

Desarrollo de una nueva metodología para el análisis de estabilidad de vehículos ferroviarios

A. Alonso Pazos⁽¹⁾, J.G. Giménez Ortiz⁽²⁾

(1) CEIT y TECNUN (Universidad de Navarra)
aalonso@ceit.es

(2) CAF y TECNUN (Universidad de Navarra)

Durante el proceso de diseño de los vehículos ferroviarios uno de los requerimientos que se deben cumplir es asegurar la estabilidad dinámica del vehículo en todo el rango de velocidades de circulación. Para realizar este cálculo se pueden emplear dos métodos diferentes: integrar las ecuaciones dinámicas del movimiento completas o realizar cálculos aproximados basados en la linealización del sistema. El primer método proporciona resultados muy precisos; sin embargo, su coste computacional es alto y en ocasiones la interpretación de los resultados puede ser compleja. Por el contrario, el método basado en la linealización del sistema tiene un coste computacional muy bajo y, además, permite automatizar la realización de estudios paramétricos con lo que su utilización durante la fase de diseño es recomendable; sin embargo, debido a la linealización realizada en las ecuaciones la precisión de este método puede no ser la deseada. En este trabajo se presenta una nueva metodología para calcular la velocidad crítica de los vehículos ferroviarios. Este método se basa en los cálculos lineales manteniéndose, por tanto, las ventajas que presenta este método de cara a la realización de estudios paramétricos y de optimización. Por otro lado, el método presenta un nivel de precisión cercano al dado por el método no lineal.

1. INTRODUCCIÓN

Durante el proceso de diseño de los vehículos ferroviarios uno de los requerimientos que se deben cumplir es asegurar la estabilidad dinámica del vehículo en todo el rango de velocidades de circulación.

De manera general se dice que un sistema mecánico es inestable cuando una vez separado de su posición de equilibrio la respuesta del sistema no sólo no se amortigua sino que se amplifica con el tiempo. En sistemas lineales esto sucede cuando al menos un modo de vibración tiene asociado un amortiguamiento negativo.

En el caso de vehículos ferroviarios la inestabilidad dinámica se caracteriza por el hecho de que por encima de una determinada velocidad de circulación (denominada velocidad crítica) cualquier oscilación producida en la marcha del vehículo tiende a amplificarse, dando lugar a un régimen de oscilaciones mantenido en el que las pestañas de las ruedas chocan violentamente con las caras interiores de los carriles. Esto provoca una disminución de la seguridad de la marcha, un aumento de las sollicitaciones de ruedas y carriles y un deterioro de la geometría de la vía y del confort de marcha del vehículo.

Por todas estas razones, la circulación de un vehículo a velocidades supercríticas no es aceptable: la inestabilidad dinámica limita, por tanto, la velocidad máxima a la que un vehículo ferroviario puede circular.

Para el cálculo de la velocidad crítica se suelen emplear dos métodos fundamentalmente [1]:

Método de integración temporal (M.I.T.).- Este método se basa en integrar las ecuaciones dinámicas no lineales que definen el comportamiento del vehículo sujetas a una serie de condiciones (velocidad, irregularidades de carril,...). Una vez resueltas las ecuaciones se deberá determinar si las oscilaciones a las que se ve sometido el vehículo disminuyen con el tiempo o; por el contrario, éstas se amplifican volviéndose el movimiento inestable. Esta

metodología puede ofrecer resultados muy precisos; sin embargo, su coste computacional es alto y en ocasiones la interpretación de los resultados puede ser compleja.

Por otro lado, el análisis para determinar cómo afecta la variación de parámetros a la estabilidad dinámica no es directo con este método. Todo esto hace que la utilización de esta metodología para la optimización de vehículos durante la etapa de diseño no sea adecuada.

Método de linealización de ecuaciones (M.L.).- El segundo método consiste en linealizar las ecuaciones dinámicas del vehículo. Una vez hecho esto y suponiendo excitaciones sinusoidales se pueden calcular de manera sencilla los diferentes modos de vibración y sus respectivos amortiguamientos. La velocidad crítica se define como la mínima velocidad a la que se tiene un modo de vibración con amortiguamiento asociado negativo.

