

# Influencia de la cadena de tracción y las fuerzas tractoras en los modelos dinámicos ferroviarios

**M. Aizpun Navarro<sup>(1)</sup>, J. Vinolas Prat<sup>(1)</sup>, I. Eziolaza Etxeberria<sup>(2)</sup>**

(1) CEIT y Tecnun (Universidad de Navarra). Dpto. de Mecánica Aplicada.  
maizpun@ceit.es

(2) CAF I+D S.L.

---

*Este artículo analiza el efecto de incluir la cadena de tracción y las fuerzas tractoras en simulaciones dinámicas multicuerpo; cuál debe ser el mínimo nivel de detalle en el modelo de la cadena de tracción y cuál es la influencia de las fuerzas de tracción en la dinámica de los vehículos ferroviarios. El objetivo de este trabajo es comprobar si es necesario incluir la cadena de tracción y las fuerzas tractoras en las simulaciones multicuerpo del proceso de homologación de vehículos ferroviarios. En concreto, en este trabajo se comparan los resultados de fuerzas en el contacto rueda carril y estabilidad dinámica de dos modelos multicuerpo de una locomotora de mercancías. El primer modelo de la locomotora es un modelo típico utilizado en la industria del ferrocarril (donde las masas e inercias de los cuerpos de la cadena de tracción están distribuidas entre los bogies y los ejes del vehículo), mientras que el segundo modelo incluye los cuerpos de la cadena de tracción y los pares y fuerzas correspondientes a la tracción del vehículo. Los resultados obtenidos en este artículo confirman que valores altos del par de tracción pueden tener una influencia moderada en el comportamiento dinámico de locomotoras de gran potencia y tonelaje. Además, se comprueba que la suspensión lateral de la cadena de tracción es un parámetro importante en la estabilidad dinámica del vehículo.*

---

## 1. INTRODUCCIÓN

Las simulaciones multicuerpo y dinámicas comienzan a jugar un papel relevante en la homologación de los vehículos ferroviarios, y son esenciales de cara a alcanzar en un futuro el objetivo de reducir el mayor número de ensayos de homologación en vía posibles, manteniendo el mismo nivel de seguridad en el proceso de homologación. Esos ensayos se sustituirían por simulaciones dinámicas con modelos multicuerpo, tal y como se explica en las nuevas versiones de las normas de homologación dinámica (UIC 518 y EN 14363).

Por ello, es crítico utilizar modelos matemáticos lo suficientemente precisos para modelizar los vehículos reales. En el caso de los modelos multicuerpo es crucial tener en cuenta todos los cuerpos, componentes de suspensión, fuerzas externas (e.g. viento lateral), irregularidades de vía... que puedan influir significativamente en la dinámica del vehículo ([1]). Además, también se debe contemplar la posibilidad de incluir los modos de vibración estructurales de los sólidos rígidos del modelo cuya flexibilidad pueda ser significativa (e.g. modo de flexión de caja).

En el caso de la cadena de tracción, los sólidos rígidos que la componen y las fuerzas tractoras que generan no se incluyen en los modelos multicuerpo habituales, y tan solo sus masas e inercias se distribuyen entre el resto de los sólidos rígidos.

El objetivo de este artículo es estudiar la influencia de los sólidos rígidos y elementos elásticos de la cadena de tracción y las fuerzas tractoras, para determinar si deben ser incluidos en las simulaciones dinámicas de vehículos ferroviarios.

El artículo está estructurado de la siguiente manera: primero se comienza con una descripción del estado del arte de las normas de homologación europeas y de artículos científicos recientes. En segundo lugar se describen los modelos matemáticos utilizados, con especial detalle en el modelo de la cadena de tracción. A continuación se presentan los

resultados obtenidos para dos tipos de simulaciones (fuerzas en el contacto en curvas de radio reducido y estabilidad dinámica) y por último las conclusiones del estudio.

