

NORWAE – PROGRAMA PARA LA REDUCCIÓN DEL RUIDO FERROVIARIO POR MEDIO DE LA MODIFICACIÓN GEOMÉTRICA DE RUEDAS DE FERROCARRIL

43.60.-c.

de la Prida Caballero, Rubén;
Universidad Carlos III de Madrid, Avda. de la Universidad, 30, Leganés, España,
rprida@ing.uc3m.es.

Beltrán Ruiz, Estefanía Eliana;
Investigadora independiente, Madrid, España, beltranruizestefania@gmail.com.

Palabras Clave: ruido ferroviario; análisis modal; método de los elementos finitos; ruedas ferroviarias; interacción rueda-carril.

ABSTRACT.

Railway noise is still one of the main obstacles to the growth of rail transport (especially freight transport). In the operating speed range between 60km/h and 300km/h, the main source of noise comes from the excitation at the wheel-rail contact. As a direct consequence, the design of the wheel has a direct impact on its acoustic emission. The first version of the NORWAE program is presented, which, in an automated way, is able to parameterize the geometry of a railway wheel, identify its main vibration modes, and redesign the starting wheel in order to reduce its acoustic emission. The program is written in PYTHON language and acts directly on the finite element software ABAQUS, with which each iteration of the geometry is calculated. Compared to the very costly calculations with TWINS, until now the industry standard, the redesign with NORWAE makes it possible to optimize the wheel design in order to reduce its contribution to railway noise to a minimum.

RESUMEN.

El ruido ferroviario es, aún hoy, uno de los principales obstáculos para el incremento del transporte (sobre todo del transporte de mercancías) por ferrocarril. En el rango de velocidades de operación comprendido entre los 60km/h y los 300km/h, la principal fuente de ruido proviene de la excitación en el contacto rueda-carril. Consecuencia directa de ello es que el diseño de la rueda impacta de modo directo sobre su emisión acústica. Se presenta la primera versión del programa NORWAE que, de modo automatizado, es capaz de parametrizar la geometría de una rueda ferroviaria, identificar sus principales modos de vibración, y rediseñar la rueda de partida de modo que se reduzca su emisión acústica. El programa está escrito en lenguaje PYTHON y actúa directamente sobre el software de elementos finitos ABAQUS, con el que se calcula cada iteración de la geometría. Frente a los muy costosos cálculos con TWINS, hasta ahora el estándar de la industria, el rediseño con NORWAE permite optimizar el diseño de la rueda a fin de reducir su contribución al ruido ferroviario al mínimo.

1. INTRODUCCIÓN

El transporte ferroviario representa una de las variantes más ecológicas y sostenibles frente a los grandes retos logísticos y urbanísticos de un mundo en estado de crisis energética y medioambiental. Sin embargo, no todo son ventajas, y el tráfico ferroviario, especialmente el de mercancías, presenta una rémora fundamental: el ruido. Como los profesores alemanes Rainer König y Markus Hecht, eminencias europeas en el estudio del ruido ferroviario, afirman en [1]: “The crucial factor for the future of rail freight transportation in Europe, including the use of freight

wagons, is the noise factor, and relevant innovations will be measured by the extent to which they solve this challenge” (p. 16). Esta afirmación es tanto más drástica cuanto que los vehículos de mercancías son a menudo incapaces de cumplir con los niveles de emisión sonora prescritos por la TSI Noise, presentando niveles de presión sonora hasta 10 dB superiores a los indicados en dicha Especificación Técnica de Interoperabilidad. Las consecuencias de estos excesos de ruido son extraordinariamente nocivas par la salud de los seres humanos, como se muestra en la Figura 1. Según el informe de 2016 de la UIC (Unión internacional del ferrocarril) sobre el ruido ferroviario en Europa [2], alrededor de 19 millones de personas se encuentran expuestas a ruidos mayores a 55 dB(A) debido al tráfico ferroviario durante el día, y alrededor de 15 millones se encuentran expuestas a ruidos superiores a 50 dB(A) durante la noche. Una emisión de ruido por encima de los 55 dB(A) se considera contaminación acústica.