Utilizando este método es muy fácil automatizar la realización de estudios paramétricos con lo que su utilización durante la fase de diseño es recomendable; sin embargo, debido a la linealización realizada en las ecuaciones, la precisión de este método puede no ser la deseada.

Una práctica habitual para el diseño de vehículos es realizar los análisis preliminares con el método lineal y luego validar los resultados integrando las ecuaciones no lineales. Este procedimiento es adecuado si los resultados ofrecidos por ambos métodos son similares; sin embargo, si son muy diferentes se pueden generar complicaciones a la hora de optimizar los diferentes componentes del vehículo.

En este trabajo se presenta una nueva metodología para calcular la velocidad crítica de los vehículos ferroviarios. Este método se basa en los cálculos lineales manteniéndose, por tanto, las ventajas que presenta este método de cara a la realización de estudios paramétricos y de optimización. Por otro lado, el método presenta un nivel de precisión cercano al dado por el método no lineal.

2. CAUSAS DE LAS DIVERGENCIAS ENTRE EL MÉTODO LINEAL Y EL MÉTODO DE INTEGRACIÓN TEMPORAL DE LAS ECUACIONES.

Para simplificar al máximo el problema y facilitar la obtención de conclusiones se va a utilizar un modelo de bogie como el que se indica en la figura 1. a). Este modelo tiene seis grados de libertad (tres desplazamientos laterales ' y_1 ', ' y_2 ' e ' y ' y tres ángulos de lazo ' α_1 ', ' α_2 ' y ' α '). La suspensión primaria está definida por las rigideces longitudinales y laterales ' K_x ' y ' K_y '. En este modelo todos los elementos se consideran lineales salvo el contacto rueda carril.

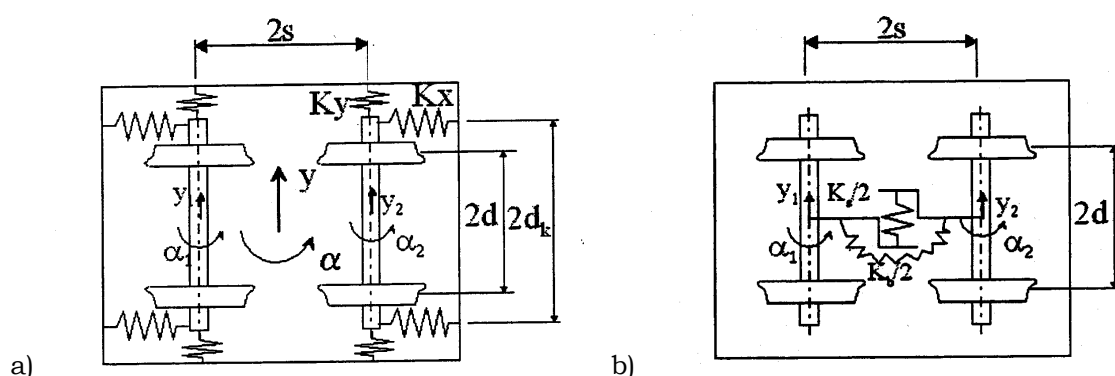


Figura 1. a) Modelo de bogie, b) modelo simplificado de Wickens

En el caso en que se puedan despreciar las fuerzas de inercia asociadas al bogie, el anterior modelo se puede sustituir por el representado en la figura 1b). A este modelo se le conoce como modelo de Wickens.

En este modelo la rigidez a cortadura ' K_s ' está asociada al movimiento lateral de los ejes. Por otra parte la rigidez a flexión ' K_b ' está asociada al giro relativo de los ejes. Los valores de estas rigideces se pueden calcular mediante las siguientes expresiones:

$$\begin{aligned}
K_b &= 2K_x d_k^2 \\
K_s &= \frac{2d_k^2 K_x K_y}{d_k^2 K_x + s^2 K_y}
\end{aligned} \tag{1}$$

