

# Comportamiento dinámico de un eje montado ferroviario ante irregularidad de tipo plano de rueda

Alejandro Gil Alba<sup>1</sup>, Cristina Castejón Sisamón<sup>2</sup>, Jesús Meneses Alonso<sup>3</sup>

<sup>1</sup>MAQLAB, Universidad Carlos III de Madrid, España. Email: alejandrogilal@gmail.com

<sup>2</sup>MAQLAB, Universidad Carlos III de Madrid, España. Email: castejon@ing.uc3m.es

<sup>3</sup>MAQLAB, Universidad Carlos III de Madrid, España. Email: meneses@ing.uc3m.es

## Resumen

Una de las irregularidades más comunes en la banda de rodadura de un eje montado es la aparición de planos de rueda. Este defecto genera elevadas fuerzas de contacto rueda-carril que pueden comprometer la seguridad ferroviaria y, por tanto, el estudio de la severidad del mismo implica el necesario conocimiento de su comportamiento dinámico. En el presente trabajo se propone y justifica la existencia de 3 fases de contacto rueda-carril en función de la velocidad de circulación y se detalla el comportamiento dinámico del sistema. Por otra parte, se exponen dos métodos teóricos de cálculo de la velocidad crítica de pérdida de contacto y se analiza su dependencia con la geometría del plano. Los resultados corroboran la no única dependencia de la fuerza de contacto rueda-carril con la geometría del plano y la necesidad de abordar el problema dinámico en 3 fases de contacto distintas delimitadas por la velocidad de circulación.

**Palabras clave:** Plano de rueda; mantenimiento ferroviario; dinámica ferroviaria; contacto rueda-rail.

## Abstract

One of the most common irregularities in the tread of a wheelset is the appearance of wheel flats. This defect generates high wheel-rail contact forces that can compromise railway safety and, therefore, the study of its severity involves the necessary knowledge of its dynamic behavior. This work proposes and justifies the existence of 3 phases of wheel-rail contact as a function of the running speed and details the dynamic behavior of the system. In addition, two theoretical methods for calculating the critical speed for loss of contact are proposed and their dependence on the geometry of the plane is analyzed. The results corroborate the non-unique dependence of the wheel-rail contact force on the geometry of the plane and the need to address the dynamic problem in 3 different contact phases delimited by the driving speed.

**Key words:** Wheel flat; railway maintenance; railway dynamics; wheel-rail contact.

## 1. Introducción

El aumento del número de viajes ferroviarios realizados al día, unido a la constante búsqueda de reducción de los tiempos empleados entre ellos y a las cambiantes condiciones climáticas, han incrementado la frecuencia de aparición de irregularidades en la banda de rodadura como es el caso del plano de rueda. El plano de rueda es un tipo de irregularidad originada en la banda de rodadura debido a la existencia de un

deslizamiento como consecuencia de un bloqueo total o parcial del eje montado ferroviario durante un proceso de frenado. Entre los factores que propician la aparición de un plano de rueda, están la existencia de hielo, agua, nieve u hojas sobre el carril, frenadas de emergencia, un mal ajuste de los frenos o incluso el fallo producido en los sistemas antideslizamiento WPS (Wheel Slide Protection) que llevan incorporados los vehículos ferroviarios [1]. Como consecuencia, se generan fuertes impactos en el momento en el cual el

plano entre en contacto con el carril registrándose grandes aceleraciones verticales en las cajas de grasa que pueden comprometer la seguridad ferroviaria.

La aparición de defectos de plano de rueda no afecta únicamente a los elementos del material rodante donde pueden aparecer grietas por fatiga y altamente propagables sino que, elementos de la infraestructura como los carriles o las traviesas también pueden verse afectados y experimentar una reducción considerable de su vida útil a consecuencia de las vibraciones soportadas.

El correcto estudio del comportamiento dinámico será clave ante la aparición de un ruido aleatorio derivado del impacto y de carácter no estacionario que se une al ruido ya existente debido a la propia rodadura [2], [3].

### 1.1. Parámetros principales de un plano de rueda

El plano de rueda es un tipo de irregularidad fácil de parametrizar, pero con distintas formas de hacer referencia hacia ella. Por lo general, se suele definir un plano de rueda por su longitud  $l$ , aunque también puede ser definida por su profundidad  $d$  o por el ángulo que abarca,  $2\theta$ , tal y como se aprecia en la Figura 1.

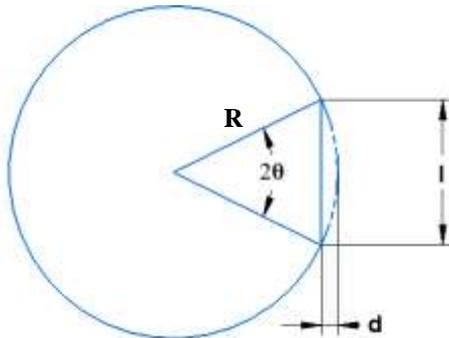


Figura 1. Parámetros principales del plano de rueda.

A continuación, se definen mediante las ecuaciones (1) y (2) las relaciones existentes entre los distintos parámetros expuestos en la Figura 1.

$$\cos \theta = \frac{R-d}{R} \quad (1)$$

$$l = 2R \sin \theta \quad (2)$$

### 1.2. Etapas de formación del plano de rueda

Una vez se produce el plano de rueda, no es usual que el vehículo ferroviario sea inmediatamente apartado de la circulación y mucho menos si la severidad generada por el mismo no alcanza los límites establecidos. La continuidad de la circulación se traduce en la existencia de un desgaste progresivo de las esquinas del plano

dando lugar a tres etapas de formación distintas (ver Figura 2).



Figura 2. Etapas de formación del plano de rueda [1].

La Etapa I hace referencia a un plano “fresco” o recién formado donde no se aprecia curvatura a lo largo del plano mientras que en las Etapas II y III la curvatura circunferencial debida al desgaste por la circulación es apreciable siendo ya claro el desgaste en la Etapa III.