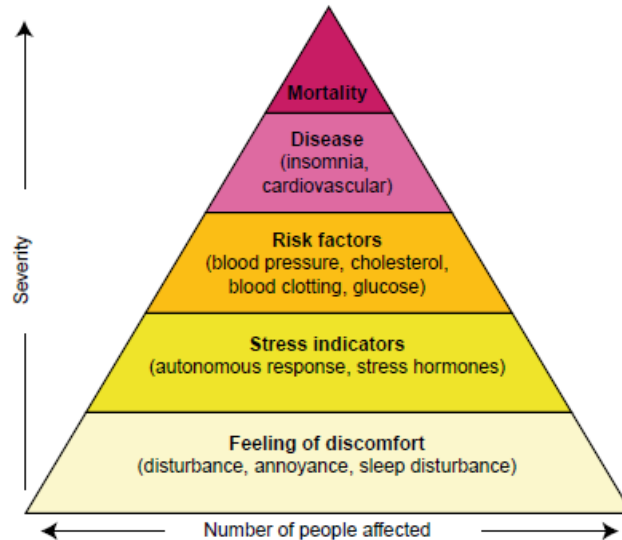


Figura 1 – Efectos del ruido en la salud de las personas [2].

Como se afirma en [1], por otra parte “[a]t the present there is not yet any technically and commercially mature design for rail freight waggons that sufficiently reduces noise emissions” (p. 27). Esta situación no ha cambiado sustancialmente desde el momento de la publicación del citado documento. Es por ello que la investigación en este campo, tanto a nivel de vehículo como a nivel de infraestructura es no solo necesaria, sino que presenta carácter de urgencia.

2. FUENTES DEL RUIDO FERROVIARIO

Conforme a lo que se indica en [3], y salvo fenómenos puntuales como puede ser el chirrido en curva o *squealing*, o bien la descarga de los colectores de aire comprimido, se puede considerar el ruido ferroviario como una magnitud función de la velocidad del vehículo, de tal modo que es posible señalar tres fuentes fundamentales, según el rango de velocidades en el que circule el vehículo:

1. **Ruido de tracción:** a bajas velocidades, inferiores a los 50 km/h, y en particular en vehículos Diésel, predomina el ruido del motor de combustión de la locomotora. En vehículos eléctricos automotores pueden ser asimismo determinantes a bajas velocidades otras fuentes sonoras como los motores de los sistemas de climatización o de los compresores de aire.
2. **Ruido de rodadura:** es el predominante en el rango entre los 50 km/h y los 250 km/h. Se produce por la excitación de la rueda y el carril surgida en la superficie de contacto entre ambos, y está influido por la rugosidad de los mismos, la carga por eje, la velocidad del vehículo o la rigidez de los diversos elementos de la infraestructura, entre otros factores.
3. **Ruido aerodinámico:** surgido por perturbaciones del medio aéreo, es el predominante en vehículos de alta velocidad, a partir de los 250 km/h.

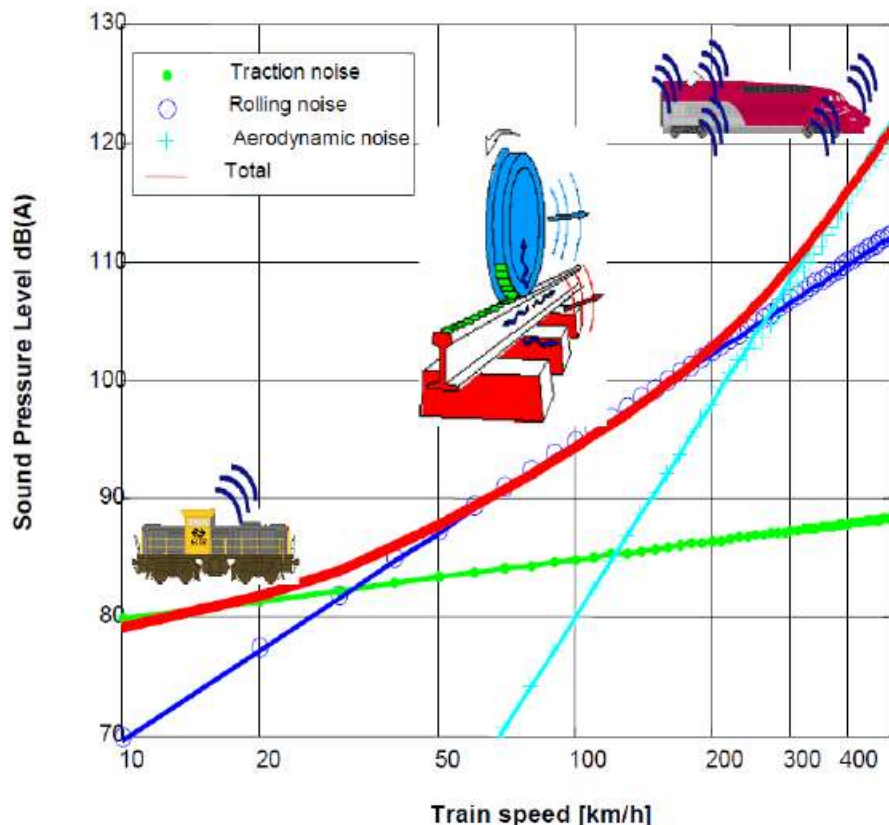


Figura 2 – Fuentes del ruido en función de la velocidad [3].

