



UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA



ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Departamento: Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos

Área de Conocimiento: Ingeniería Mecánica

TRABAJO FIN DE MÁSTER

**SIMULACIÓN AVANZADA DEL COMPORTAMIENTO DE
NEUMÁTICOS MEDIANTE SIMSCAPE**

Máster en Ingeniería Mecánica Avanzada

Autor: Carlos Cuartero Vargas

Tutor: Manuel Gonzalo Alcázar Vargas

Cotutor: Javier Pérez Fernández

MÁLAGA, 5 septiembre de 2025

Resumen:

Palabras clave: Neumático – Motocicleta - Pacejka – Simscape - Multibody

La simulación de la interacción entre el neumático y la carretera es un área clave en la dinámica vehicular que aún presenta desafíos no completamente resueltos, especialmente en el caso de motocicletas. Los modelos actuales están centrados en neumáticos de coches y no tienen en consideración particularidades críticas de los neumáticos de motocicleta, como altos ángulos de inclinación lo que provoca un desplazamiento del punto de contacto y la disminución del radio efectivo del neumático. Por ello, en el presente TFM se ha tratado de, a través de la herramienta de simulación multicuerpo *Simscape Multibody*, crear una metodología en la que se combine los datos físicos de la simulación con un bloque de modelo de cálculo de neumáticos para capturar con precisión el comportamiento de motocicletas ante cualquier tipo de condición. El modelo de neumáticos utilizado es el conocido como “fórmula mágica” desarrollado por el profesor Pacejka a finales de los años 90. Este modelo ha experimentado múltiples modificaciones hasta alcanzar su versión más reciente, la 6.2. Para validar la metodología, se han realizado simulaciones completas en un modelo de banco de ensayos virtual desarrollado por el grupo de investigación del departamento.

Abstract:

Keywords: Tire – Motorcycle - Pacejka – Simscape - Multibody

The simulation of the interaction between tires and the road is a key area in vehicle dynamics that still poses challenges that have not been completely resolved, especially in the case of motorcycles. Current models are tailored to car tires and fail to account for critical characteristics of motorcycle tires, such as high inclination angles, which lead to a shift in the contact point and a reduction in the effective radius of the tire. Consequently, this master's thesis aims to employ the Simscape Multibody simulation tool to develop a methodology that combines physical simulation data with a tire modeling block in order to accurately capture motorcycle behavior under a wide range of conditions. The tire model applied is the “Magic Formula,” originally developed by Professor Pacejka in the late 1990s. This model has undergone multiple refinements, culminating in its latest version, 6.2. To validate the proposed methodology, complete simulations were carried out using a virtual test bench model developed by the department's research group.

Índice

1	INTRODUCCIÓN.....	8
1.1	Antecedentes	8
1.2	Justificación y objetivos	14
2	ESTADO DEL ARTE	15
3	METODOLOGÍA.....	16
4	DISCUSIÓN DE RESULTADOS	29
4.1	Valores de deslizamiento longitudinal	29
4.2	Resultados del solver de MFeval.....	30
4.3	Fuerzas respecto al tiempo	31
4.4	Fuerzas respecto al camber	35
5	CONCLUSIONES	40
6	LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN.....	42
7	BIBLIOGRAFÍA.....	43
	ANEXO I Datos paramétricos del neumático	45

Índice de Ilustraciones

Ilustración 1.1 Sistema de coordenaas en la rueda.....	8
Ilustración 1.2 Fórmula Mágica Pacejka para F_x [5].....	12
Ilustración 1.3 Fórmula Mágica Pacejka para F_y [5].....	12
Ilustración 3.1 Modelo completo del banco de ensayos	16
Ilustración 3.2 Bloque Main ECU	17
Ilustración 3.3 Tipo de control del banco de ensayos	17
Ilustración 3.4 Bloque Bench and Tire.....	18
Ilustración 3.5 Aplicación del bloque Magic Formula Tire	19
Ilustración 3.6 Configuración bloque Spatial Contact Force	20
Ilustración 3.7 Bloque con los datos físicos de la rueda	20
Ilustración 3.8 Conexión bloque Spatial Contact Force	21
Ilustración 3.9 Corrección componente z del punto de contacto	22
Ilustración 3.10 Señalización del punto de contacto.....	22
Ilustración 3.11 Visualización punto de contacto, vista frontal	23
Ilustración 3.12 Visualización punto de contacto, vista lateral	23
Ilustración 3.15 Vista global de entrada a los bloques de cálculo.....	26
Ilustración 3.16 Configuración bloque CPI Tire	26
Ilustración 3.17 Simulación del modelo completo de motocicleta	27
Ilustración 3.18 Implementación del bloque de cálculo	27
Ilustración 3.19 Resultados de la simulación de la motocicleta	27