## 2. ESTADO DEL ARTE

En la práctica habitual no se suele incluir un modelo de la cadena de tracción y las fuerzas de tracción/frenado en las simulaciones dinámicas de vehículos ferroviarios. De hecho, si las simulaciones del vehículo en deriva resultan satisfactorias, se considera que su comportamiento con tracción será similar y la influencia de estos efectos se desestima.

Las normas europeas (EN14363, UIC518 y GM/RT2141) que rigen la homologación dinámica de vehículos ferroviarios tampoco consideran, en general, los efectos de las fuerzas tractoras y por ello no exigen la utilización de modelos específicos de la cadena de tracción. La norma EN14363, por ejemplo, menciona que el par de tracción puede influenciar los valores de las fuerzas de contacto pero no indica bajo qué condiciones puede ser importante ni cuándo es despreciable. Otra norma, la GM/RT2141 considera que en el caso de que se quiera homologar un vehículo con fuerzas tractoras mayores de las habituales en ese tipo de vehículos, se debería realizar un ensayo en vía midiendo las fuerzas en el contacto. Sin embargo, en esta norma tampoco se explican los posibles efectos de las fuerzas tractoras en las fuerzas de contacto.

En los ensayos en vía de homologación dinámica se realiza la medición de fuerzas Y/Q mediante ejes dinamométricos. Teóricamente es posible medir también las fuerzas longitudinales, lo que supondría alcanzar un conocimiento más preciso de la posición de equilibrio del bogie en curva al tener perfectamente definidas las fuerzas tangenciales de contacto. Sin embargo, por el momento la práctica habitual es que los ejes dinamométricos no midan las fuerzas longitudinales; el bogie que lleva montados los ejes dinamométricos está sin tracción y éstas fuerzas no se consideran relevantes. En los casos de comparación teórico-experimental de esfuerzos de un vehículo en curva la medición de los esfuerzos longitudinales es importante para comprobar si el modelo dinámico del vehículo es representativo, además de que aporta información sobre el coeficiente de rozamiento. Si bien la aplicación de tracción no se considera un efecto importante para la homologación dinámica, en ciertos casos la dinámica de los vehículos ferroviarios puede verse influenciada por las fuerzas tractoras y los modelos de las cadenas de tracción. En los últimos años se ha realizado una extensa labor de investigación sobre este tema. Los artículos más reseñables pertenecen a Polach ([2], [3]), Grassie y Elkins ([4]), Simson y Cole ([5-7]) y Alfi *et al.* ([8]).

Polach desarrolló un nuevo modelo de contacto para estudiar el efecto de valores altos de tracción en las fuerzas de contacto en curvas. El modelo se validó mediante ensayos experimentales en vía donde se calcularon los valores de las fuerzas de contacto y se obtuvieron las curvas de adhesión y valores bastante precisos del coeficiente de fricción.

Grassie y Elkins investigaron la influencia de las fuerzas de tracción en el comportamiento en curva de bogies auto-orientables, demostrando que la tracción reduce la eficacia de estos bogies en la circulación en curva llegando a comportarse como un bogie rígido convencional.

Simson y Cole evaluaron el comportamiento en curvas de locomotoras de gran tonelaje para distintos tipos de bogies (orientables, auto-orientables, rígidos y también activos). Concluyen que los bogies activos se comportan mucho mejor que los auto-orientables al aplicar grandes pares de tracción.

Por último, Alfi *et al.* estudiaron la influencia de la suspensión de los motores en la estabilidad de los trenes de alta velocidad. Según este artículo, los valores de rigidez y amortiguamiento de la suspensión de los motores pueden afectar de forma significativa la velocidad crítica de un vehículo de alta velocidad.

Sin embargo, en la mayoría de estos artículos no se explica cuál es el modelo de la cadena de tracción introducido ni cuál es el mínimo nivel de detalle necesario en ese modelo (sólidos rígidos, suspensión de los elementos, pares de tracción y reacción en los sólidos...) para conseguir unos resultados lo suficientemente precisos. En este artículo se analiza la influencia de un modelo de cadena de tracción y las fuerzas tractoras de una locomotora de

mercancías para dos de los ámbitos más importantes de la dinámica ferroviaria: las fuerzas en el contacto en la circulación en curva y la estabilidad dinámica.