El alcance de este trabajo se restringe a la fuente predominante de ruido en el rango de velocidades más amplio, que es aquella debida a la rodadura. Dado que este tipo de emisión acústica ferroviaria surge de la vibración generada en rueda y carril por la excitación originada en la superficie de contacto entre ambos, toda medida que lleve a un mayor amortiguamiento de dicha vibración conducirá necesariamente a una disminución del ruido. Es por ello que la mayoría de los absorbentes de sonido disponibles en el mercado tanto para ruedas como para carriles tienden a la disipación de energía vibratoria. Como ejemplos particularmente ilustrativos se pueden señalar los absorbentes de carril y de rueda del fabricante alemán Schrey und Veit, que en ambos casos consisten de una serie de láminas de goma y metal de diversa longitud y espesor, que consiguen amortiguar la vibración de los elementos sobre los que están montados en un rango de frecuencias de interés.



Figura 3 – Ejemplos de absorbentes de sonido VICON AMSA para carril y VICON RASA para ruedas, de la empresa Schrey und Veit [4].

Como se puede apreciar en la Figura 3, sin embargo, todo dispositivo disipador de vibración requiere un montaje que hace necesario el mecanizado, taladro o, en general, una

intervención de tipo mecánico que modifique el elemento que se quiere amortiguar. Cabe, por tanto, preguntarse, si es posible realizar un rediseño de las ruedas o los carriles ferroviarios, a fin de garantizar una menor vibración en la propia fuente de sonido, sin necesidad de influir sobre ella con elementos adicionales que, además de modificar su geometría, conllevan un incremento de masa (particularmente dramático en el caso de la rueda) y de coste.

Dado que la rueda ofrece, por un lado, mayores posibilidades de rediseño geométrico y, por otro, su vibración afecta a un mayor rango de frecuencias – aproximadamente entre 1000 Hz y 5000 Hz, mientras que el ruido de la vibración del carril es solo predominante hasta los 1000 Hz [5] – vamos a centrarnos en la mitigación de las vibraciones de la rueda. Para ello es necesario, en primer lugar, comprender cómo vibra una rueda ferroviaria, y qué modos de vibración son realmente influyentes en la generación del ruido de rodadura.

3. MODOS DE VIBRACIÓN DE UNA RUEDA FERROVARIA

En el capítulo 4 del manual *Railway Noise and Vibration* [5] de David Thompson, sin duda el libro más relevante sobre acústica ferroviaria, se definen los diversos modos de vibración de una rueda de ferrocarril. Estos se pueden caracterizar a través de sus líneas nodales -representadas en la Figura 4 por las líneas de puntos-, que son aquellas definidas por nodos estacionarios, es decir, aquellos que presentan un desplazamiento nulo. Por otra parte, cada modo presentará un determinado número de diámetros nodales (n), que pueden estar o no en combinación con un determinado número de círculos modales (m). Se puede distinguir entre modos axiales, radiales y circunferenciales. La Figura 4 muestra algunos de los modos axiales (para los casos de $m=0$ y $m=1$) y radiales más relevantes para una rueda de ferrocarril.

