



Análisis y optimización del desgaste en la rodadura ferroviaria de ruedas libres guiadas

M. Sánchez Lozano¹, M. García Troya¹, D. Abellán López¹, J.C. Miguel de Priego², J.L. López Gómez²

¹ Instituto U. de Investigación en Ingeniería (I3E), Universidad Miguel Hernández de Elche, msanchez@umh.es, manuel.garcia@umh.es, dabellan@umh.es

² Patentes Talgo S.L.U., jcmiguel@talgo.com, jllopez@talgo.com

Los trenes Talgo incorporan un sistema de rodadura propio basado en el empleo de ruedas libres guiadas sobre la vía, que presenta importantes diferencias con la rodadura tradicional. El sistema permite variar parámetros como los ángulos de ataque y rigideces de apoyo de cada rueda, lo que hace posible pensar en estrategias de control de su posición y de las características del contacto rueda-carril, que no serían planteables en la rodadura tradicional con ejes rígidos montados, y que pueden ser útiles para la optimización del desgaste y el ruido de rodadura.

El análisis del contacto rueda-carril ha sido ampliamente estudiado desde los años 20 del siglo pasado. Y en las últimas décadas, también se han publicado trabajos que proponen algoritmos para la estimación del desgaste asociado a la rodadura, basados en el análisis numérico de esfuerzos y deslizamientos, y en resultados experimentales de medida de desgaste en laboratorio. No obstante, la práctica totalidad de los trabajos publicados se aplican a la resolución del problema en la rodadura tradicional de ejes rígidos montados, utilizada por la gran mayoría de los trenes en circulación. Los estudios no contemplan la posibilidad mencionada de variación de parámetros que permite un sistema de rodadura libre.

En el trabajo planteado se desarrolla en primer lugar una metodología para el análisis detallado de las distribuciones de esfuerzos y deslizamientos en el contacto. Se ha usado un programa de elementos finitos comercial para desarrollar modelos paramétricos del contacto rueda-carril, cuyos resultados se han comparado con los obtenidos con las formulaciones clásicas en ciertos casos. Los modelos permiten la libre variación de parámetros tales como el ángulo de caída y el ángulo de convergencia de cada rueda, la consideración de diferentes perfiles de rueda y carril (con geometrías nominales o ya desgastadas), y diversas condiciones dinámicas de circulación.

Los resultados obtenidos del cálculo MEF para cada caso, se extraen y procesan de forma estandarizada, y se utilizan como datos de entrada para aplicar diferentes algoritmos de estimación del desgaste. Un análisis estadístico de los resultados permite, finalmente, obtener conclusiones útiles sobre la sensibilidad de los resultados a la variación de cada parámetro.

El objetivo del trabajo es determinar los valores óptimos para cada uno de los parámetros considerados, que conduzcan a una reducción global del desgaste. A partir de los resultados obtenidos, se podrá abordar en una etapa posterior el diseño de detalle de sistemas de suspensión primaria y rodadura, que permitan asegurar que estos parámetros se mantienen dentro de rangos óptimos en diferentes condiciones de circulación.

Se presentan aquí los primeros resultados de la línea de investigación abierta en este campo, fruto de la colaboración de la Universidad Miguel Hernández con la empresa Patentes Talgo.

1. Introducción y objetivos

Como es sabido, los trenes Talgo incorporan un sistema de rodadura propio basado en el empleo de ruedas libres guiadas sobre la vía que presenta importantes diferencias con la rodadura tradicional. La introducción de una suspensión primaria independiente en cada rueda facilita, además, la variación independiente de parámetros como los ángulos de ataque y las rigideces de apoyo de cada rueda (fig. 1-2), lo que posibilita estrategias de control de su posición y de las características del contacto rueda-carril que no serían viables en la rodadura tradicional con ejes rígidos montados. Estas estrategias pueden ser útiles para optimizar el desgaste y el ruido de rodadura [1].