Índice de Tablas

Tabla 1 Valores de deslizamiento longitudinal en las simulaciones	29
Tabla 2 Resultados solver MFeval	30

Índice de Figuras

Figura 4.1 Fx vs Tiempo (MF)	31
Figura 4.2 Fy vs Tiempo (MF)	32
Figura 4.3 Fz vs Tiempo (MF)	32
Figura 4.4 Fx vs Tiempo (STI).....	33
Figura 4.5 Fy vs Tiempo (STI).....	33
Figura 4.6 Fz vs Tiempo (STI).....	34
Figura 4.7 Fx vs Camber	35
Figura 4.8 Fy vs Camber	36
Figura 4.9 Fz vs Camber	36
Figura 4.10 Ajuste de Fx vs Camber	38
Figura 4.11 Ajuste de Fy vs Camber	38

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

El neumático es uno de los elementos más determinantes en la dinámica y la seguridad de cualquier vehículo al ser el punto de conexión con la carretera. Las propiedades físicas y el comportamiento dinámico de este influyen en parámetros como la estabilidad, la tracción, la capacidad de frenado o la maniobrabilidad.

Estos factores se vuelven más relevantes aún en motocicletas que, a diferencia de los automóviles, no poseen un equilibrio estático inherente al tener un perfil curvo en los neumáticos. Este tipo de perfil permite la inclinación de la motocicleta durante las curvas manteniendo un contacto óptimo con la carretera, sin embargo, también provoca que el vehículo sea más sensible a perturbaciones externas por lo que la estabilidad de la motocicleta depende mucho de la inclinación y del comportamiento del neumático, especialmente en curvas y en velocidades bajas, exigiendo una mayor precisión por parte del piloto durante la conducción [1], [2].

Las fuerzas que actúan sobre el neumático están en constante interacción y la respuesta del neumático ante estas solicitaciones es altamente no lineal debido a factores como la deformación estructural, el deslizamiento o el calentamiento por fricción o la histéresis [3]. Por ello, se necesitan modelos que representen de manera precisa la generación de fuerzas en el área de contacto, para así poder evaluar el rendimiento, predecir la respuesta del neumático o desarrollar sistemas de control avanzados.

En la norma ISO 8855 se estandarizó el sistema de coordenadas para la rueda, Ilustración 1.1. En la norma la superficie de la carretera se define como un plano horizontal, aunque para carreteras inclinadas también es válido.

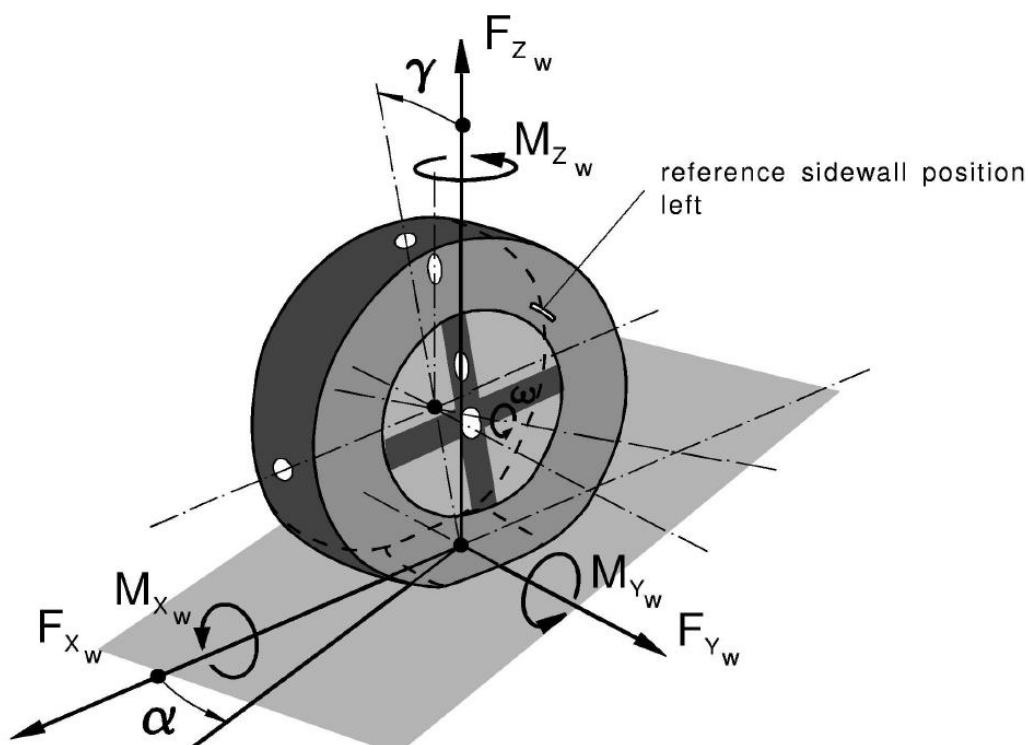


Ilustración 1.1 Sistema de coordenadas en la rueda

Los parámetros que se indican en la imagen son los siguientes [3], [4], [5]:

- Ángulo de deriva (α): es el ángulo entre la dirección real del desplazamiento y el eje del neumático. También se le conoce como *slip angle*.
- Ángulo de caída (γ): es el ángulo formado entre el plano del neumático y la vertical del vehículo. También conocido como *camber*.
- Fuerza longitudinal (F_x): es la responsable de la aceleración y el frenado y se produce por la diferencia de velocidad entre la superficie del neumático y la del asfalto (conocida como deslizamiento longitudinal o *slip*). Conocer cómo el neumático genera estas fuerzas bajo diferentes condiciones de deslizamiento tiene una gran influencia a la hora de diseñar sistemas de frenado antibloqueo (ABS) o de control de tracción (TCS) que maximicen la seguridad y el rendimiento.
- Fuerza lateral (F_y): se produce principalmente en las curvas a causa del ángulo de deriva y es fundamental para la dirección y la estabilidad. Que el neumático sea capaz de generar suficiente fuerza lateral permite la inclinación de la motocicleta en curvas manteniendo la trayectoria deseada.
- Fuerza normal (F_z): proviene del peso del vehículo y del piloto, así como de la transferencia dinámica de carga durante frenadas, aceleraciones y giros. Esta carga influye considerablemente en la capacidad del neumático para generar fuerzas longitudinales y laterales.
- Momento de vuelco (M_x): actúa alrededor del eje longitudinal del neumático. Está relacionado con la inclinación de la motocicleta y con las irregularidades del terreno, pudiendo afectar la estabilidad en maniobras bruscas o cambios rápidos de apoyo.
- Momento de resistencia rodadura (M_y): aparece alrededor del eje transversal debido a la deformación del neumático al rodar y a la fricción con la superficie. Este momento se asocia con las pérdidas energéticas en el contacto y contribuye a la resistencia al avance, afectando tanto al consumo energético como a la eficiencia del vehículo.
- Momento de autoalineante (M_z): este par tiende a devolver el neumático a una posición recta cuando está girado respecto a la dirección del movimiento. Surge por la distribución no simétrica de la fuerza lateral en la huella de contacto y contribuye en la estabilidad durante maniobras a bajas velocidades y en la entrada y salida de curvas.

También es importante mencionar la fuerza de inclinación, la cual se produce cuando el neumático se inclina respecto a la vertical, generándose una fuerza lateral incluso sin ángulo de deriva. Este fenómeno, conocido como *camber thrust*, es particularmente relevante en motocicletas debido a su forma de trazar curvas por inclinación. La magnitud de esta fuerza depende del ángulo de *camber*, del perfil del neumático y de la rigidez lateral [6].

Estas fuerzas no actúan de manera aislada, sino que interactúan entre ellas continuamente, afectando a la estabilidad y a la maniobrabilidad del vehículo. Por ejemplo, una disminución de carga vertical en un neumático durante una curva puede reducir la fuerza lateral disponible, provocando un deslizamiento.

Por lo tanto, conocer detalladamente estas fuerzas, además de permitirnos comprender mejor el rendimiento del neumático, también nos sirve para constituir la base para el diseño de algoritmos de asistencia a la conducción, la validación de sistemas de control como los frenos antibloqueo (ABS), la gestión de estabilidad o el desarrollo de simulaciones de dinámica vehicular [7].

Para obtener esta información es posible recurrir a ensayos experimentales con pruebas en carretera o en banco de ensayos que permiten registrar mediante sensores datos reales bajo condiciones de operación. No obstante, los avances en simulación han demostrado ser una alternativa altamente eficiente, ya que posibilitan estimar con gran precisión la respuesta del neumático sin necesidad de recurrir a ensayos costosos y difíciles de reproducir. El empleo de software especializado permite recrear de manera controlada una amplia gama de condiciones de operación, reducir tiempos y costos de desarrollo, y evaluar situaciones extremas que resultarían inseguras o inviables de reproducir en la práctica.