Las ecuaciones dinámicas que definen este sistema son:

$$\begin{aligned}
M_1 \ddot{y}_1 + \frac{1}{2} k_s [(y_1 - y_2) - s(\alpha_1 + \alpha_2)] + \sum_{\alpha=1}^2 F_{y1\alpha} \left(\xi_{1\alpha}, \eta_{1\alpha}, \phi_{1\alpha}, N_{1\alpha}, \left(\frac{a}{b} \right)_{1\alpha} \right) &= 0 \\
I_1 \ddot{\alpha}_1 + \frac{1}{2} k_b (\alpha_1 + \alpha_2) - \frac{1}{2} k_s \frac{s}{2} [(y_1 - y_2) - s(\alpha_1 + \alpha_2)] + \sum_{\alpha=1}^2 F_{x1\alpha} \left(\xi_{1\alpha}, \eta_{1\alpha}, \phi_{1\alpha}, N_{1\alpha}, \left(\frac{a}{b} \right)_{1\alpha} \right) \cdot d &= 0 \\
M_2 \ddot{y}_2 + \frac{1}{2} k_s [(y_1 - y_2) - s(\alpha_1 + \alpha_2)] + \sum_{\alpha=1}^2 F_{y2\alpha} \left(\xi_{2\alpha}, \eta_{2\alpha}, \phi_{2\alpha}, N_{2\alpha}, \left(\frac{a}{b} \right)_{2\alpha} \right) &= 0 \\
I_2 \ddot{\alpha}_2 + \frac{1}{2} k_b (\alpha_1 + \alpha_2) - \frac{1}{2} k_s \frac{s}{2} [(y_1 - y_2) - s(\alpha_1 + \alpha_2)] + \sum_{\alpha=1}^2 F_{x2\alpha} \left(\xi_{2\alpha}, \eta_{2\alpha}, \phi_{2\alpha}, N_{2\alpha}, \left(\frac{a}{b} \right)_{2\alpha} \right) \cdot d &= 0
\end{aligned} \tag{1}$$

Donde:

- M_{α}, I_{α} . – Son la masa e inercia asociadas a cada eje ($\alpha=1,2$)
- $F_{x\alpha\beta}, F_{y\alpha\beta}$. – Son las fuerzas longitudinal y lateral transmitidas a través del contacto entre la rueda y el carril (α hace referencia al eje y β a la rueda dentro del eje). Estas fuerzas dependen del valor de los pseudodeslizamientos en el contacto, de la fuerza normal en el contacto y del parámetro geométrico 'a/b' que relaciona los semiejes de la elipse de contacto. Además también dependen de características del material como son el Módulo de Poisson ' ν ' y el Módulo de Rigidez Combinado 'G'. α hace referencia al eje
- s . – Es el semiempate de bogie.
- d . – Es el semiancho de vía.
- ξ, η, Φ . – Son los pseudodeslizamientos longitudinal, lateral y el espín.

El cálculo de las fuerzas en el contacto se puede realizar mediante diferentes métodos según sea la precisión requerida [2]. Entre los métodos más comúnmente utilizados se pueden destacar FastSim [3] y el método heurístico de Shen, Hedrick y Elkins [4].

Es necesario mencionar que las fuerzas en el contacto no son lineales; esto es, a medida que el valor de pseudodeslizamientos rueda carril aumenta se produce una saturación del contacto y la curva real fuerza deslizamiento se aleja de la hipótesis lineal tal y como se puede observar en la figura 2.