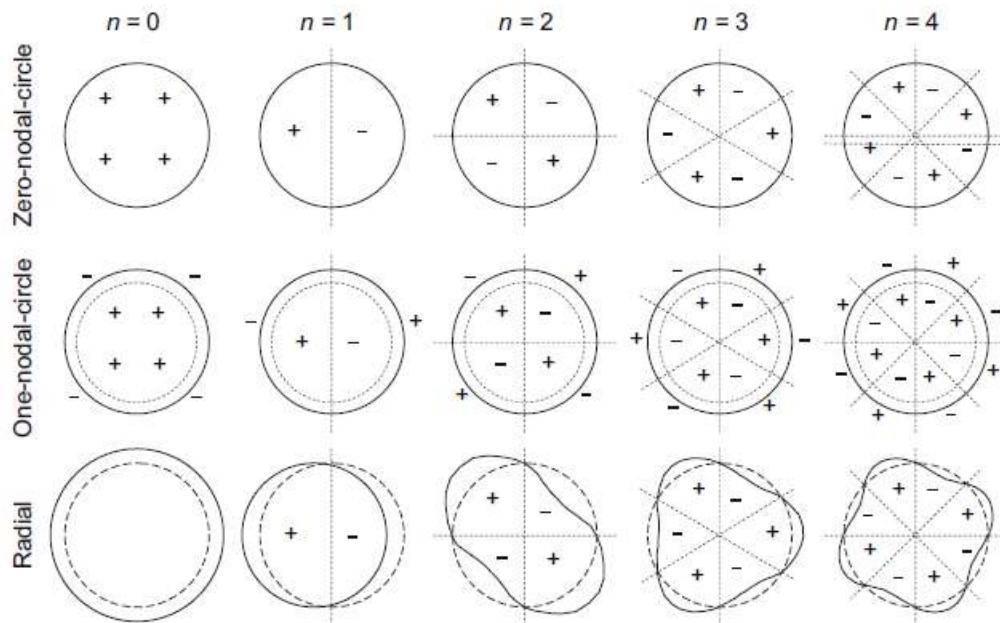


Figura 4 – Ejemplos de formas de modos de vibración de una rueda [2].

A través de análisis con elementos finitos, se ha podido observar que los modos con cero círculos nodales poseen la mayor vibración axial en la banda de rodadura de la rueda, los cuales son más significativos en el llamado “squealing noise”. Por otro lado, Thompson demuestra que los modos radiales y axiales con un círculo nodal son los más significativos en el ruido de rodadura, especialmente en el caso de que estén acoplados: “[t]he coupled radial and one-nodal-circle axial modes are the most important for rolling noise due to their large radial component at the thread, which is well excited by vertical forces, and their large out-of-plane motion of the web which radiates sound well” [5]. A una conclusión similar llegan los autores de [6], quienes destacan que el grado de acoplamiento entre los modos radiales y axiales es un indicador de la emisión acústica de la rueda, conclusión obtenida por medio de ensayos en laboratorio y en vía con ruedas de ferrocarril, en los que la respuesta modal del velo y de la llanta fue medida por medio de acelerómetros.

En resumen, es posible llegar a la conclusión de que el acoplamiento entre modos axiales y radiales es una magnitud significativa para la evaluación del ruido generado por una rueda ferroviaria. Se trata, por otra parte, de una magnitud intrínsecamente ligada al diseño propio de cada rueda. Es por ello que su reducción estará necesariamente ligada a una mitigación del ruido de generado en el contacto rueda-carril. Por tanto, la cuantificación de dicho acoplamiento constituye necesariamente el primer paso para hacer posible una reducción del ruido de rodadura por medio del rediseño de la rueda.

2.1. Coeficiente de acoplamiento

Como se ha indicado, en [6] se describe un análisis modal de distintos modelos de ruedas ferroviarias, en condiciones de laboratorio y de circulación en vía, a través de medidas de las aceleraciones en varios puntos de la rueda, considerando frecuencias de hasta 5 kHz. Los ensayos confirman que los modos propios más influyentes en la generación de ruido son los radiales, pero que estos nunca presentan un comportamiento puramente radial, sino que se encuentran acoplados con modos axiales. En [6], dicho acoplamiento no es caracterizado explícitamente, pero sí es asociado a mayores niveles de emisión sonora. Conceptualmente, los autores de [6], al igual que Thompson, identifican el acoplamiento con un desplazamiento axial del velo ante una excitación radial de la llanta. Estos mismos autores, por otra parte, demuestran experimentalmente la observación realizada por Thompson, basada exclusivamente en cálculos numéricos [6]:

[Thompson] found that there was a coupling of radial and one-circle axial modes for wheels with curved web. Actually, also for the tested solid wheel (which has curved web) that kind of coupling has been observed [...]. There is experimental evidence of a strong coupling between radial and axial wheel modes. This leads to a significant fact, in the sense that a radial excitation also gives rise to high-amplitude axial vibrations of the wheel web for those modes involving a mainly radial mode shape.