### 3. MODELOS MATEMÁTICOS

La cadena de tracción es el conjunto de elementos que generan los pares y fuerzas tractoras y los transmiten hasta los ejes y/o ruedas de un vehículo. Las cadenas de tracción normalmente se pueden descomponer en motor y transmisión. El motor, que puede ser DC o AC, es el elemento encargado de generar el par tractor. La transmisión transmite el par tractor desde el motor a las ruedas y se divide en acoplamiento (junta entre motor y reductora) y la reductora. Ésta última se encarga de modificar las características de par/velocidad generadas por el motor en función de la relación de reducción deseada.

En este artículo se consideran dos modelos de vehículo diferentes: el modelo de referencia y el modelo con tracción. El primero es un modelo clásico utilizado en la práctica habitual de simulaciones dinámicas, mientras que el segundo modelo incluye los elementos de la cadena de tracción y las fuerzas tractoras.

El modelo de referencia (en el cual no se incluyen las fuerzas de tracción) consiste en 9 sólidos rígidos: caja, 2 bogies y 6 ejes. La suspensión primaria se modeliza mediante muelles lineales y amortiguadores no lineales en las tres direcciones del espacio. La suspensión secundaria está formada por muelles lineales y amortiguadores y topes no lineales, también en las tres direcciones espaciales. El modelo se completa con la inclusión de una barra de arrastre para transmitir los esfuerzos longitudinales entre caja y bogie. En este modelo los elementos de la cadena de tracción no se incluyen como sólidos rígidos diferenciados, si no que sus masas e inercias se encuentran distribuidas entre los bogies y ejes.

El modelo con tracción añade al modelo de referencia la modelización de la cadena de tracción y la inclusión de las fuerzas y pares tractoras. Para ello se añaden nuevos sólidos rígidos que modelizan los 2 motores y las reductoras de cada eje. Cada uno de los motores se suspende del bogie mediante 4 silentblocks, mientras que las reductoras están sujetas al bogie por una biela pendular (figura 1). Los elementos de suspensión se han modelizado mediante muelles y amortiguadores lineales en las tres direcciones.

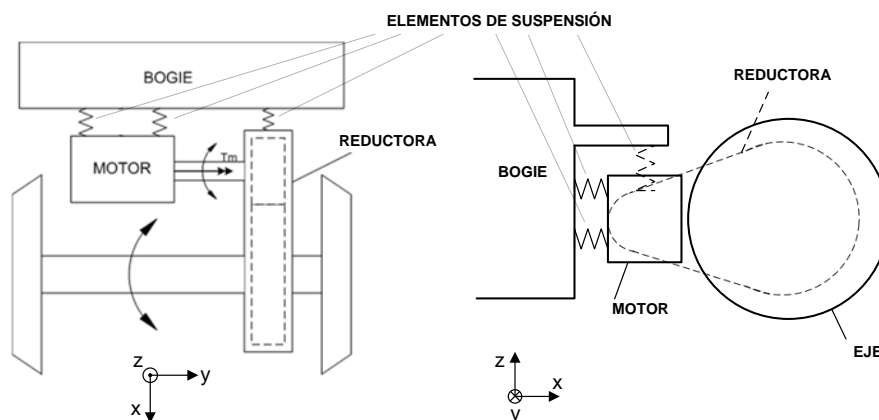


Figura 1: Modelo esquemático de la cadena de tracción

La conexión entre motor y reductora se soluciona mediante un acoplamiento dentado, el cual transmite el par tractor desde el motor a la reductora, absorbiendo los pequeños desplazamientos y giros relativos. Esta conexión se modeliza mediante restricciones cinemáticas que solamente permiten el giro alrededor del eje y.