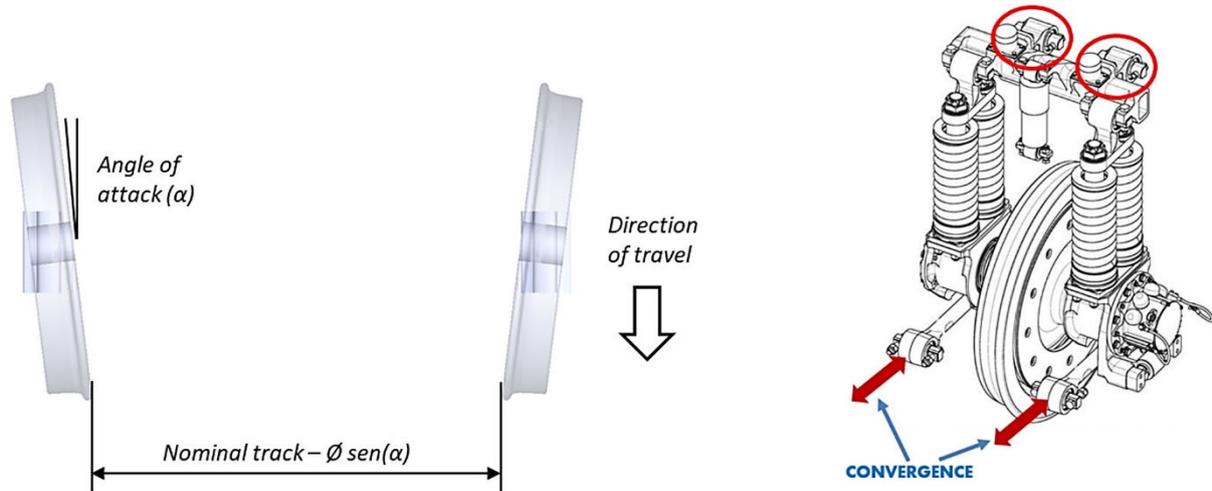


Figura 1: Posibilidad de variación de ángulo de convergencia, actuando sobre la suspensión primaria

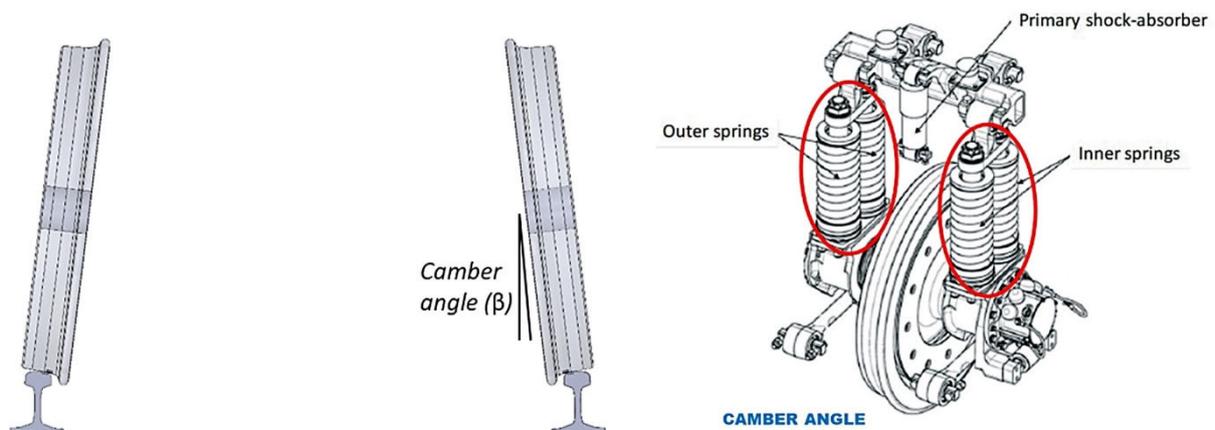


Figura 2: Posibilidad de variación de ángulo de caída, actuando sobre la suspensión primaria

Se presentan ahora los primeros resultados de la línea de investigación abierta en este campo, fruto de la colaboración de la Universidad Miguel Hernández con la empresa Patentes Talgo, y que está siendo objeto de una Tesis Doctoral. Se realiza en primer lugar un análisis de sensibilidad a la variación de estos parámetros de las tensiones y deslizamientos obtenidos en el contacto, para abordar después la estimación del desgaste en cada caso.

2. Metodología de modelización

Las teorías clásicas para el análisis del contacto rueda-carril [2], y los programas numéricos que las implementan, están orientadas a aplicaciones tradicionales con ruedas montadas sobre ejes rígidos, y no permite contemplar la variación de los parámetros ahora considerados de una forma suficientemente precisa, abierta y flexible.

Para estudiar en detalle la optimización del contacto en la rodadura de ruedas libres, se ha hecho necesario por tanto el desarrollo de una metodología novedosa, basada en modelos tridimensionales del contacto entre rueda y rail, resolviendo los problemas de contacto normal y tangencial, para poder obtener después los valores de desgaste para cada configuración estudiada. Se incluyen las fases que se describen a continuación.