Parece, por tanto, necesario formular matemáticamente el concepto de acoplamiento, de modo que este pueda ser caracterizado en base al análisis modal natural de una rueda de ferrocarril por el método de los elementos finitos. Así, a efectos de cálculo, y basándonos en el aparato teórico-conceptual desarrollado en [5] y [6], definimos el coeficiente de acoplamiento como:

$$C_c = \frac{\max [u_z^{velo}]}{\max [u_r^{llanta}]} \quad (1)$$

Donde u es el desplazamiento medido en los nodos del modelo de elementos finitos, en las direcciones y sectores indicados por los subíndices y superíndices.

3. NORWAE – UNA PROPUESTA PARA EL REDISEÑO DE RUEDAS FERROVIARIAS BASADO EN SU EMISIÓN ACÚSTICA

El programa de elementos finitos Abaqus, uno de los más usados para simulación en ingeniería mecánica, permite la obtención de los modos propios de vibración de una rueda ferroviaria de manera extraordinariamente sencilla. Se trata, además, de un cálculo rápido, en torno al minuto de duración en un equipo de prestaciones ordinarias (es decir, no en un servidor de cálculo, donde el tiempo se reduciría drásticamente), con lo cual es un cálculo susceptible de ser incorporado a un programa iterativo. Por otra parte, el software Abaqus puede ser controlado de modo inmediato por medio de subrutinas escritas en lenguaje de programación Python.

Haciendo uso de estas facultades, se acometió la programación de un software que, dada una determinada geometría de rueda ferroviaria, obtuviese sus modos propios de vibración, procesase los valores de desplazamiento calculados, y determinase los coeficientes de acoplamiento, a fin de reducirlos y mitigar la emisión acústica de la rueda. Dicho software que, a pesar de encontrarse en un estadio temprano de su desarrollo, ha aportado ya resultados prometedores, ha sido bautizado con el nombre de NORWAE: Nodal Optimization of Railway Wheels Acoustic Emission.

Previo a cualquier cálculo, es necesario, en primer lugar, definir una serie de parámetros geométricos susceptibles de modificación. Para ello se ha tomado como ejemplo una geometría típica de rueda de mercancías. La motivación de esta elección es doble. Por un lado, se trata de un caso particularmente ruidoso, tanto por la forma de campana del velo -necesaria para minimizar las tensiones surgidas como consecuencia del proceso de frenada- como por el hecho

de que este tipo de ruedas suelen estar frenadas en la llanta, lo cual aumenta -en mayor o menor medida dependiendo del tipo de zapata- la rugosidad de las mismas y, por tanto, la magnitud de la excitación. Por otra parte, se trata de una rueda de geometría particularmente complicada, de modo que abarca la totalidad de los parámetros geométricos que definen una rueda ordinaria. En caso de ruedas de velo recto, incluso, se podría prescindir de algunos de los parámetros geométricos de la Figura 5.

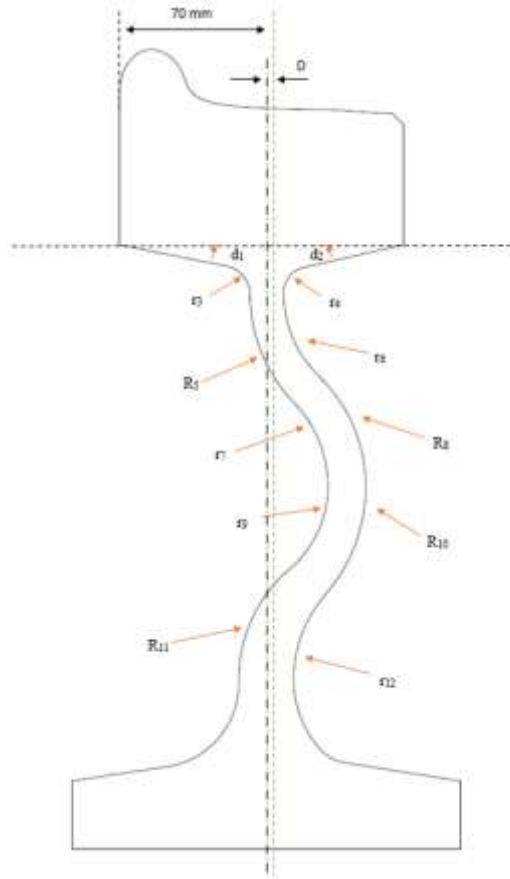


Figura 5 – Parámetros geométricos susceptibles de ser modificados en una rueda de velo curvo.

El significado de cada uno de estos parámetros geométricos, así como su rango posible de modificación, derivado a la vez de consideración puramente geométricas y de valores de la experiencia del diseño de ruedas de ferrocarril, se presenta en la Tabla 1.