## 2. Metodología

El principal objetivo del presente trabajo es proponer y justificar la existencia de 3 fases de contacto en el comportamiento dinámico de un eje montado con defecto de tipo plano de rueda. Las tres fases se determinan en función de la velocidad de circulación  $v$ , en relación con cierta velocidad crítica  $v_c$ , que será definida en el apartado 3.2; concretamente: i) Fase I, correspondiente a velocidades pequeñas,  $v < v_c$ , para las que la rueda pivota sin perder contacto con el raíl; ii) Fase II, velocidades moderadamente superiores a la crítica,  $v \gtrsim v_c$  para las que ocurre una pérdida de contacto (al menos en teoría); y iii) Fase III, velocidades muy superiores a la crítica,  $v \gg v_c$ . El estudio del defecto de plano de rueda es muy complejo y exige un profundo conocimiento del fenómeno del contacto rueda-carril [4]-[10]. De hecho, el defecto de plano de rueda supone la existencia, al menos teóricamente, de una pérdida de contacto para velocidades por encima de una dada (velocidad crítica). En este trabajo se combinan hipótesis teóricas que permitan entender en primera instancia las características principales del comportamiento en las 3 fases, con resultados numéricos mediante el software UM (Universal Mechanism). Esta herramienta proporciona parámetros como la fuerza normal de contacto, permitiendo validar las hipótesis teóricas y facilitando la comprensión de las causas que conducen al comportamiento dinámico observado.

En lo respectivo a las hipótesis teóricas se cuenta con la ayuda de la bibliografía donde ya se habla de la existencia de una pérdida de contacto [3], [4]. Uno de los objetivos del presente artículo es exponer dos métodos diferentes de cálculo de la velocidad crítica a partir de la cual se produce la pérdida de contacto. Son muchos los autores que dan un valor o rango de valores entre los que se encuentra la velocidad crítica en base al estudio de los resultados provenientes de un ensayo experimental con unas condiciones particulares. Sin embargo, contar con expresiones matemáticas simples que permitan dar un valor de velocidad crítica en función de las características del eje montado será

realmente útil a la hora de programar los ensayos experimentales.

La simulación dinámica se realiza mediante el software Universal Mechanism (UM). La simulación se realiza para un eje montado ferroviario con las características descritas en la Tabla 1 y en ausencia del sistema de suspensión y carga estática que compondrían el sistema completo de un vehículo ferroviario considerando este únicamente sometido a su propio peso.

El objetivo es contar con una primera idea del comportamiento dinámico sin tener en consideración el efecto de la carga estática en las variaciones de amplitud máxima de la fuerza de contacto o el retraso en la aparición de los fenómenos como la pérdida de contacto.

**Tabla 1.** Condiciones del ensayo dinámico de UM.

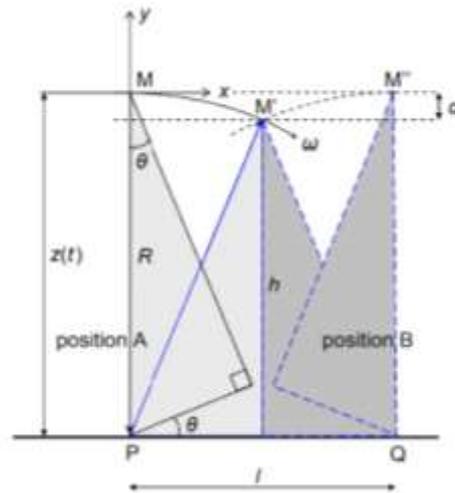
PARÁMETRO	VALOR
Longitud del eje	2,2 m
Diámetro del eje	0,1 m
Radio de la rueda	0,46 m
Vía entre ruedas	1,5 m
Masa del wheelset	1127 kg
Carga externa	0 N
ixwset	561,48237 kg·m <sup>2</sup>
iywset	89,30294 kg·m <sup>2</sup>
izwset	561,48237 kg·m <sup>2</sup>
Perfil de rueda	Perfil europeo S1002
Perfil del carril	UIC60
Plano en Rueda Izda	SI
Plano en Rueda Dcha	SI
Longitud del plano	0,03 m
Tipo de plano	Fresco

Fuente: elaboración propia

La presencia de un plano similar en las dos ruedas del eje montado (algo que es habitual ya que éstas son solidarias con el eje y el bloqueo que genera el deslizamiento se produce en ambas simultáneamente) se traduce en un comportamiento en recta simétrico respecto al plano medio longitudinal, por lo que se muestran las gráficas de las variables evaluadas únicamente en una de las ruedas. Además, se asumirá que la velocidad angular de la rueda es constante.

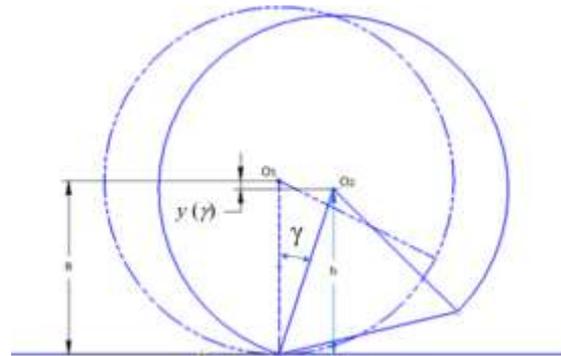
### 3. Fase de contacto I

La fase de contacto I se da a bajas velocidades, de forma que cuando el extremo del plano entra en contacto con el carril, la rueda comienza a pivotar y el polo de aceleraciones deja de ser su centro, punto M, pasando a ser el punto de contacto P (extremo del plano de rueda), que permanecerá inmóvil hasta que apoye todo el plano sobre el carril. A partir de ese momento, es el otro extremo del plano, punto Q, sobre el que pivotará la rueda hasta que su punto medio alcance de nuevo la altura R, tal como se ve en la Figura 3 [1].



