-162, 2008.