2.1. Desarrollo de modelos

En primer lugar, se han elaborado modelos paramétricos de elementos finitos, que permiten la introducción de diferentes perfiles de rueda y de carril (con geometrías nominales o ya desgastadas), así como la libre variación de parámetros tales como los ángulos de caída y convergencia de cada rueda, distintas posiciones transversales sobre la vía, y diversas condiciones dinámicas de circulación.

Se emplea un análisis cuasi-estático utilizando esquemas de integración implícita. La correcta resolución del problema no lineal del contacto, requiere el ajuste del tamaño de los incrementos de tiempo para mantener acotado el error, conocido como disipación numérica, que tiende a suavizar los resultados del cálculo y disminuir los valores obtenidos para la energía disipada por fricción.

Cabe destacar la importancia de asegurar una alta calidad y densidad del mallado en la zona cercana al contacto, que por otra parte varía su posición en función de los parámetros considerados. El punto de contacto debe ser por tanto ser estimado en cada caso de forma preliminar, para afinar y adaptar el mallado en el volumen que lo rodea (figura 3). Así mismo, es fundamental el ajuste detallado de las rigideces del contacto, para representar fielmente las condiciones de adhesión y deslizamiento en función de las condiciones de fricción.

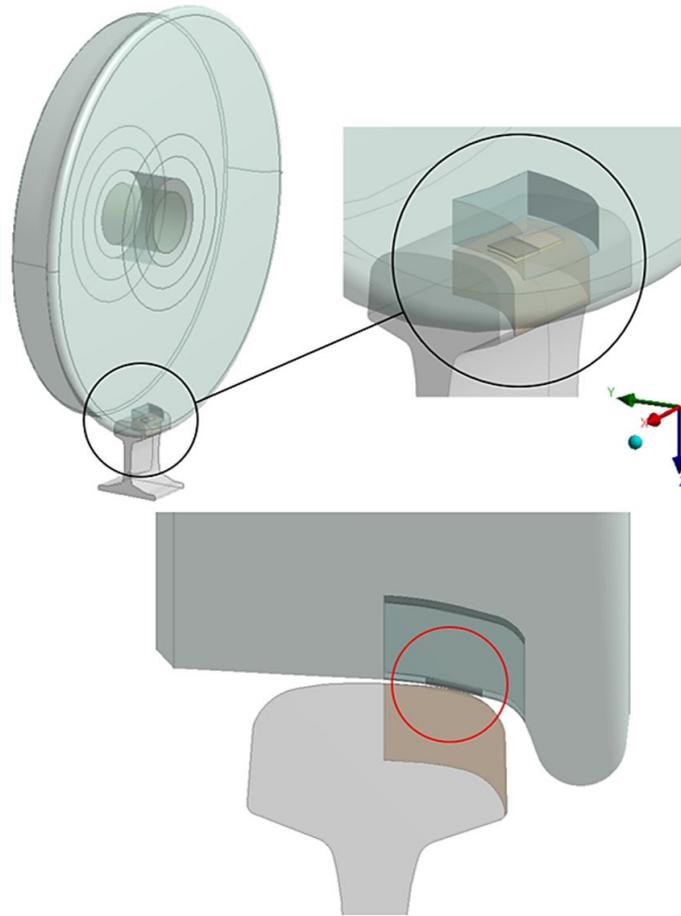


Figura 3: Modelo global y afinamiento del mallado en la zona de contacto.

Por otra parte, hay que prestar especial atención a los criterios de convergencia utilizados durante el cálculo en cada paso de integración. En efecto, los esfuerzos tangenciales en el contacto, que se relacionan directamente con los deslizamientos y el desgaste, son varios órdenes de magnitud menores que los esfuerzos normales. Los criterios habituales que toman por defecto los programas comerciales de elementos finitos, pueden conducir por esta razón a resultados erróneos.

2.2. Procesado de resultados, distribuciones de presiones y microdeslizamientos

Para facilitar la comparación entre casos, y la aplicación posterior de algoritmos de optimización y el análisis de sensibilidad, se ha programado un tratamiento estandarizado de los resultados obtenidos en cada simulación, para las soluciones del contacto normal y tangencial.

La solución de contacto normal permite obtener la geometría de la huella de contacto, así como la distribución de presiones normales en la misma, que puede presentar pequeñas variaciones respecto a la teoría de Hertz de

pendiendo de las irregularidades geométricas consideradas. En la figura 4 se representa un ejemplo de las salidas gráficas obtenidas, de donde se pueden extraer además los valores numéricos en cualquier punto de interés.