**Figura 3.** Trayectoria teórica del centro de la rueda [1].

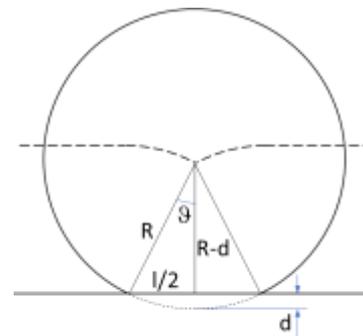
Por lo dicho, el centro de la rueda describe una trayectoria bi-circular alcanzando un desplazamiento máximo coincidente con la profundidad del plano d.



**Figura 4.** Contacto rueda-carril en fase I.

El desplazamiento del centro de la rueda en función del ángulo girado será, pues (ver Figura 4):

$$y(\gamma) = \begin{cases} R \cos \gamma - R & 0 < \gamma \leq \theta \\ R \cos (2\theta - \gamma) - R & \theta < \gamma \leq 2\theta \end{cases} \quad (3)$$



**Figura 5.** Desplazamiento vertical máximo del centro de la rueda.

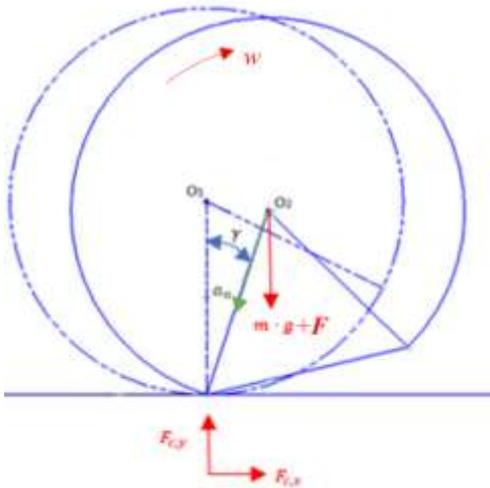
Por su parte, el máximo desplazamiento del centro de la rueda,  $d$ , sucede cuando todo el plano apoya sobre el raíl. De la Figura 5 se obtiene:

$$\frac{l^2}{4} + (R - d)^2 = R^2 \Rightarrow l = 2\sqrt{2Rd - d^2} \approx \sqrt{8Rd} \Rightarrow d \approx \frac{l^2}{8R} \quad (4)$$

Donde se ha despreciado  $d$  frente al diámetro de la rueda

### 3.1. Estudio teórico de la evolución de la fuerza de contacto rueda-carril (Fase I)

En la rodadura de una rueda ideal (sin plano de rueda) sobre un raíl horizontal y a velocidad constante, el centro ( $O_1$  en la Figura 6) sigue una trayectoria horizontal sin aceleración. La existencia de un plano de rueda implica un movimiento acelerado del centro, a partir del instante en el cual el extremo del plano de rueda entra en contacto con el carril. En efecto, el centro de la rueda ( $O_2$  en la Figura 6) inicia un movimiento circular alrededor del punto de contacto, lo que supone una aceleración de dicho centro, que podemos identificar con el centro de masas.



**Figura 6.** Diagrama de fuerzas involucradas en el movimiento de pivote.

Para una velocidad angular constante de la rueda,  $w$ , la aceleración del centro de masas resulta:

$$\vec{a}_{CM} = -w^2 R \sin \gamma \vec{i} - w^2 R \cos \gamma \vec{j} \quad (5)$$

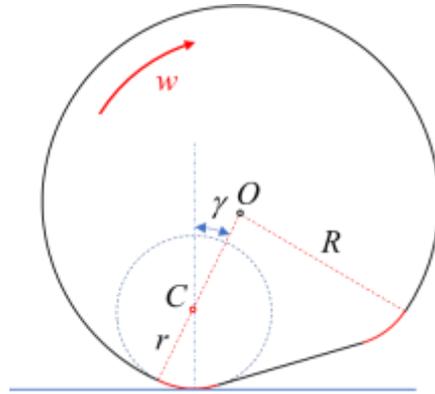
Finalmente, si se considera una carga externa actuando sobre el sistema de suspensión y transmitiendo a la rueda una fuerza  $F$ , además del peso propio del eje montado de masa  $m$ , se deducen de la ecuación dinámica ( $\sum \vec{F} = m\vec{a}_{CM}$ ), las componentes horizontal y vertical de la fuerza de contacto:

$$F_{c,x} = -mw^2 R \sin \gamma \quad (6)$$

$$F_{c,y} = F + mg \left(1 - \frac{w^2 R \cos \gamma}{g}\right) \quad (7)$$

Se concluye que existe una reducción repentina de la fuerza de contacto vertical rueda-carril en el instante en el cual la rueda comienza a pivotar sobre el extremo del plano, generando por tanto una supuesta recuperación elástica del carril, al reducirse la presión ejercida por la rueda sobre éste.

El plano de rueda desgastado inicialmente (etapa II de la Figura 2) se puede modelar, en primera aproximación, mediante redondeos de los extremos del plano por arcos de circunferencia de radio  $r$ , como lo muestra la figura 7.



**Figura 7.** Modelo de plano de rueda en primeras etapas de desgaste. Aparecen redondeados los extremos con sendos arcos de radio  $r$  tangentes al perímetro primitivo y al plano.