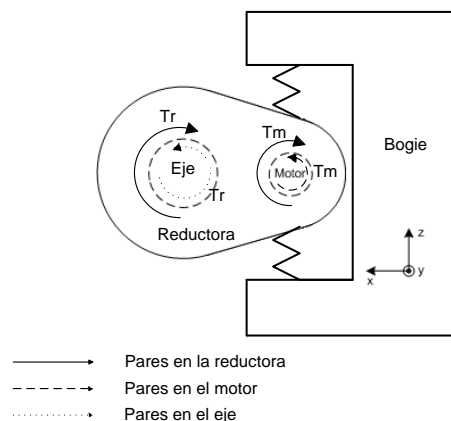


Figura 2: Distribución de pares en la reductora, motor y eje debidos al par de tracción

Por último, los pares de tracción generados por los motores se transmiten hasta los ejes según la relación de reducción, junto con las correspondientes fuerzas y pares de reacción (figura 2).  $T_r$  es el par transmitido al eje, cuyo valor es  $T_m$  (par del motor) multiplicado por la relación de reducción  $r$ .

Además, es necesario incluir la inercia equivalente en el eje ( $I_e$ ) producida por la inercia rotativa del rotor ( $I_r$ ), cuya expresión viene dada por:

$$I_e = I_r \cdot \left( \frac{\omega_{rotor}}{\omega_{eje}} \right)^2 = I_r \cdot r^2 \quad (1)$$

El software utilizado ha sido SIDIVE, programa de simulación dinámica de vehículos ferroviarios desarrollado por CAF. Para el modelo de contacto, se ha utilizado la opción de contacto rígido implementada en SIDIVE. El problema normal de contacto se ha resuelto de forma Hertziana mientras que con el algoritmo Fastsim se ha obtenido la solución de las distribuciones de presiones tangenciales.

Como perfil de contacto se ha escogido el perfil FSDR3 para las ruedas en conjunción con perfiles de carril UIC60, con un ancho de vía de 1435mm y 1:40 de inclinación. Para los cálculos de estabilidad con perfiles desgastados se ha optado por perfiles de conicidad equivalente 0,5 al no disponer de datos reales de perfiles desgastados.

#### 4. RESULTADOS

En este apartado se comparan los resultados de los dos modelos para las simulaciones de fuerzas de contacto en curvas de radio reducido y estabilidad dinámica.

##### 5. Fuerzas en el contacto

El vehículo se ha simulado en el siguiente escenario: una curva de 250m de radio a velocidad constante de 36km/h (par de tracción de 6400N\*m para el modelo con tracción), coeficiente de fricción 0,4 y aceleración no compensada de 0,4m/s<sup>2</sup>. No se han incluido irregularidades de vía en las simulaciones ya que no afectan a los valores medios de las fuerzas de contacto.

La figura 3 muestra la comparación de los resultados de fuerzas verticales (FZ), laterales (FY) y longitudinales (FX) de las ruedas izquierda (L) y derecha (R) del eje delantero en los dos modelos de locomotora desarrollados. En el modelo de referencia no se incluye el par de tracción mientras que en el modelo con tracción se aplica el máximo par tractor del motor, por lo que la comparación de los resultados de los dos modelos refleja el efecto de añadir el par de tracción en las simulaciones.