La solución de contacto tangencial incluye en primer lugar la obtención de la distribución de tensiones tangenciales, la magnitud y dirección de los vectores de esfuerzo cortante a lo largo de la huella de contacto. También se determinan las zonas de adhesión y deslizamiento, así como la magnitud y dirección de los microdeslizamientos obtenidos en cada punto de la zona de deslizamiento.

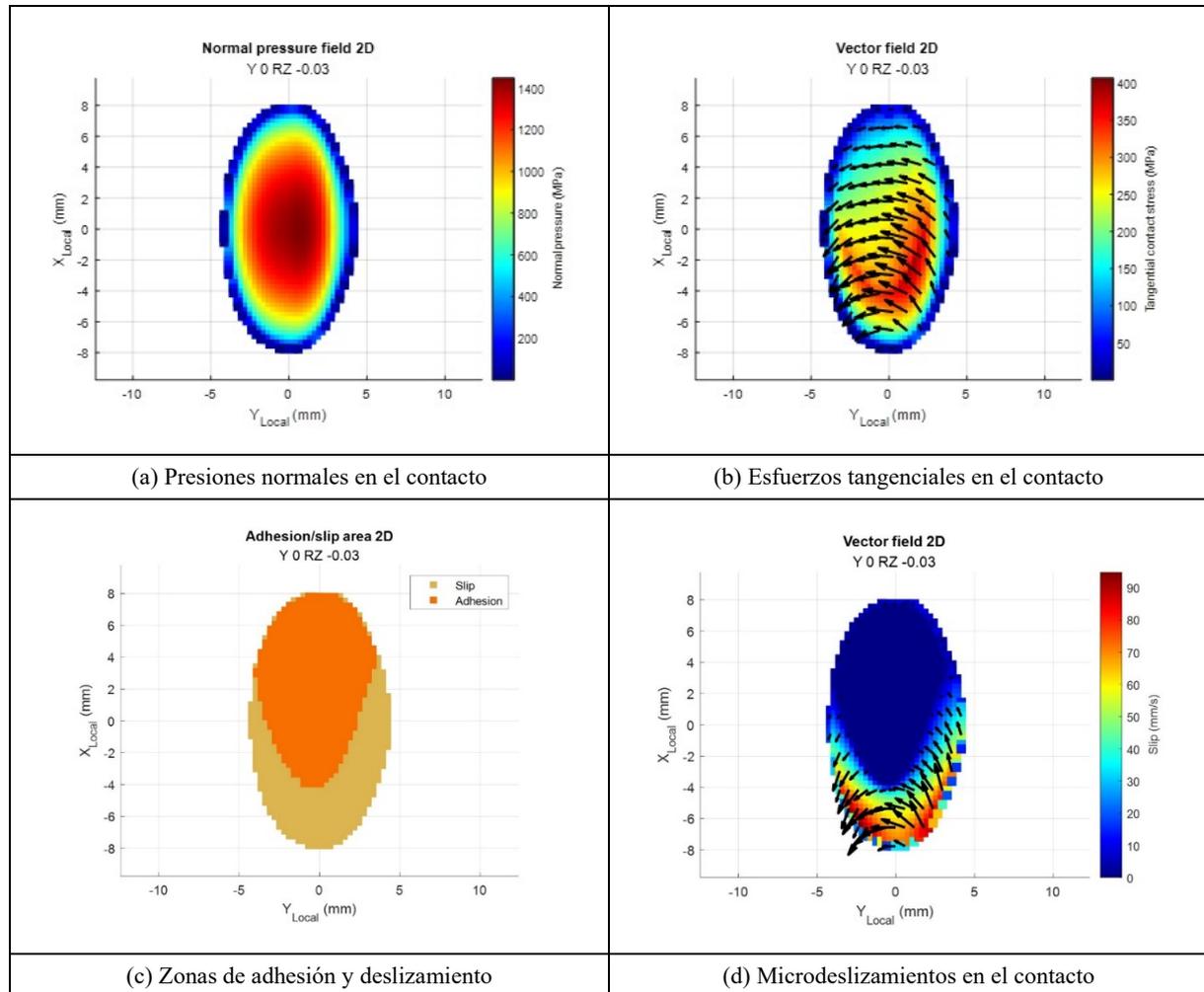


Figura 4: Salidas gráficas de resultados en la huella de contacto.