Así, el movimiento de pivotamiento se convierte ahora en una rodadura y el polo de aceleraciones pasa a ser el centro del arco de redondeo,  $C$  (suponiendo, como antes, que la velocidad angular de la rueda es constante y ésta no desliza). En esta aproximación, por tanto, la aceleración del centro de masas se calcula como sigue:

$$\begin{aligned} \vec{a}_O &= \vec{w} \times (\vec{w} \times \vec{CO}) = \\ &= -(R - r)w^2 \sin \gamma \vec{i} - (R - r)w^2 \cos \gamma \vec{j} \end{aligned} \quad (8)$$

De modo que las expresiones teóricas de las componentes horizontal y vertical de la fuerza de contacto para el modelo de plano desgastado referido anteriormente, sólo difieren de las correspondientes al plano fresco (Ecuaciones 6 y 7) en el factor  $R$ , que pasa a ser  $R - r$ .

De acuerdo con la ecuación (7), se deduce que el aumento de la velocidad de circulación y por consiguiente de  $w$ , implica un descenso de la fuerza normal de contacto durante el pivotamiento y, por tanto, debe existir una velocidad crítica a partir de la cual se produce una pérdida del contacto, al menos teóricamente, y suponiendo rígido el carril.

### 3.2. Cálculo de $v_c$ de pérdida de contacto

Para el cálculo de la velocidad crítica de pérdida de contacto se proponen dos métodos. El primero se basa en la fuerza de contacto rueda-carril descrita con anterioridad; y el segundo, en la comparación de los tiempos de rotación y caída.

Atendiendo a la fuerza de contacto, y de acuerdo con la ecuación (7), existe una velocidad angular crítica  $w_c$  que anula la componente vertical de la fuerza normal de contacto y por tanto da lugar a una pérdida del contacto rueda-carril.

Efectivamente, en el instante inicial del pivotamiento ( $\gamma = 0$ ),  $F_{c,y}$  se anula para la velocidad angular:

$$w_c = \sqrt{\frac{g}{R} + \frac{F}{m \cdot R}} \quad (9)$$

y, por consiguiente:

$$v_{c,1} = w_c \cdot R = \sqrt{\left(g + \frac{F}{m}\right) \cdot R} \quad (10)$$

Se observa que la velocidad crítica,  $v_c$ , no depende del tamaño del plano de rueda.

El segundo método consiste en igualar dos tiempos: i) el tiempo que tarda la rueda en caer la distancia  $d$  bajo la acción de la gravedad y de la carga sobre el eje,  $t_{caída}$ ; y ii) el tiempo que tarda la rueda en girar, a velocidad angular  $w$  constante, hasta que el plano de rueda se sitúa horizontal,  $t_{rotación}$ :

$$t_{rotación} = \frac{\theta}{w} = \frac{\theta \cdot R}{v} \quad (11)$$

Para calcular el tiempo de caída, se considera el caso límite de la pérdida de contacto, de modo que el centro de la rueda ya no describe una trayectoria circular, sino parabólica de acuerdo con la ecuación:

$$y(t) = -\frac{1}{2} \cdot \left(g + \frac{F}{m}\right) \cdot t^2 \quad (12)$$

Y particularizando al máximo desplazamiento vertical del centro de la rueda, que es la profundidad del plano  $y_{max} = d$  se obtiene la ecuación (13):

$$t_{caída} = \sqrt{\frac{2 \cdot d}{\left(g + \frac{F}{m}\right)}} \quad (13)$$

Igualando  $t_{rotación}$  y  $t_{caída}$  se obtiene la ecuación:

$$v_{c,2} = \sqrt{\frac{\left(g + \frac{F}{m}\right) \cdot (\theta \cdot R)^2}{2 \cdot d}} \quad (14)$$

La ecuación (14) parece sugerir una dependencia de la  $v_c$  con la geometría del plano de rueda a través de los parámetros  $\theta$  y  $d$ , pero para pequeños planos de rueda, en 2º orden de aproximación:  $\cos \theta \approx 1 - \frac{\theta^2}{2}$ , de modo que la dependencia es despreciable:

$$2d = 2R(1 - \cos \theta) \approx R\theta^2 \quad (15)$$

y las ecuaciones (14) y (10) coinciden.

En efecto, considerando un caso típico donde:  $F = 80 \cdot 10^3 \text{ N}$ ,  $R = 460 \text{ mm}$ ,  $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$  y  $m = 563,5 \text{ kg}$ , se procede al cálculo de la  $v_c$  para un intervalo de longitudes de plano de rueda de entre 10 mm y 100 mm por considerarse, de acuerdo con las normas RIV y RIC, la norma UIC 510-2 o la NTC 051 de RENFE, el límite máximo de 60 mm de longitud.

**Tabla 2.** Comparación de  $v_c$  para los métodos 1 y 2.

l(m)	$v_{c,1}$ (km/h)	$v_{c,2}$ (km/h)
0,01	30,08074	30,08088
0,02	30,08074	30,08133
0,03	30,08074	30,08207
0,04	30,08074	30,08311
0,05	30,08074	30,08444
0,06	30,08074	30,08608
0,07	30,08074	30,08801
0,08	30,08074	30,09024
0,09	30,08074	30,09278
0,1	30,08074	30,09561

Fuente: elaboración propia

En la Tabla 2, se observa que mediante el empleo del segundo método la  $v_c$  apenas presenta variación en el rango estudiado afectando únicamente al segundo decimal de la velocidad.

Por otro lado, se comprueba que mediante el empleo de los dos métodos distintos se alcanzan valores de  $v_c$  muy próximos entre si por lo que se puede considerar que ambas expresiones son equivalentes para el cálculo de la velocidad crítica.

### 4. Fase de contacto II

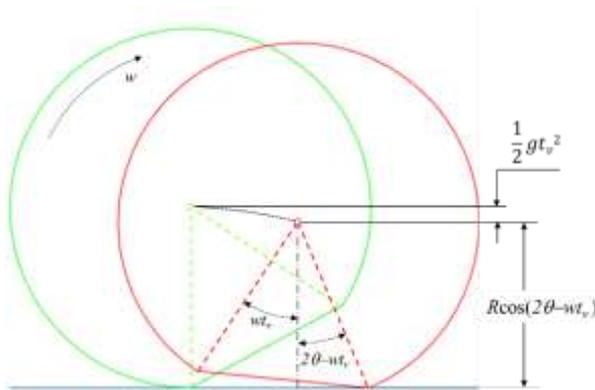
La fase de contacto II se da a velocidades por encima de  $v_c$ , lo que supone una pérdida de contacto.