En este sentido, la simulación y el análisis de la dinámica del neumático son tareas complejas que requieren herramientas de cálculo potentes y entornos que permitan modelar con precisión los fenómenos físicos implicados. En el caso particular de las motocicletas, los modelos empleados deben ser capaces de reproducir de manera adecuada aspectos como el deslizamiento combinado, la influencia de la inclinación sobre la generación de fuerzas y el comportamiento no lineal bajo condiciones dinámicas extremas.

MATLAB ofrece un entorno de programación robusto para la manipulación de datos experimentales, el ajuste de curvas y la implementación de algoritmos numéricos, lo que lo convierte en una herramienta idónea para la parametrización de modelos de neumáticos y la validación frente a resultados de ensayo. Por su parte, Simulink complementa esta capacidad mediante su entorno gráfico de diagramas de bloques, que permite la construcción intuitiva de modelos de sistemas dinámicos complejos. Dentro de Simulink, se integra *Simscape Multibody*, una biblioteca especializada que facilita la definición de geometrías, cinemáticas y dinámicas multibody en 3D, con la posibilidad de visualizar el movimiento y conectar directamente los elementos mecánicos con subsistemas de control.

Existen también otros programas de dinámica multicuerpo ampliamente utilizados en la industria y la investigación, como *MSC Adams*, *Simpack* o *Altair MotionSolve*, que disponen de motores físicos avanzados y bibliotecas detalladas de componentes y vehículos comerciales. Estos entornos están especialmente orientados al análisis de mecanismos, suspensiones y comportamiento de vehículo completo con alto nivel de detalle [8], [9].

Sin embargo, MATLAB y Simulink destacan por su modularidad y capacidad de personalización. Permiten construir modelos desde cero, ajustar con libertad todos los parámetros del neumático e integrar de manera nativa subsistemas de control avanzados, como estrategias de ABS adaptativo, IMUs virtuales o algoritmos de predicción de agarre. Una de las principales ventajas de *Simscape Multibody* es precisamente esta flexibilidad, que facilita la conexión entre el modelo mecánico tridimensional y otros dominios físicos (eléctrico, hidráulico, térmico) sin necesidad de recurrir a entornos de simulación externos [10].

Otra razón de peso para utilizar MATLAB en este proyecto es que su uso da continuidad a la línea de investigación ya consolidada en el departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela de Ingenierías Industriales de Málaga. Gracias a ello, los resultados obtenidos podrán ser reutilizados y ampliados en futuras investigaciones, facilitando la transferencia de conocimiento y la integración con trabajos anteriores sobre simulación dinámica y control de motocicletas.

Todos estos programas de cálculo permiten introducir distintos modelos matemáticos que realizan análisis predictivos del comportamiento del neumático ante diferentes condiciones y explican la relación entre las variables dinámicas y las fuerzas resultantes.

Según el tipo de enfoque, se han desarrollado varios tipos de modelos que ayudan a simular el comportamiento del neumático de manera precisa y eficiente.

Los modelos empíricos se basan en la recopilación de datos experimentales obtenidos a partir de pruebas de neumáticos. En estos modelos, las relaciones entre las fuerzas generadas y los parámetros de entrada se ajustan mediante funciones matemáticas que reproducen de forma aproximada los datos observados.

Entre estos modelos, el más influyente y ampliamente utilizado es el desarrollado por Hans B. Pacejka, denominado como modelo de Pacejka o "Fórmula Mágica" (*Magic Formula*). El modelo se basa en ecuaciones no lineales que describen la relación entre las fuerzas (laterales y longitudinales) y las variables dinámicas del neumático, mencionadas anteriormente, como el ángulo de deriva, el deslizamiento longitudinal, la carga vertical y la rigidez del neumático. Pacejka en su fórmula hace uso de una serie de variables que se obtienen tanto de parámetros físicos del neumático como de ajustes empíricos derivados de ensayos experimentales.

En las expresiones mostradas en la Ilustración 1.2 y la Ilustración 1.3, pueden identificarse parámetros fundamentales como D, que representa la amplitud máxima de la fuerza y que depende del producto entre el coeficiente de fricción y la carga vertical; C, conocido como factor de forma, que define la curvatura de la función; B, el factor de rigidez, que regula la pendiente inicial de la curva fuerza-deslizamiento; y E, que controla la asimetría de la curva en el régimen de saturación. Estos parámetros, en conjunto, permiten adaptar la fórmula a diferentes condiciones de operación del neumático.