2.3. Verificación de la metodología de modelización

Para validar la metodología de simulación utilizada, se ha aplicado la misma técnica de modelización, análisis y tratamiento de resultados, a la simulación de casos estándar de rodadura de ejes rígidos. En estos casos, se han comparado los resultados obtenidos para la solución del contacto, con los obtenidos para esas mismas configuraciones con las formulaciones clásicas, implementadas en el software CONTACT [2], ampliamente aceptado por la comunidad científica.

Los resultados muestran para estos casos una buena concordancia entre los modelos de elementos finitos y los ofrecidos por el programa CONTACT, para la solución de contacto normal y tangencial. Los valores máximos de fuerzas de deslizamiento en dirección longitudinal y lateral en la solución de elementos finitos son inicialmente algo menores que los resultados de CONTACT, diferencias que se han corregido fácilmente con pequeños ajustes finales de las rigideces de contacto.

En la figura 5 se comparan los resultados obtenidos para el contacto en un caso estándar de eje rígido.

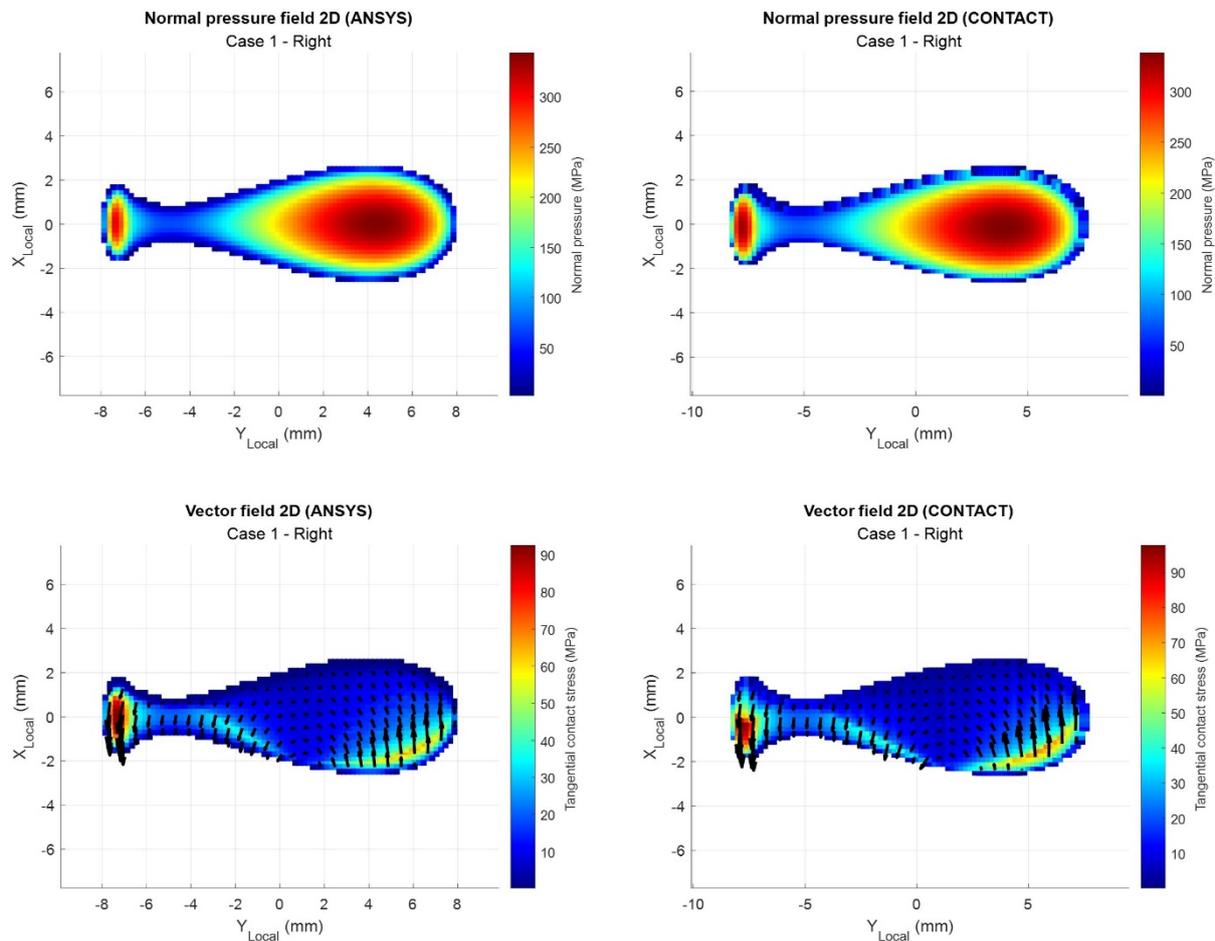


Figura 5: Validación del modelo: ejemplo de comparación de resultados con CONTACT.