Si la velocidad de circulación es inferior a  $v_c$ , el máximo desplazamiento vertical experimentado por la rueda coincide con el valor de la profundidad del plano de rueda  $d$ . Sin embargo, para velocidades por encima de  $v_c$ , la rueda pierde contacto y cae, a la vez que gira. Además, durante el tiempo que la rueda pasa en el aire,  $t_v$ , el giro de la rueda es superior al de pivotamiento, por lo que el contacto tras la caída no se realiza con el

plano sino con su extremo adelantado (ver Figura 8). Por ello, se alcanza un desplazamiento vertical inferior al de la fase I.

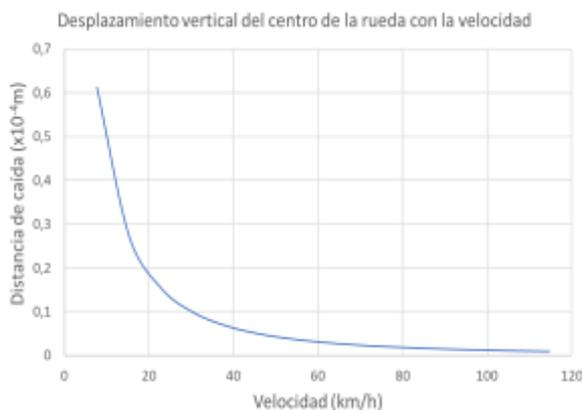
Tras la pérdida de contacto, el centro de masas de la rueda sigue la trayectoria parabólica de la ecuación (12). Al mismo tiempo, antes de golpear de nuevo contra el raíl, la rueda gira el ángulo  $wt_v$ , con lo que se puede calcular el tiempo de vuelo  $t_v$ , según la Figura 8, como solución de la ecuación (15):

$$\frac{1}{2}gt_v^2 + R \cos(2\theta - wt_v) = R \quad (15)$$



**Figura 8.** Caída de la rueda en Fase II. Verde: rueda en el instante inicial de pérdida de contacto; rojo: rueda en el instante de impacto.

Con el dato del tiempo de vuelo, se puede calcular el máximo desplazamiento vertical (primer término de la expresión 15). En la Figura 9 se muestra la variación de este desplazamiento en función de la velocidad de circulación, para una rueda de radio 0.46 m, con un plano de longitud 0.03m (parámetros de la Tabla 1).



**Figura 9.** Desplaz. vertical máximo del centro de la rueda.

Se observa que a elevadas velocidades el desplazamiento tiende asintóticamente a 0, por lo que se prevé que la fuerza de contacto rueda-carril tras la caída decrezca con el aumento de la velocidad de circulación, para grandes velocidades.

## 5. Fase de contacto III

Cuando la velocidad de circulación es muy superior a la  $v_c$ , el comportamiento dinámico del eje montado difiere del comportamiento de la fase II debido a la relación existente entre la fuerza de contacto rueda-carril y el desplazamiento vertical de la rueda.

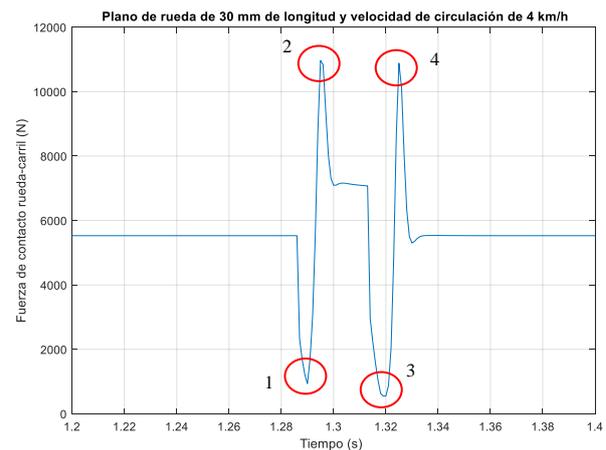
La elevada velocidad de rotación, unida a una elevada inercia de la rueda, hacen que la distancia vertical recorrida por la rueda previa al impacto sea mucho menor que la experimentada en las fases I y II. Por ello, se define la existencia de una fase de contacto III en la que el desplazamiento vertical máximo puede llegar a ser despreciable, tal y como se observa en la Figura 9. En esta última fase, el ángulo de ataque de la rueda al carril en el impacto se reduce de tal modo que el contacto se realiza con una zona redondeada, por poco desgastado que se encuentre el plano.

## 6. Resultados

Mediante el empleo del software UM (Universal Mechanism) se simula el comportamiento dinámico de un eje montado ferroviario en base a las características y condiciones descritas en la Tabla 1. Con ello se obtiene la evolución temporal de la fuerza de contacto rueda-carril con el objetivo de justificar y observar la existencia de las tres fases de contacto propuestas.

### 6.1. Fuerza de contacto rueda-carril en Fase I

Un ejemplo de evolución de la fuerza de contacto al paso de un plano de rueda, obtenida con el software UM se puede observar en la Figura 10.



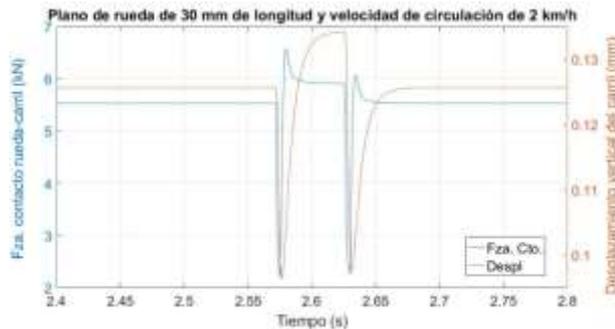
**Figura 10.** Fza. de contacto rueda-carril en fase I a 4 km/h.