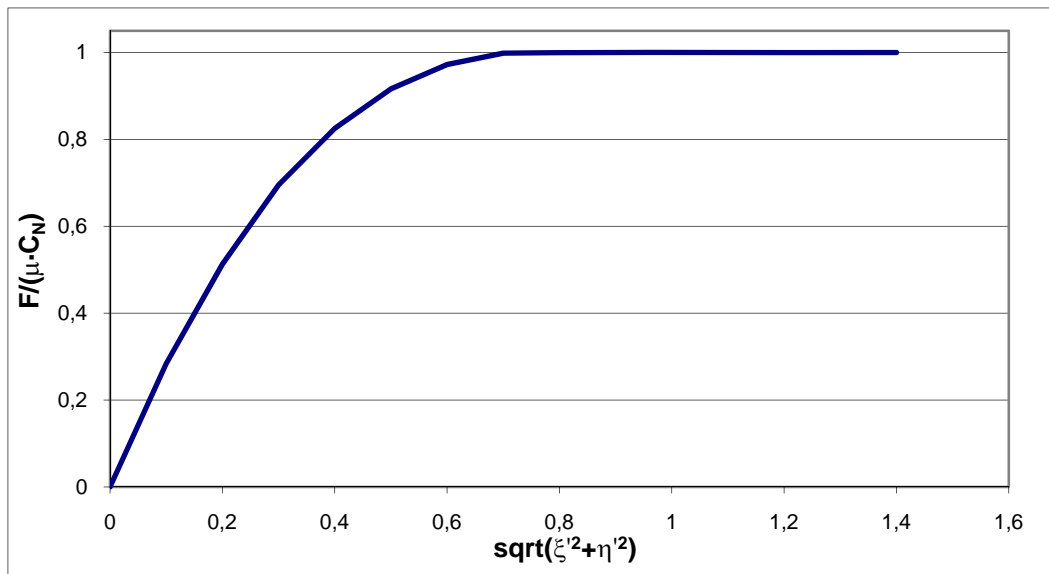


Figura 2 Fuerzas en el contacto suponiendo espín nulo

Si se utiliza el Método Lineal para el cálculo de la velocidad crítica es necesario linealizar las relaciones fuerza deslizamiento alrededor del punto de equilibrio (el resto de elementos se han considerado lineales). Para realizar esta linealización se suele utilizar el desarrollo en serie de Taylor.

Las diferencias en el cálculo de los esfuerzos en el contacto al utilizar valores lineales y teorías no lineales dependen fundamentalmente de los pseudodeslizamientos y de la geometría del contacto rueda-carril: a medida que aumenta la amplitud del movimiento de los ejes se incrementa el valor de los pseudodeslizamientos, la saturación que se producirá del contacto aumenta y también el contacto entre rueda y carril tiende a producirse cerca de la pestaña lo que produce un cambio brusco del radio de rodadura y de la orientación de la normal a las superficies en contacto. De esta forma la desviación respecto a la teoría lineal crece de forma significativa. Por tanto, cuanto mayor sea la amplitud de la oscilación, mayor será la desviación de los resultados lineales respecto de los no-lineales.

En la tabla 1 se presentan los resultados obtenidos mediante el método lineal y el método de integración temporal utilizando diferentes juegos libres entre la rueda y el carril. Como es lógico, los cálculos lineales son independientes de la amplitud de la oscilación. Por el contrario al integrar las ecuaciones no lineales los resultados de velocidad crítica sí dependen de la amplitud de la oscilación.

Amplitud (mm)	Vel. Crítica	
	M. L.	M. I. T.
0.5	138	138
1	138	136.5
2	138	134
4	138	129.5
6	138	124.5
8	138	120
10	138	115.5
20	138	93.5

Tabla 1.- Comparación de resultados entre el M. L. y el M. I. T.

En la figura 3 se ha representado las fuerzas longitudinales producidas en el contacto en función del pseudodeslizamiento longitudinal (caso juego libre 10mm). Como se puede ver las diferencias son apreciables.

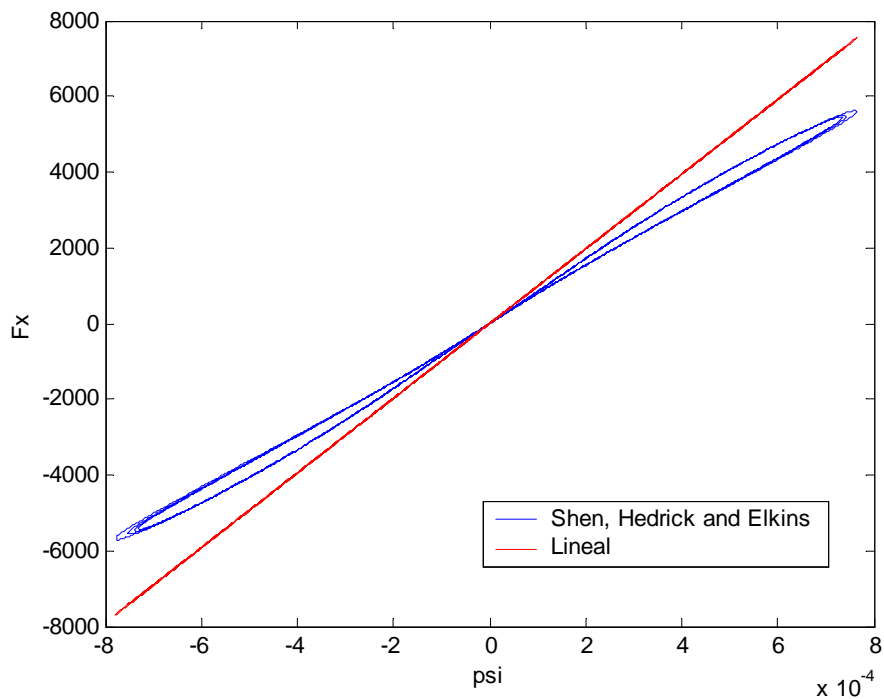


Figura 3. Cálculo de los esfuerzos longitudinales en el contacto mediante teorías lineales y no-lineales.