2.4. Estimación de la tasa de desgaste

Partiendo de los resultados obtenidos para las presiones normales, las tensiones tangenciales y los deslizamientos, se ha valorado la implementación de diferentes algoritmos de estimación de desgaste obtenidos de bibliografía [3].

Tras un análisis comparativo preliminar, se ha optado por la aplicación del modelo empírico desarrollado por la Universidad de Sheffield (USFD). En la tabla 1 se ha incluido la formulación básica de este algoritmo, que parte de las distribuciones de tensiones tangenciales (T/A) y deslizamientos (γ), para obtener un valor estimado de tasa de desgaste en cada punto de la huella de contacto.

Tabla 1: Obtención de tasas de desgaste según el algoritmo desarrollado por la USFD.

Operating conditions	$T\gamma/A$ (N/mm ²)	Wear rate (W_R) ($\mu\text{g}/\text{m}/\text{mm}^2$)
Soft (K_1)	$T\gamma/A \leq 10,4$	$5,3 T\gamma/A$
Severe (K_2)	$10,4 \leq T\gamma/A \leq 77,2$	55,0
Catastrophic (K_3)	$77,2 < T\gamma/A$	$55,0 + 61,9 (T\gamma/A - 77,2)$

Dividiendo la huella de contacto en tiras longitudinales, e integrando a lo largo de cada una de ellas los valores de tasa de desgaste, se pueden calcular valores teóricos de profundidad de desgaste en función de la cota transversal a la huella de contacto (se muestra un ejemplo en la figura 6).

Finalmente, el cálculo del área bajo esta curva (que se ha denominado “área de desgaste”), multiplicada por el perímetro de rueda, permitirá obtener la estimación de volumen de material desgastado por kilómetro rodado. Este resultado, la estimación de la cantidad de material desgastado, será de utilidad para su empleo como variable objetivo a minimizar en posteriores procedimientos de optimización o análisis de sensibilidad.

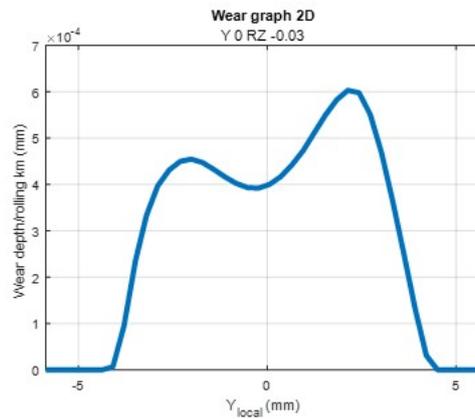


Figura 6: Profundidades de desgaste teóricas en el ancho de la banda de rodadura.

3. Análisis paramétrico y resultados.

3.1. Variación de parámetros para optimizar el contacto rueda-carril. Definición de la tabla de simulaciones a realizar

Se han definido una serie de parámetros que se mantienen fijos en todas las simulaciones, para asegurar la validez de la comparación de resultados posterior. Son los siguientes:

- Perfil de carril: 60E2
- Perfil de rueda: standard Talgo
- Carga por rueda: 100 kN
- Velocidad lineal: 28 m/s (100,8 km/h)
- Radio de curva: 0 (circulación en recta)

Se ha considerado entonces la variación de 3 parámetros configurables: el ángulo de caída, el ángulo de ataque o convergencia, y el desplazamiento transversal respecto al punto de contacto teórico.

Para cada uno de estos parámetros se ha considerado los siguientes rangos de variación:

- Ángulo de caída: $-0,1^\circ / +0,1^\circ$
- Ángulo de ataque (convergencia): $-0,1^\circ / +0,1^\circ$ (-1,7 / +1,7 mm)
- Desplazamiento lateral: -3 mm / +3 mm (respecto al ancho entre ruedas nominal)

En una primera aproximación al problema, se ha trabajado con tres matrices de simulaciones:

- Combinaciones cruzadas de 7 valores de ángulo de caída con 7 valores de ángulos de convergencia, manteniendo invariable la posición lateral nominal del contacto.
- Combinaciones cruzadas de 7 valores de posición transversal con 7 valores de ángulo de convergencia, manteniendo invariable el ángulo de caída en el valor 0.
- Combinaciones cruzadas de 7 valores de ángulo de caída con 7 valores de posición transversal, manteniendo invariable el ángulo de convergencia en el valor 0.