Tabla 1 – Parámetros geométricos modificables y rangos asociados a los mismos.

Parámetro	Tipo	Rango posible de variación	Unidades
d_1, d_2	Ángulos de inclinación	0 – 22,5	°
r_3, r_4	Radios de acuerdo	10 – 50	mm
R_5, R_8, R_{10}, R_{11}	Radios principales	50 – 100	mm
a	Parámetro auxiliar	10 – 30	mm
r_6, r_7, r_9, r_{12}	Radios secundarios	$r = R - (a)$	mm
D	Desplazamiento axial	0 – 40	mm

Una vez definidos estos parámetros geométricos, el modelo en Abaqus se debe parametrizar conforme a ellos, de tal modo que sea posible su modificación en cada iteración. El algoritmo de optimización se representa en la siguiente figura.

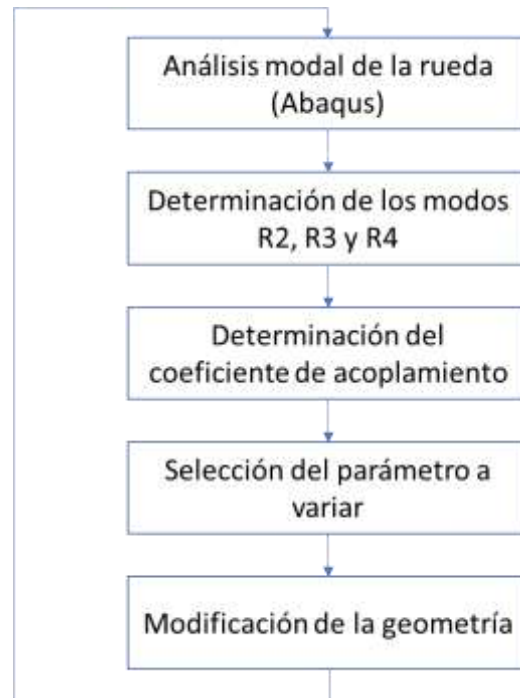


Figura 6 – Algoritmo de optimización de NORWAE

El análisis modal de la rueda en Abaqus no requiere de mayor detalle. Sí se explican en lo sucesivo, someramente, el resto de los pasos del algoritmo anterior.

3.1. Determinación de los modos R,2, R,3 y R,4

En primer lugar, se deben determinar de modo automático los modos propios de vibración R,2, R,3 y R,4, que son aquellos más relevantes en la generación del ruido de rodadura, como demuestra Thompson [5]. Para esta determinación se hace uso de tres criterios, ligados a los desplazamientos nodales de llanta y velo, a las frecuencias de aparición de los modos, y al coeficiente de acoplamiento de cada uno de ellos. Así, por ejemplo, la determinación del modo R,2 vendrá determinada:

1. por el hecho de que existen dos diámetros nodales, lo cual implica la aparición de dos máximos y dos mínimos en los desplazamientos axiales del velo, los cuales están, por otra parte, desfasados 90° respecto de los desplazamientos radiales de la llanta (v. Figura 7);
2. porque la frecuencia de aparición de R,2 necesariamente debe ser inferior a la de R,3 y a la de R,4, y
3. porque, en el caso de que, llegados a este punto, no sea posible determinar de modo inequívoco el modo R,2, la incertidumbre se deberá a su posible confusión con el modo axial con el que está acoplado. Lógicamente, entre ambos modos, aquel que tenga un menor coeficiente de acoplamiento será el radial.