La evolución de la fuerza de contacto en el tiempo se traduce en la existencia de 2 picos de descenso de la fuerza normal de contacto, un impacto entre ambos y otro pico de ascenso posterior.

La respuesta a la disminución de la fuerza normal de contacto rueda-carril en los tramos de pivote de

descenso y ascenso de la rueda, se debe a la evolución de la fuerza vertical en el movimiento de pivote comentada anteriormente (Figura 6, ecuación 7).

En el momento en el que el plano apoya por completo en el carril, se produce un impacto (punto 2 de la Figura 10) y el carril experimenta un desplazamiento vertical descendente que se frena en el instante en el cual la rueda comienza a pivotar sobre el extremo contrario del plano en sentido ascendente volviendo a producirse de nuevo una recuperación elástica del carril tal y como se aprecia en la Figura 11.



**Figura 11.** Evolución del desplazamiento vertical del carril con la fuerza de contacto.

Por último, al finalizar la trayectoria de ascenso se registra un pequeño segundo pico de fuerza de contacto. Este máximo respondería al aumento de la presión ejercida por la rueda sobre el carril al remontar el plano y volver a rodar sobre la zona de la banda de rodadura sin defecto.

En la Tabla 3 se muestran los resultados de los valores de fuerza de contacto registrados en los 4 picos de interés, para ensayos realizados a 4 velocidades distintas, todas muy bajas, por debajo de la velocidad crítica.

**Tabla 3.** Fuerza de contacto rueda-carril (Fase I).

Punto	Fuerza de contacto rueda-carril (N)			
	2 km/h	4 km/h	5 km/h	6 km/h
1	2203	934,8	568,8	23,61
2	6580	10965	15700	19050
3	2327	548,7	0	0
4	6077	10880	15050	19360

Fuente: elaboración propia

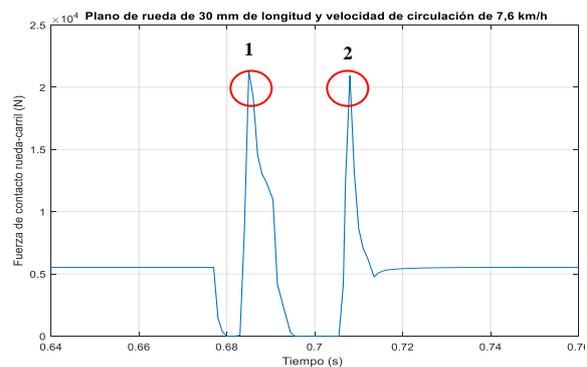
En la Tabla 3 se observa que la amplitud del impacto generado en el instante en el cual el plano apoya sobre el carril (punto 2 de la Figura 10) crece de forma prácticamente lineal con la velocidad de circulación. En los resultados a 5 km/h y 6 km/h se observa la existencia de una pérdida de contacto tras el primer impacto (punto 3 de la figura 10). Esto se debe a que el impacto generado en el contacto del plano con el carril

se realiza con tal fuerza que provoca por un lado una tendencia del carril a descender y por otro un rebote de la rueda, que la lleva a experimentar un ligero ascenso. Cabe destacar que esta pérdida de contacto es algo inesperado y puede deberse a que se está considerando únicamente el peso propio del eje montado y no las fuerzas debidas a la carga externa transmitida por los elementos de suspensión.

Finalmente, se comprueba que a una velocidad de 6 km/h, la fuerza del contacto rueda-carril en el punto 1 ya es cercana a los 0 N, es decir, la pérdida de contacto es inminente. De hecho, la velocidad crítica correspondiente al eje montado del ejemplo es, según la ecuación (10),  $v_c = 7,6 \frac{km}{h}$ .

## 6.2. Fuerza de contacto rueda-carril en Fase II

Como cabía esperar, en la Figura 12 se observa una pérdida de contacto a los 7,6 km/h por lo que la simulación con UM corrobora el cálculo de la  $v_c$  teórica expuesta en la sección 3.2.



**Figura 12.** Fza. contacto rueda-carril en fase II a 7,6 km/h.

Debido a la existencia de una pérdida del contacto, el impacto registrado tras la caída de la rueda (punto 1 de la Figura 12) aumenta considerablemente.

Tal y como se comentó anteriormente, en la Figura 13 se observa que la pérdida del contacto rueda-carril se traduce en la liberación de la presión ejercida por la rueda sobre el carril en el contacto y la consecuente recuperación elástica del mismo, haciéndose nulo el desplazamiento vertical del carril para posteriormente aumentar tras el impacto derivado de la caída de la rueda.

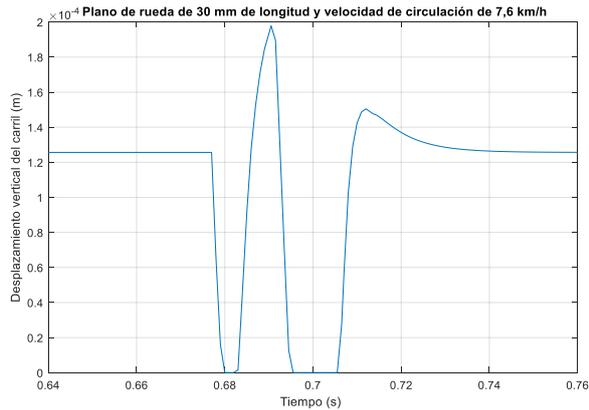


Figura 13. Desplaz. vertical del carril en fase II a 7,6 km/h.

En la Tabla 4 se muestran los resultados de los valores de fuerza de contacto registrados en los picos de interés para distintas velocidades por encima de la  $v_c$ .

Tabla 4. Fuerza de contacto rueda-carril (Fase II).