A partir de los resultados, que se muestran en el siguiente punto, se podrán plantear nuevas combinaciones de casos de estudio o rangos de variación de parámetros.

3.2. Análisis de resultados

En la tabla 2 se muestran algunos ejemplos de salida de resultados obtenidos para 4 de las combinaciones de parámetros estudiadas.

Tabla 2: Ejemplos de salida de resultados para 4 de las combinaciones de parámetros estudiadas

	$\alpha = -0,06^\circ$ $\beta = 0^\circ$ $\Delta y = -3 \text{ mm}$	$\alpha = -0,03^\circ$ $\beta = 0^\circ$ $\Delta y = -1 \text{ mm}$	$\alpha = +0,03^\circ$ $\beta = 0^\circ$ $\Delta y = +1 \text{ mm}$	$\alpha = +0,06^\circ$ $\beta = 0^\circ$ $\Delta y = +3 \text{ mm}$
Normal pressure				
Tangential contact stress				
Slip				
Adhesion/slip area				
Wear depth				

Para cada uno de los casos considerados, se ha calculado finalmente el volumen de desgaste total estimado por km recorrido. A modo de ejemplo, en el gráfico de la figura 7 se muestra la evolución de este desgaste total estimado obtenido a partir de la segunda matriz de simulaciones, en función de la variación de la posición lateral y el ángulo de convergencia. De la figura puede deducirse a priori que ángulos de convergencia ligeramente positivos conducirían a valores mínimos de desgaste.

Por otro lado, en la figura 8 se muestra la evolución del momento de spin calculado en el contacto. Es interesante destacar que este momento alcanza un valor nulo, y cambia de signo, también para valores de ángulo de convergencia ligeramente positivos. Esta información puede ser de utilidad a la hora de establecer estrategias de optimización de la posición de la rueda, actuando por ejemplo sobre las rigideces de los apoyos de la suspensión primaria.

No obstante, resulta prematuro generalizar este análisis de resultados, que deberán valorarse de forma conjunta una vez completado el cálculo de un mayor número de casos y combinaciones de parámetros.

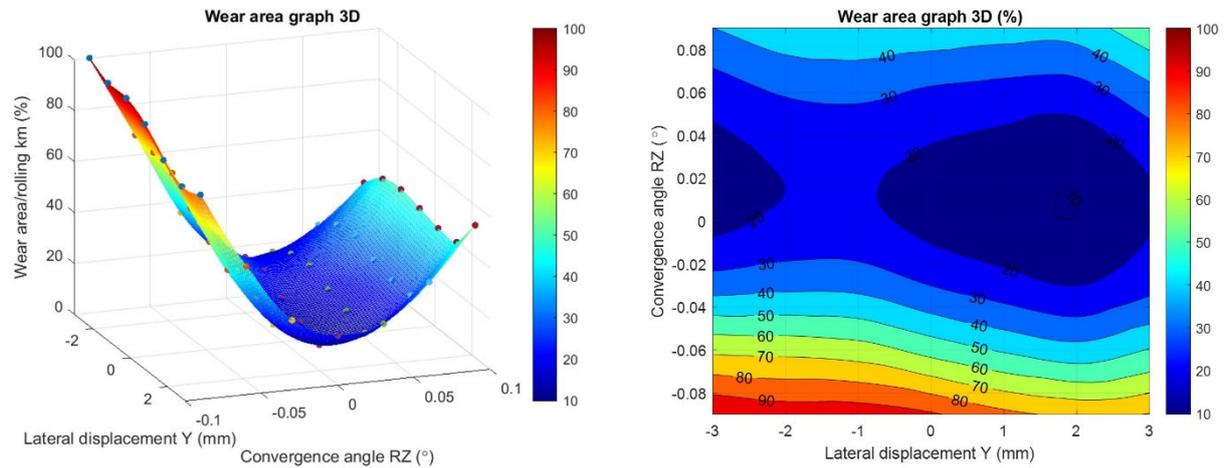


Figura 7: Desgaste de rueda por km rodado en función ángulo de convergencia y posicionamiento transversal.