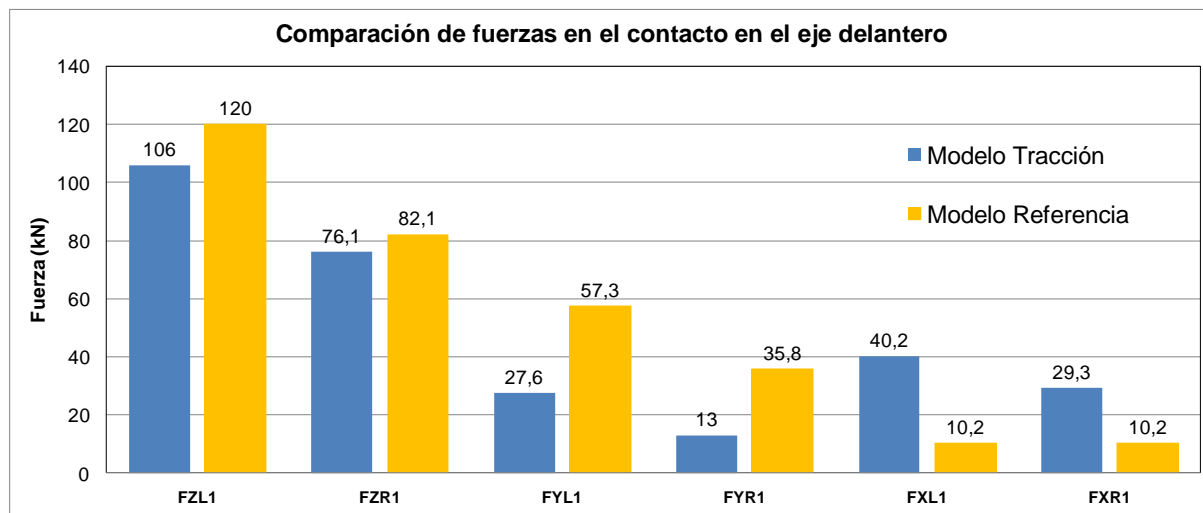


Figura 3: Comparación de fuerzas en el contacto en el eje delantero

Al aplicar un par de tracción la fuerza vertical en el eje delantero disminuye un 12%. Además, la acción de dicho par induce un giro de cabeceo en caja y los dos bogies (figura 4). La variación de fuerzas verticales en cada rueda implica también una variación en las fuerzas tangenciales disponibles por rueda, ya que éstas son directamente proporcionales a la fuerza vertical (multiplicando por el coeficiente de fricción).

Al mismo tiempo, la inclusión de valores altos del par de tracción hace que el reparto de las fuerzas tangenciales en cada rueda sea muy distinto y cambie el comportamiento en curva; las fuerzas longitudinales de contacto se incrementan considerablemente, llegando a saturar la zona de contacto y obligando a una reducción drástica de las fuerzas laterales (en torno a un 60%). Sin embargo, en el caso sin tracción el reparto de fuerzas tangenciales se asemeja más al caso convencional de un vehículo circulando en curvas de radio reducido, donde las fuerzas laterales son mucho más importantes que las longitudinales.

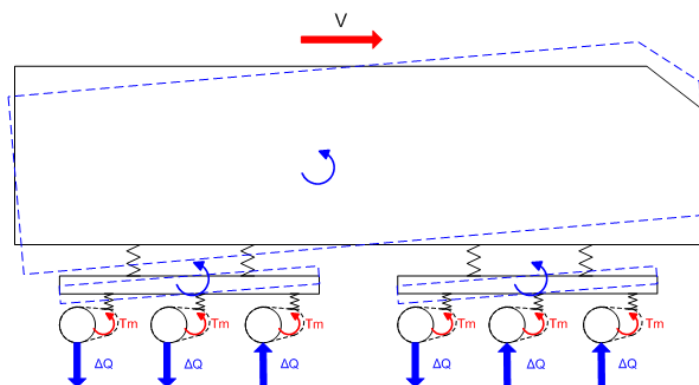


Figura 4: Efecto del par de tracción en las fuerzas verticales de contacto

Además de las fuerzas de contacto, se han analizado otros dos parámetros: el ratio  $Y/Q$  y el índice de desgaste del contacto rueda carril  $W$ . Éste último viene definido por (siendo  $v$  los pseudo-deslizamientos y  $a$  el área de contacto):