3. LINEALIZACIÓN POR MEDIO DEL MÉTODO DEL PRIMER ARMÓNICO

Como se ha visto en el apartado anterior, la causa de las diferencias entre el M.L y el M.I.T se encuentra en los elementos no lineales; esto es en la simplificación hecha al linealizar estos elementos para poder realizar el análisis de valores y vectores propios.

Con el fin de mejorar los resultados proporcionados por el M. L. se va a modificar la manera en que se realiza la linealización. Para ello, en vez de utilizar el primer término del desarrollo en serie de Taylor se va a emplear el método de la función descriptiva o método del primer armónico [5]. La base de este método consiste en descomponer la fuerza realizada por cualquier componente no lineal cuando se ve sometido a un movimiento armónico en un término en fase y en otro en cuadratura con dicho movimiento. En el caso de componentes puramente disipativos, esto equivale a hacer que la energía disipada en el contacto por cada ciclo sea la misma con componentes linealizados y con los componentes no lineales, para la amplitud de movimiento seleccionada.

Así por ejemplo, para las fuerzas longitudinales en el contacto rueda-carril:

$$\begin{aligned} \int F_{nl_x} \cdot \xi \cdot dt &= \int F_{l_x}^* \cdot \xi \cdot dt \\ \int F_{nl_x} \cdot \xi \cdot dt &= \int -C_x \cdot \xi \cdot \xi \cdot dt \\ C_x &= \frac{\int F_{nl_x} \cdot \xi \cdot dt}{-\int \xi^2 \cdot dt} \end{aligned} \quad (3)$$

Para las fuerzas transversales (considerando el espín nulo):

$$\begin{aligned}
 \int F_{nl_x} \cdot \eta \cdot dt &= \int F_{l_y}^* \cdot \eta \cdot dt \\
 \int F_{nl_y} \cdot \eta \cdot dt &= \int -C_y \cdot \eta \cdot \eta \cdot dt \\
 C_y &= \frac{\int F_{nl_y} \cdot \eta \cdot dt}{-\int \eta^2 \cdot dt}
 \end{aligned} \tag{4}$$

Para calcular los coeficientes lineales mediante este procedimiento es necesario determinar los pseudodeslizamientos y las características del contacto en cada instante de tiempo con el fin de poder calcular las fuerzas no lineales en el contacto. Esto parece que implica tener que integrar las ecuaciones dinámicas.

Como lo que se pretende es no tener que realizar dicha integración es necesario definir una metodología alternativa que permita prever cómo se mueve el vehículo y, consecuentemente, las características del contacto.

4. MÉTODOLÓGÍA PARA CALCULAR LOS COEFICIENTES LINEALES

Para la obtención de los coeficientes lineales sin necesidad de integrar temporalmente las ecuaciones del movimiento se va a utilizar la información de frecuencias, amortiguamientos y modos de vibración proporcionada por el análisis lineal del problema.

Como se ha dicho anteriormente, la condición de estabilidad de un vehículo es que ninguno de los modos de vibración tenga asociado un amortiguamiento negativo. Por tanto, en el momento en que se sobrepasa la velocidad crítica, el vehículo comienza a vibrar de acuerdo al modo asociado a dicho amortiguamiento. La teoría únicamente proporciona las amplitudes relativas y el defase entre las oscilaciones de las diferentes variables; no su valor absoluto.

Sin embargo, con el conocimiento de la holgura entre la pestaña de la rueda y el flanco del carril se puede determinar la amplitud de las oscilaciones que realizará el vehículo en régimen inestable ya que el movimiento inestable se vera limitado en su amplitud por la holgura existente entre las pestañas y el flanco del carril.