Pto.	Fuerza de contacto rueda-carril (N)			
	7,6 km/h	10 km/h	20 km/h	30 km/h
1	21320	30740	60880	107100
2	20920	20320	17870	14940
1	40 km/h	50 km/h	60 km/h	
	17230	15380	13430	

Fuente: elaboración propia

El aumento de la velocidad de circulación lleva asociado un incremento de la pendiente que marca el crecimiento de la fuerza de impacto con la velocidad. Este incremento alcanza un valor máximo a los 30 km/h para, a continuación, descender.

Esto se debe a que, a elevadas velocidades, el desplazamiento vertical que experimenta el centro de la rueda se ve reducido y comienza a estabilizarse en valores tendentes a 0. Como consecuencia de la reducción de la fuerza de contacto rueda-carril, la segunda pérdida de contacto deja de producirse tal y como se aprecia en la Figura 14.



Figura 14. Fza. contacto rueda-carril en fase II a 40 km/h.

### 6.3. Fuerza de contacto rueda-carril en Fase III

Realizando la simulación a velocidades muy por encima de la  $v_c$  y donde el desplazamiento vertical teórico calculado anteriormente tiende asintóticamente a 0, se aprecia una disminución drástica de la fuerza máxima de contacto rueda-carril.

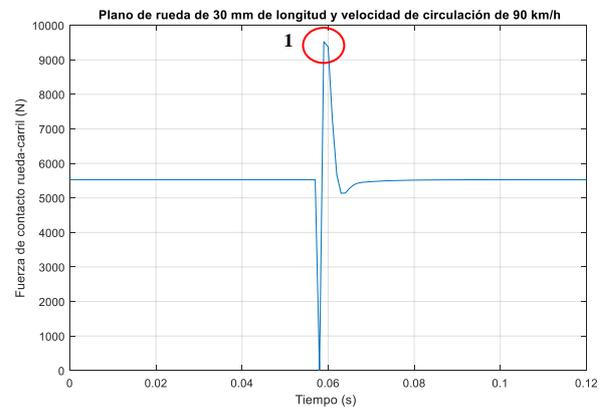


Figura 15. Fza. contacto rueda-carril en fase III a 90 km/h.

En la figura 15, se observa que, aun existiendo pérdida de contacto, el tiempo de vuelo durante el cual el contacto es inexistente, es mínimo. Como consecuencia, se observa que la fuerza de contacto rueda-carril también lo es, así como el desplazamiento vertical experimentado por el carril tras el impacto, algo que se comprueba en la Figura 16.

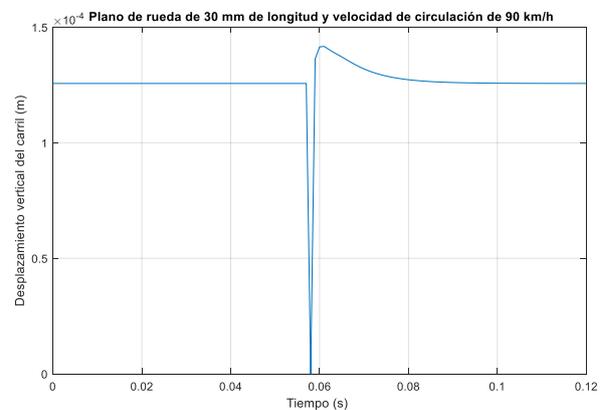


Figura 16. Desplaz. vertical del carril en fase III a 90 km/h.

En la Tabla 5 se muestran los valores de la fuerza de contacto registrados en los picos de interés para distintas velocidades muy por encima de la  $v_c$ .

Tabla 5. Fuerza de contacto rueda-carril (Fase III).

Pto.	Fuerza de contacto rueda-carril (N)				
	$70 \frac{km}{h}$	$80 \frac{km}{h}$	$90 \frac{km}{h}$	$100 \frac{km}{h}$	$110 \frac{km}{h}$
1	9525	9525	9525	9525	9525

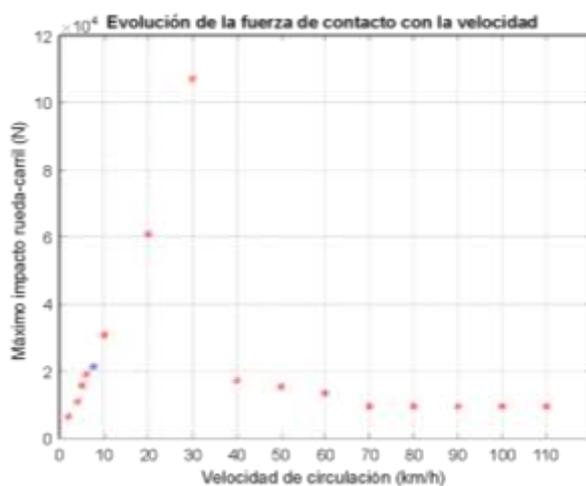
Fuente: elaboración propia

Los valores de fuerza de contacto registrados a altas velocidades muestran la existencia de una estabilización en valores de impacto mínimos quedando por tanto definida la existencia de la Fase III donde el comportamiento dinámico difiere de lo observado en las Fases I y II.

## 7. Conclusiones

El estudio del comportamiento dinámico de una rueda con defecto de plano, llevado a cabo, tanto de forma teórica como mediante simulación, refleja la influencia de la velocidad de circulación en la fuerza de contacto rueda-carril.

Se comprueba que el incremento de la velocidad de circulación no implica un aumento de la fuerza de contacto, sino que existen varios puntos que conllevan un cambio en el comportamiento dinámico. Por un lado, se define la Fase I donde se determina un comportamiento prácticamente lineal hasta el momento en el cual se alcanza la velocidad crítica  $v_c$  y se produce una pérdida del contacto rueda-carril. En esa situación, el aumento de la velocidad de circulación se traduce en un incremento más pronunciado de la fuerza de contacto. Para muy altas velocidades, el desplazamiento vertical experimentado tras la pérdida de contacto es prácticamente nulo y el impacto se reduce considerablemente hasta alcanzar una estabilización en valores mínimos.