$$W = \frac{F_X^{Rueda} \cdot v_X + F_Y^{Rueda} \cdot v_Y}{a} \quad (1)$$

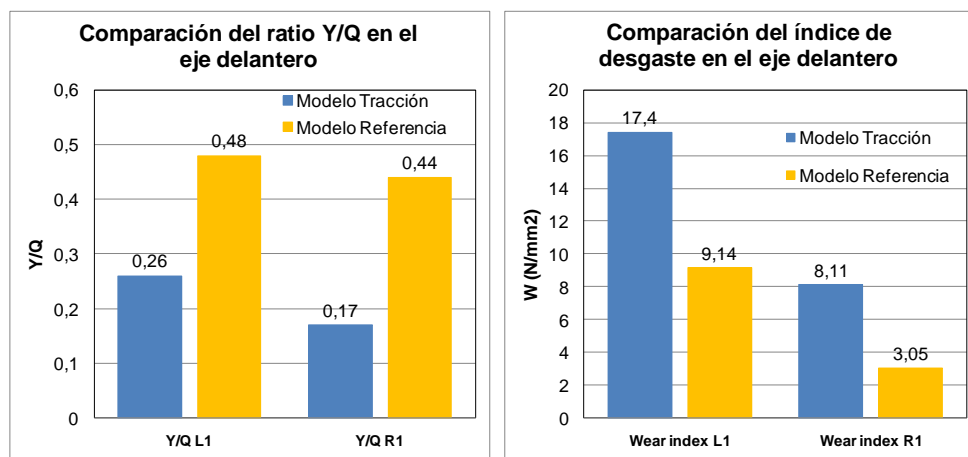


Figura 5: Comparación del ratio Y/Q y el índice de desgaste en el eje delantero

En esta locomotora el ratio Y/Q disminuye al aplicar un par de tracción (figura 5), por lo que el hecho de incluirlo supondría situarse aun más en el lado de la seguridad desde el punto de vista de la seguridad frente al descarrilamiento. Por otra parte, el gran aumento de las fuerzas tangenciales hace que el desgaste sea lógicamente mucho mayor mientras se aplica tracción.

En resumen, la inclusión del par de tracción en el modelo multicuerpo de esta locomotora tiene una moderada influencia en las fuerzas verticales de contacto (12% de variación como máximo), pero una importancia significativa en el reparto de las fuerzas tangenciales de contacto. Esta variación en el reparto de fuerzas longitudinales y laterales puede hacer que empeore el comportamiento del vehículo en la circulación en curva al reducirse las fuerzas laterales (como ya se demostró para otro tipo de bogies en [4]) y que aumente el desgaste de ruedas por el gran aumento de las fuerzas longitudinales.

## 6. Estabilidad dinámica

En este apartado se analiza la influencia de la inclusión de los sólidos de la cadena de tracción en la estabilidad dinámica y el efecto del par de tracción en la velocidad crítica del vehículo.

Para comprobar estos efectos se han utilizado simulaciones de estabilidad no lineales llamadas ciclos límite. Consisten en simular el vehículo en una vía recta sin defectos, aplicando una velocidad inicial de circulación muy alta que va decreciendo gradualmente. Para crear la inestabilidad lateral dinámica en los ejes del vehículo, se introduce un defecto lateral en el instante inicial que produce una oscilación de lazo en los ejes. A partir de cierta velocidad el movimiento oscilatorio se va amortiguando llegando a un punto, llamado velocidad crítica, en el que ese movimiento oscilatorio desaparece.

En la figura 6 se comprueba el efecto de incluir los sólidos rígidos y los elementos elásticos de la cadena de tracción (sin incluir el par de tracción) en la velocidad crítica de la locomotora, para perfiles de rueda FSDR3 nuevos (arriba izquierda) y perfiles desgastados (arriba derecha). El descenso de la velocidad crítica al incluir los elementos de la cadena de tracción para perfiles nuevos no es muy grande ( $\approx 10\text{km/h}$ ) aunque aumenta ligeramente en el caso de perfiles desgastados ( $\approx 20\text{km/h}$ ).