De este análisis se pueden obtener, por tanto, el movimiento de cada eje y sus correspondientes defases. Con estos valores se pueden determinar los pseudodeslizamientos producidos en cada rueda y, de estos, el valor de los esfuerzos en el contacto en cada instante del ciclo.

Con esta información se puede calcular ya el valor de los coeficientes lineales mediante las expresiones 3 y 4.

Debido a que las frecuencias naturales y los modos de vibración dependen las características del contacto es necesario recurrir a un proceso iterativo cuyos principales pasos se exponen a continuación:

1. Se toma como amortiguamiento equivalente el valor proporcionado por la linealización de las ecuaciones mediante desarrollo en serie de Taylor en el punto de equilibrio cuasi-estático.
2. Se calculan las frecuencias de vibración y los modos y amortiguamientos asociados.
3. Cálculo de los pseudodeslizamientos en cada instante del ciclo
4. Calculo de los esfuerzos en cada instante del ciclo
5. Obtención de nuevos coeficientes lineales mediante las ecuaciones 3 y 4.
6. Si el nuevo amortiguamiento equivalente está suficientemente cerca del utilizado para resolver el problema de valores y vectores propios se finaliza el proceso. Si no, se vuelve al punto 2.

A continuación se presenta una tabla en la que se presentan los resultados obtenidos con el nuevo método lineal y mediante la integración numérica de las ecuaciones.

Los resultados son, como se puede observar, muy buenos; los errores se encuentran siempre por debajo del 2% incluso para holguras entre pestaña y flanco del carril muy elevadas, asumiéndose que las diferencias serán debidas, fundamentalmente, a errores numéricos.

Amplitud (mm)	Velocidad Critica		
	Lineal	No-lineal	Error
0.5	137	138	0.72%
1	136	136.5	0.37%
2	134	134	0.00%
4	129.8	129.5	0.23%
6	125.5	124.5	0.80%
8	120.8	120	0.67%
10	115.9	115.5	0.35%
20	95	93.5	1.60%

Tabla 2 .- Comparación de resultados entre el nuevo M. L. y el M. I. T.

5. APLICACIÓN DE LA METODOLOGÍA A UN VEHÍCULO COMPLETO

La metodología planteada se va a aplicar a un modelo de vehículo completo. El modelo corresponde a un vehículo típico de cercanías. Para la modelización del vehículo se ha empleado el programa SIMPACK (figura 4).

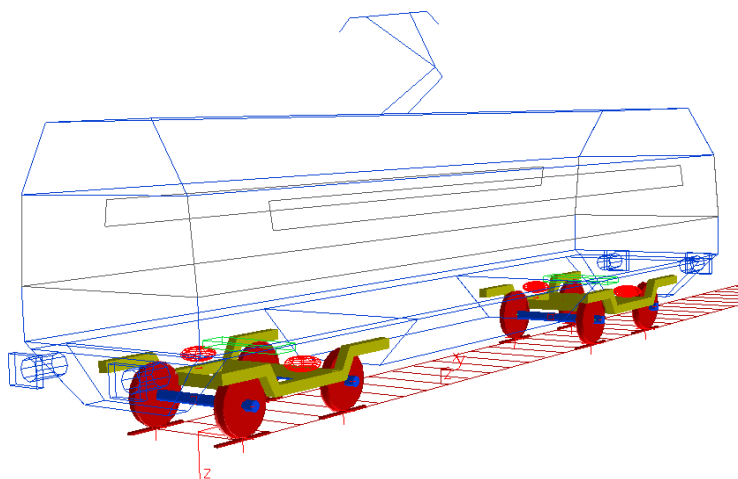


Figura 4. Modelo de vehiculo realizado en SIMPACK.

En este modelo tanto la suspensión primaria como la secundaria se han considerado lineales. Por el contrario, la modelización del contacto se ha realizado tomando en consideración la forma real de los perfiles de rueda y carril (figura 5) y, para la resolución del problema de contacto se ha utilizado el método de Hertz para resolver el problema normal y el método de Shen, Hedrick y Elkins para el problema tangencial.