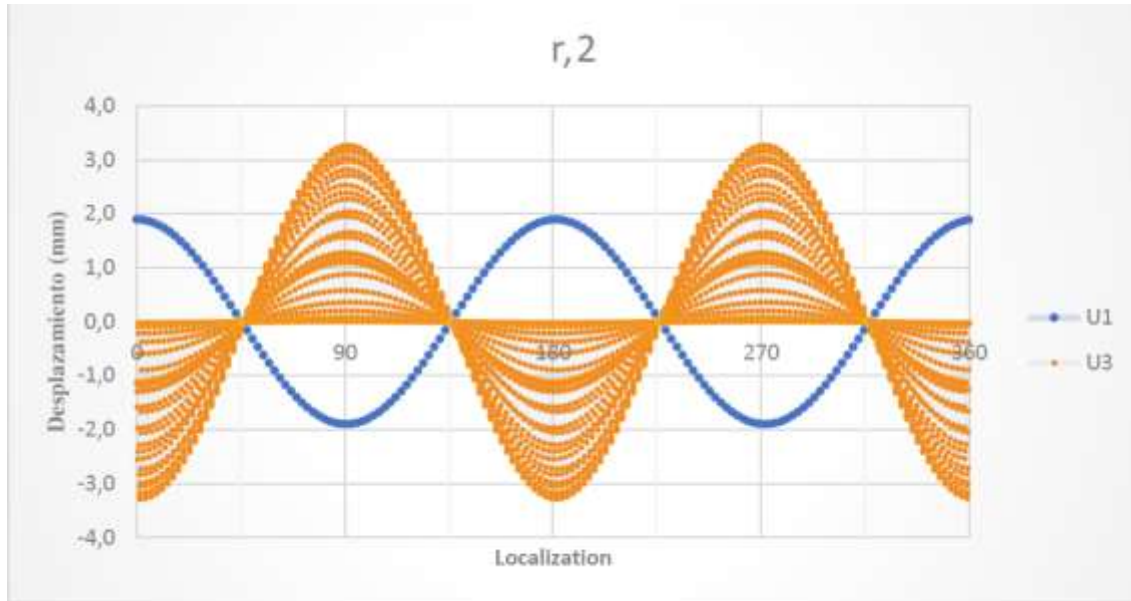


Figura 7 – Gráfico de los desplazamientos nodales como primer criterio para la determinación de R,2

3.2. Determinación del coeficiente de acoplamiento

Como se ha indicado, la determinación de los coeficientes de acoplamiento de los modos R,2, R,3 y R,4 se realiza en el paso anterior, pues es con frecuencia necesario conocer su valor a fin de poder determinar esos mismos modos. Por lo tanto, en este apartado se trata de obtener un coeficiente de acoplamiento global, que determine las decisiones a tomar sobre la optimización. En el estado inicial de la aplicación se ha usado una ponderación simple, que tenga en cuenta la contribución energética de cada uno de los modos, la cual disminuye a medida que se incrementa el valor de n [5]. Por tanto, como primera aproximación, previa a su modificación en base a valores de la experiencia, NORWAE calcula el coeficiente de acoplamiento global como:

$$C_{c,global} = 0,5 \cdot C_c(R,2) + 0,3 \cdot C_c(R,3) + 0,2 \cdot C_c(R,4) \quad (2)$$

3.3. Selección del parámetro a variar y modificación de la geometría

Una vez determinado el coeficiente de acoplamiento, se procede a variar el parámetro correspondiente. Actualmente, la variación de parámetros se realiza en buen modo de manera secuencial según el orden de los parámetros indicado en la Tabla 1, aunque algunas combinaciones de radios principales y secundarios se modifican de modo simultáneo. Está previsto implementar, por medio de un algoritmo de redes neuronales, criterios no secuenciales de elección del parámetro a variar en futuras versiones del programa.

3. RESULTADOS

La aplicación del programa NORWAE a la geometría de la Figura 5 originó una reducción del coeficiente de acoplamiento global del 28,5% de $C_{c,incial} = 0,822$ a $C_{c,final} = 0,588$. La evolución de la geometría de la rueda para generar este cambio se puede observar, de modo resumido, en la Figura 8, en la que la línea discontinua indica la geometría de partida frente a los cambios realizados.