Sin embargo, una variación en el valor del parámetro de rigidez lateral de la suspensión de los motores puede producir cambios en la velocidad crítica (figura 6 abajo), tal y como se predice en [8]. El aumento de velocidad crítica en locomotoras de alta velocidad puede ser de más de  $100\text{ km/h}$ . No obstante, en el caso de esta locomotora de mercancías (diseñada para circular a una velocidad máxima de  $110\text{ km/h}$ ) el aumento de velocidad crítica que se puede conseguir es de tan solo  $15\text{ km/h}$ .

Por último, en la figura 7 se muestra el efecto de incluir el par de tracción en el modelo con tracción durante las simulaciones de ciclos límites. Se comprueba que, según el par va aumentando, la velocidad crítica de la locomotora disminuye progresivamente hasta 110 km/h.

Sin embargo, se debe tener en cuenta que la reducción de la velocidad crítica ocurre para valores medios/altos del par de tracción, y que estos pares se aplican en realidad cuando el vehículo está circulando a velocidades bajas (menores que 60km/h). En el caso más extremo de reducción de velocidad crítica (par de tracción máximo) el vehículo circularía a 36 km/h, velocidad que queda muy alejada del límite de velocidad crítica para ese par (110 km/h).

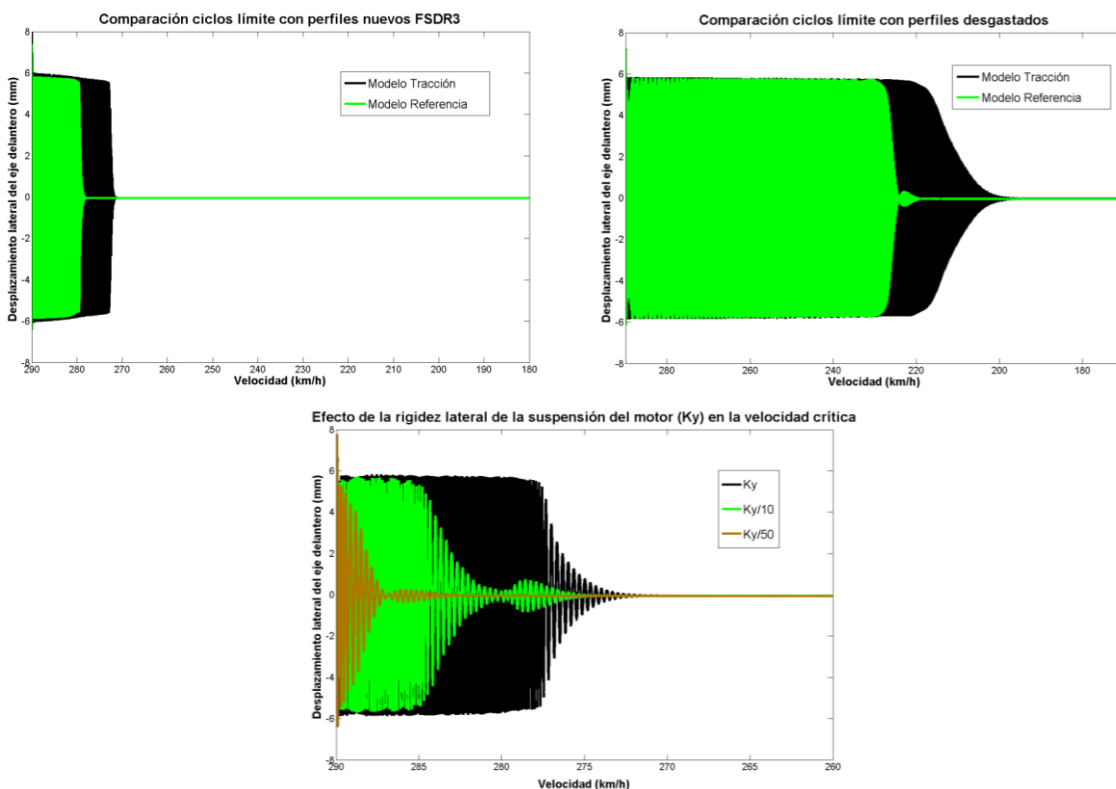


Figura 6: Resultados de ciclos límites

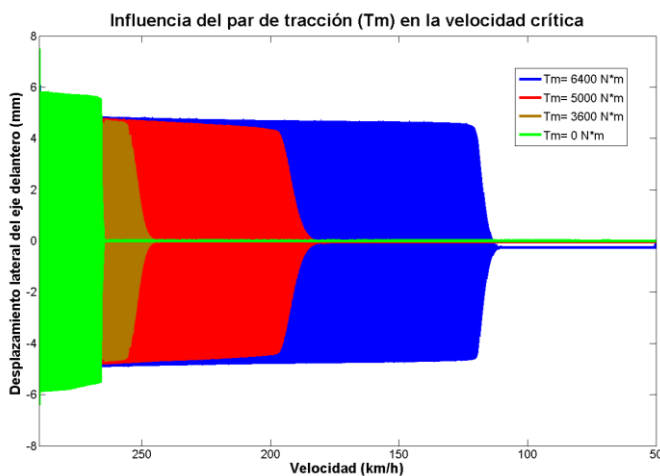


Figura 7: Influencia del par de tracción en la velocidad crítica

## 7. CONCLUSIONES

Se han analizado los efectos del par de tracción y la inclusión de los sólidos de la cadena de tracción en los modelos multicuerpo para el caso de una locomotora de mercancías. Los resultados muestran que las diferencias en las fuerzas tangenciales de contacto pueden llegar a ser moderadas, ya que la aplicación del par de tracción provoca un gran aumento de las fuerzas longitudinales (más del 100%) y un significativo descenso de las laterales (hasta un 50%), lo cual puede empeorar la capacidad de circulación en curvas de radio reducido.