**Figura 17.** Evolución de la fuerza de contacto máxima con la velocidad de circulación.

En la Figura 17 se aprecia la evolución de la fuerza de contacto rueda-carril máxima registrada tras el impacto del plano en base a los resultados obtenidos de la simulación en UM.

Los resultados de la simulación demuestran la existencia de una pérdida del contacto rueda-carril ya observable en el estudio teórico. Los resultados son coherentes con el estudio teórico realizado observando

que, la fuerza de contacto rueda-carril, depende estrechamente de la velocidad de circulación existiendo una pérdida de contacto que genera un comportamiento dinámico particular. Se observa del mismo modo que, la fuerza de contacto rueda-carril, desciende y se estabiliza a muy altas velocidades. Esto concuerda con la existencia de un desplazamiento teórico mínimo (ver figura 9) a velocidades elevadas y permite confirmar un cambio con respecto al comportamiento dinámico existente a velocidades inferiores y, por tanto, la necesidad de definir el comportamiento dinámico de un eje montado ferroviario con plano de rueda en tres fases de contacto rueda-carril estrechamente dependientes de la velocidad de circulación.

Ensayos experimentales llevados a cabo en un banco de pruebas a escala real, con planos de rueda de 10, 30 y 60 mm, demuestran la existencia de las tres fases de contacto rueda-carril descritas en este artículo. Particularmente se ha observado que las aceleraciones verticales en caja de grasa a velocidades muy elevadas tienden a igualarse a las obtenidas con las obtenidas tras el reperfilado de la rueda.

## 8. Agradecimientos

El trabajo expuesto aquí forma parte del proyecto de I+D+i, ref.: PID2020-116984RB-C22, financiado por MCIN/AEI/10.13039/501100011033. Los autores de esta ponencia agradecen dicha financiación.

## 9. Referencias

- [1] M. J. M. M. Steenberg, "Wheel-rail interaction at short-wave irregularities," Delft University of Technology, Wöhrmann Print Service, Zutphen, 2008.
- [2] J. Ding, J. Lin, G. Wang, and J. Zhao, "Time-frequency analysis of wheel-rail shock in the presence of wheel flat" vol. 1, no. 6, pp. 457–466, 2014. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2095756415302968>.
- [3] I.L. Vér, C.S. Ventres, M.M. Myles, "wheel/rail noise. Part III: impact noise generation by wheel and rail discontinuities". Journal of Sound and Vibration, vol. 46, Issue 3, pp. 395-417. 1976. Abstract disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/0022460X76908634>.
- [4] N.S. Vyas, A.K. Gupta, "Modeling Rail Wheel-Flat Dynamics". Proceedings of the 1<sup>st</sup> World Congress on Engineering Asset Management, Paper 233, Springer, 2006. Disponible en: <https://link.springer.com/content/pdf/10.1007/978-1-84628-814-2.pdf>

[5] R. Fesharakifard, A. Dequidt, F. Brunel, Y. Desplanques, O. Coste, P. Joyez, “Modeling of wheel/track interaction with wheel defects and diagnosis methods: An overview”. 5th Int. Conference on Integrated Modeling and Analysis in Applied Control and Automation, International Mediterranean and Latin American Modeling Multiconference, I3M 2011. Disponible en:  
[https://www.researchgate.net/publication/287352140\\_Modeling\\_of\\_wheeltrack\\_interaction\\_with\\_wheel\\_defects\\_and\\_diagnosis\\_methods\\_An\\_overview](https://www.researchgate.net/publication/287352140_Modeling_of_wheeltrack_interaction_with_wheel_defects_and_diagnosis_methods_An_overview).

[6] J. Brizuela, C. Fritsch, A. Ibáñez. “Railway wheel-flat detection and measurement by ultrasound”. *Transportation Research, Part C* 19, pp. 975–984, 2011. Abstract disponible en:  
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0968090X11000556>.

[7] J. J. Zhu, A. K. W. Ahmed, S. Rakheja. “An Adaptive Contact Model for Simulation of Wheel-rail Impact Load due to a Wheel Flat”. 13th National Conference on Mechanisms and Machines, Bangalore, India, 2007. Disponible en:  
[https://www.researchgate.net/publication/268373181\\_An\\_Adaptive\\_Contact\\_Model\\_for\\_Simulation\\_of\\_Wheel-Rail\\_Impact\\_Load\\_Due\\_to\\_a\\_Wheel\\_Flat](https://www.researchgate.net/publication/268373181_An_Adaptive_Contact_Model_for_Simulation_of_Wheel-Rail_Impact_Load_Due_to_a_Wheel_Flat).

[8] A. Momhur, Y. X. Zhao, W. Li, Y. Sun, X. Zou. “Flexible-Rigid Wheelset Introduced Dynamic Effects due to Wheel Tread Flat” *Shock and Vibration*, Vol. 2021, Article ID: 5537286. Disponible en:  
<https://doi.org/10.1155/2021/5537286>

[9] L. Han, L. Jing, K. Liu. “A dynamic simulation of the wheel–rail impact caused by a wheel flat using a 3-D rolling contact model”. *J. Mod. Transport*, Vol. 25(2), pp. 124–131, 2017. Disponible en:  
<https://link.springer.com/article/10.1007/s40534-017-0131-0>

[10] J. Bian, Y. Gu, M. H. Murray. “A dynamic wheel–rail impact analysis of railway track under wheel flat by finite element analysis”. *Vehicle System Dynamics*, Vol. 51, No. 6, pp. 784–797, 2013. Disponible en:  
<http://dx.doi.org/10.1080/00423114.2013.774031>.