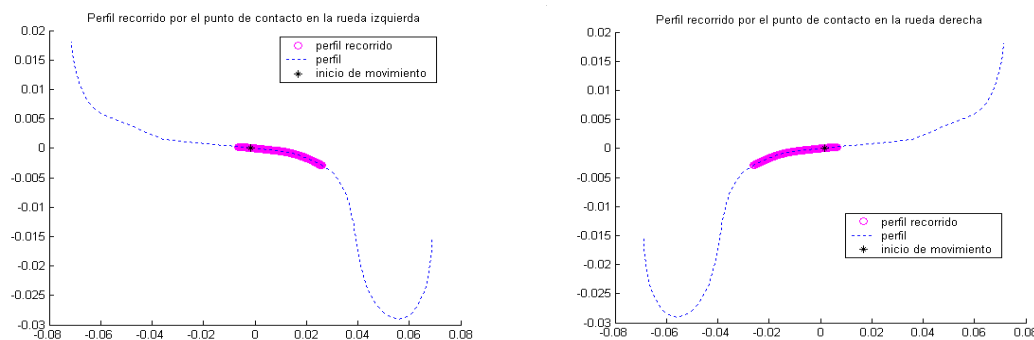


Figura 5. Perfiles de rueda y carril empleados.

Se ha calculado la velocidad crítica de este modelo utilizando el M.I.T. y el método lineal (serie de Taylor) y las velocidades críticas obtenidas han sido de 235 y 266km/h respectivamente. Posteriormente se ha aplicado la metodología planteada en el apartado anterior para calcular la velocidad crítica. La figura 6 muestra los resultados del proceso iterativo. Como se puede ver los resultados finales alcanzado por el M.L. modificado y el M.I.T. son muy similares.

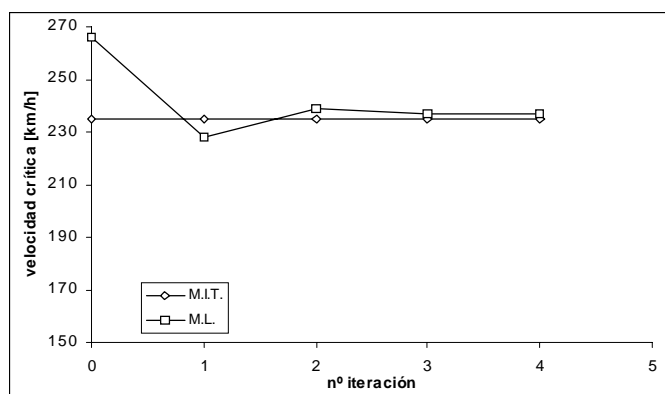


Figura 6. Resultados del proceso iterativo.

6. COMENTARIOS FINALES

Como resumen del trabajo realizado se pueden enumerar los siguientes puntos:

- Se han analizado las causas que provocan las diferencias de resultados del método lineal y el método de integración en el tiempo.
- Se ha desarrollado un método sencillo para mejorar los resultados del método lineal. Dicho método se basa en la utilización del método del primer armónico y en la información dada por el método de valores y vectores propios para la determinación del movimiento del vehículo
- Se ha comprobado la validez de la metodología empleándola en un sistema sencillo y en un modelo completo de SIMPACK. Los resultados obtenidos son enteramente satisfactorios.
- Aunque la metodología planteada sólo se ha utilizado para linealizar el contacto rueda carril no habría ninguna dificultad en emplearla para linealizar otros elementos como amortiguadores antilazo, topes laterales, etc.

7. REFERENCIAS

- [1] J.G. Gimenez, L.M.Martin, J.P. Pascal, and J.L. Maupu. *IAVSD railway benchmarck #2 – Sidive and Voco code solutions*, Suppl. Veh. Syst. Dyn, 20 (1992), 172–184.
- [2] A. Alonso, *Nuevos desarrollos para la resolución del problema de contacto rueda-carril y su aplicación a simulaciones dinámicas*, Tesis Doctoral, TECNUN (Universidad de Navarra), San Sebastián, (2005).
- [3] J.J. Kalker. *A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact*, Veh. Syst. Dyn, 11 (1982), 1–13.
- [4] Z.Y. Shen, J.K. Hedrick, J.A. Elkins, *A comparison of alternative creep-force model for rail vehicle dynamic analysis*, Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Proceedings of IAVSD Symposium, MIT, Cambridge, (USA), (1984),591-605
- [5] W.S. Levine, *The Control Handbook First Edition*, CRC Press, USA (1996)