En el caso de la estabilidad dinámica no se han encontrado diferencias tan grandes al incluir los sólidos de la cadena como en el caso del vehículo de alta velocidad referenciado en ([8]), aunque se comprueba que una disminución en el valor de la rigidez lateral de la suspensión de los motores aumenta ligeramente la velocidad crítica del vehículo.

La baja influencia en estabilidad dinámica para este vehículo y el descenso del ratio Y/Q suponen trabajar desde el lado de la seguridad al incluir el par de tracción y los sólidos rígidos de la cadena de tracción, por lo que la seguridad frente el descarrilamiento no se vería comprometida si se omite la cadena de tracción en el modelo.

Por otra parte, desde el punto de vista de una comparación teórico-experimental de esfuerzos en el contacto, se considera conveniente incluir al menos el par de tracción y los pares de reacción en bogies y ejes de cara a una validación precisa del modelo multicuerpo.

## 8. REFERENCIAS

- [1] J. Evans y M. Berg. *Challenges in simulations of rail vehicle dynamics*, Vehicle System Dynamics, 47 (2009), 1023-1048.
- [2] O. Polach. *Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit*, Wear, 258 (2005), 992-1000.
- [3] O. Polach. *Influence of locomotive tractive effort on the forces between wheel and rail*, Vehicle System Dynamics, 35 (2001), 7-22.
- [4] S. Grassie y J. Elkins. *Traction and curving behaviour of a railway bogie*, Vehicle System Dynamics, 44 (2006), 883-891.
- [5] S. Simson y C. Cole. *Parametric simulation study of traction curving of three axle steering bogie designs*, Vehicle System Dynamics, 46 (2008), 717-728.
- [6] S. Simson y C. Cole. *Simulation of curving at low speed under high traction for passive steering hauling locomotives*, Vehicle System Dynamics, 46 (2008), 1107-1121.
- [7] S. Simson y C. Cole. *Simulation of traction curving for active yaw-force steered bogies in locomotives*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 223 (2009), 75-84.
- [8] S. Alfi, L. Mazzola y S. Bruni. *Effect of motor connection on the critical speed of high-speed railway vehicles*, Vehicle System Dynamics, 46 (2008), 201-214.