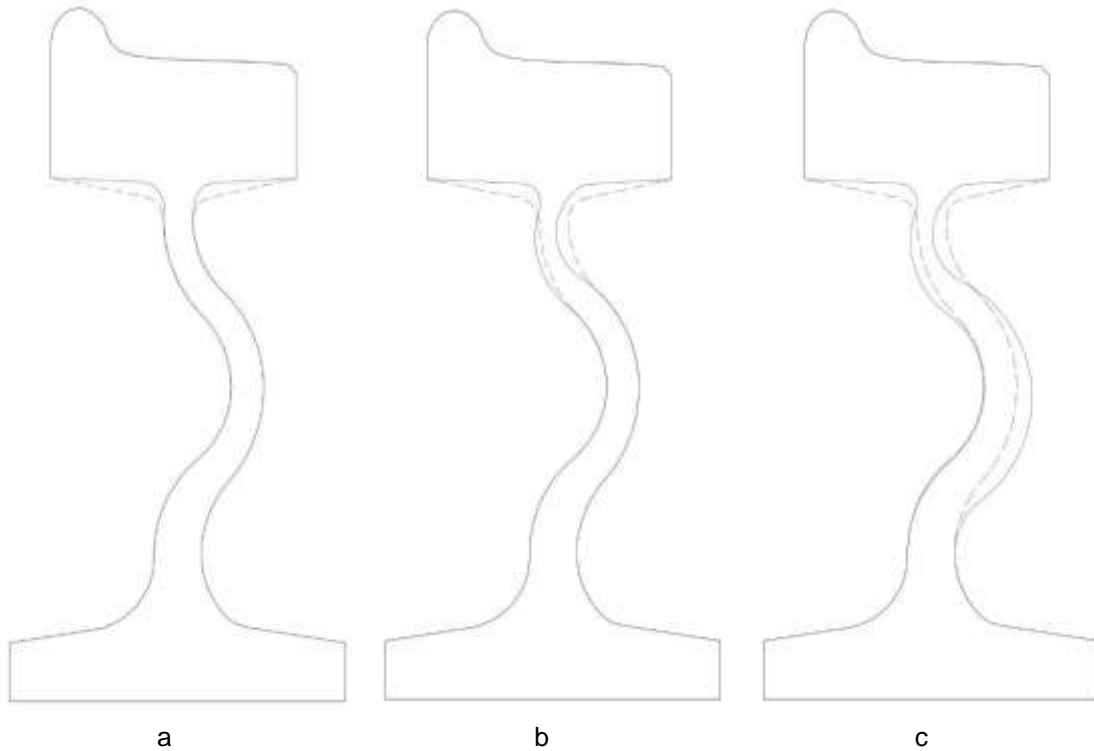


Figura 8 – Estadios intermedios (a,b) y final (c) de la optimización geométrica con NORWAE

Una sinergia no esperada del programa NORWAE es que la geometría final propuesta tras la optimización acústica (Figura 8, c) corresponde cualitativamente a una forma mucho más próxima que la geometría de partida a las ruedas frenadas en llanta optimizadas a nivel mecánico y termomecánico según la norma de diseño de ruedas EN 13979-1 [7]. Esta sorprendente interrelación entre la respuesta acústica de la rueda y su comportamiento mecánico y termomecánico, que se cuantificará en una publicación futura, constituye uno de los puntos centrales de investigación futura del software desarrollado.

4. CONCLUSIONES

El ruido ferroviario es, en la actualidad, una de las principales rémoras contra una mayor expansión y utilización del tráfico ferroviario, especialmente en el ámbito del transporte de mercancías. El programa NORWAE ha sido desarrollado con el objeto de realizar una mejora acústica de las ruedas ferroviarias actuando sobre su mismo diseño. Para ello, se ha desarrollado un software que realiza el cálculo modal de la geometría en cuestión, y procesa los resultados obtenidos con ayuda del programa de elementos finitos Abaqus. Primeros ensayos con el programa NORWAE han demostrado la posibilidad de obtener una notable reducción del coeficiente de acoplamiento de los modos de vibración radiales, magnitud que se considera determinante en la emisión acústica. Por otra parte, la geometría final resultante con NORWAE presenta una gran similitud con ruedas frenadas en llanta optimizadas a nivel mecánico y termomecánico, lo que permite esperar una interrelación intrínseca entre la mejora del comportamiento acústico, mecánico y termomecánico de una rueda de ferrocarril, un aspecto hasta ahora desconocido y que deberá ser explorado en detalle en el futuro.

REFERENCIAS

- [1] R. König y M. Hecht (ed.), *White Paper Innovative Rail Freight Wagon 2030. The '5-L' future initiative as a basis for growth in rail freight transportation*. Dresde-Bannewitz: addprint AG, 2012.
- [2] P. de Vos, *Railway Noise in Europe*. París: UIC, 2016.

- [3] A. Bracciali, M. Pippert, S. Cervello. *Railway noise: the contribution of wheels. Basics, the legal frame, Lucchini RS products*. Lovere: Lucchini RS, 2009.
- [4] <https://sundv.de/en/home-en/>
- [5] D. Thompson, *Railway noise and vibration*. Amsterdam: Elsevier, 2009.
- [6] A. Cigada, S. Manzoni y M. Vanali., 'Vibro-acoustic characterization of a railway wheels', *Applied acoustics*, vol. 69, pp. 530 – 545, 2008.
- [7] UNE-EN-13979-1:2021. *Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas monobloque. Procedimiento de aprobación técnica. Parte 1: Ruedas forjadas y laminadas*. Madrid: AENOR, x2021.