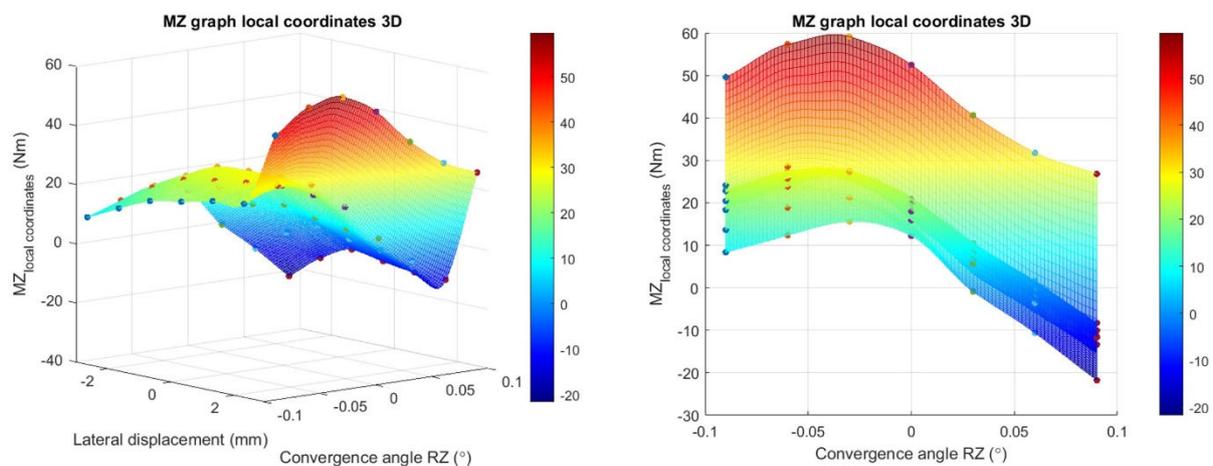


Figura 8: Momento de spin en el contacto en función ángulo de convergencia y posicionamiento transversal.

4. Conclusiones

Tras la elaboración, ajuste y validación del modelo de elementos finitos del contacto, se ha diseñado una extensa matriz de combinaciones significativas de valores de los diferentes parámetros que pueden variarse en la rodadura de ruedas independientes. Estos parámetros incluyen ángulo de convergencia/divergencia, ángulo de caída, posición transversal respecto al rail, así como diferentes condiciones de carga normal y transversal. Los rangos de variación para cada parámetro se mantienen dentro de unos límites moderados, de manera que no se considera que puedan tener un efecto significativo sobre el comportamiento dinámico del tren.

Los resultados obtenidos del cálculo se extraen y procesan siguiendo el procedimiento estándar descrito, facilitando un análisis estadístico que permite obtener conclusiones útiles sobre la sensibilidad de los resultados a la variación de cada parámetro.

El proyecto se encuentra en curso, y se está avanzando en el proceso cálculo de la matriz de simulaciones mencionada antes. Los primeros resultados muestran una gran sensibilidad a pequeñas variaciones de determinados parámetros. A priori, se muestra especialmente significativa la influencia del ángulo de convergencia, y de otros parámetros que determinan el punto de contacto, como el ángulo de caída o la posición transversal de las ruedas respecto al centro de la vía.

También resulta interesante el análisis de los esfuerzos tangenciales y momento de spin transmitidos en el contacto, que podrían ser útiles en una etapa posterior para diseñar las rigideces de los apoyos de cara a alcanzar las cotas de posicionamiento de rueda óptimas en función de las condiciones de circulación.

No obstante, los resultados obtenidos hasta ahora no deben generalizarse, y deberán valorarse de forma conjunta una vez completado el cálculo de la matriz de casos completa.

Finalmente, en una siguiente fase del trabajo, se plantea también realizar cálculos utilizando perfiles de rueda y carril con diferentes grados de desgaste. Se podrá comprobar así si las conclusiones obtenidas respecto a los parámetros óptimos siguen siendo válidas a medida que avanza el desgaste.

5. Referencias

- [1] Sánchez, M; Abellán, D.; García, M.; Miguel, J.C.; López, J.L. “*The Rolling Gear of Independent Guided Wheels: Opportunities to Optimise Wheel-Rail Contact*”. 48th Conference on Modern Rolling Stock. Graz (2023)
- [2] Kalker, J.J. “*Wheel-rail rolling contact theory*”. *Wear*, 144 (1991), 243-261.
- [3] Rovira, A., Roda, A., Marshall, M.B., Brunskill, H., Lewis, R. “*Experimental and numerical modelling of wheel-rail contact and wear*”. *Wear* 271 (2011) 911-924