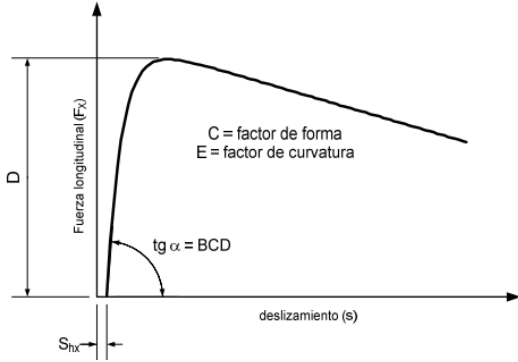
La determinación de estas variables puede realizarse mediante ensayos controlados en bancos de prueba de neumáticos, donde se mide directamente la respuesta del neumático a distintas combinaciones de carga, deslizamiento y ángulo de deriva, ajustando posteriormente los coeficientes del modelo por métodos de regresión. Otra alternativa es la identificación a partir de simulaciones avanzadas, que permiten estimar con alta precisión los parámetros sin necesidad de ensayos extensivos, además de posibilitar su ajuste a condiciones extremas difíciles de reproducir en pruebas reales [3].

Fórmula Mágica Pacejka:

Fuerza longitudinal:

$$F_x = D \cdot \text{sen} \left[C \cdot \arctg \left\{ B \cdot (s + S_{hx}) - E \cdot \left[B \cdot (s + S_{hx}) - \arctg B \cdot (s + S_{hx}) \right] \right\} \right] + S_{vx}$$

deslizamiento: $s = 1 - \frac{\omega \cdot R_e}{V_x}$



$$D = \mu_x \cdot F_z$$

$$\mu_x = p_{DX1} + p_{DX2} \cdot df_z$$

$$df_z = \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}}$$

$$C = p_{CX1}$$

$$BCD = F_z \cdot (p_{KX1} + p_{KX2} df_z) \cdot e^{-p_{KX3} df_z}$$

$$B = \frac{BCD}{C \cdot D}$$

$$E = (p_{EX1} + p_{EX2} \cdot df_z + p_{EX3} \cdot df_z^2) \cdot (1 - p_{EX4} \cdot \text{sign}(s + S_{hx}))$$

$$S_{hx} = p_{HX1} + p_{HX2} \cdot df_z$$

$$S_{vx} = (p_{VX1} + p_{VX2} \cdot df_z) \cdot F_z$$

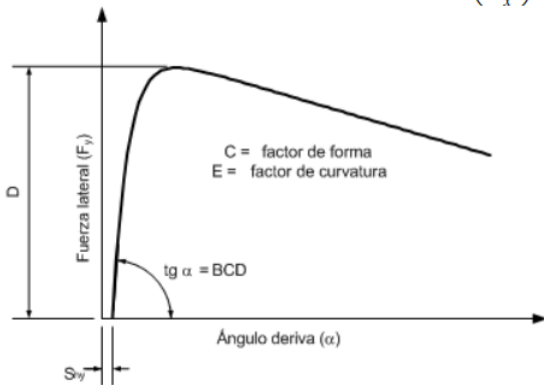
Ilustración 1.2 Fórmula Mágica Pacejka para F_x [5]

Fórmula Mágica Pacejka:

Fuerza lateral:

$$F_y = D \cdot \text{sen} \left[C \cdot \arctg \left\{ B \cdot (\alpha + S_{hy}) - E \cdot \left[B \cdot (\alpha + S_{hy}) - \arctg B \cdot (\alpha + S_{hy}) \right] \right\} \right] + S_{vy}$$

Ángulo deriva: $\alpha = \arctan \left(\frac{v_y}{v_x} \right)$



$$D = \mu_y \cdot F_z$$

$$\mu_y = p_{DY1} + p_{DY2} \cdot df_z$$

$$df_z = \frac{F_z - F_{z0}}{F_{z0}}$$

$$C = p_{CY1}$$

$$BCD = PKY1 \cdot F_{z0} \cdot \text{sen} \left(2 \cdot \arctan \left(\frac{F_z}{PKY2 \cdot F_{z0}} \right) \right)$$

$$B = \frac{BCD}{C \cdot D}$$

$$E = (p_{EY1} + p_{EY2} \cdot df_z) \cdot (1 - p_{EY3} \cdot \text{sign}(\alpha + S_{hx}))$$

$$S_{hy} = p_{HY1} + p_{HY2} \cdot df_z$$

$$S_{vy} = (p_{VY1} + p_{VY2} \cdot df_z) \cdot F_z$$

Ilustración 1.3 Fórmula Mágica Pacejka para F_y [5]

Una de las ventajas principales del modelo de Pacejka es su capacidad para ser empleado en simulaciones de tiempo real en entornos de dinámica vehicular, ya que ofrece un buen compromiso entre precisión y eficiencia computacional. Es especialmente útil en aplicaciones como el diseño de vehículos, la simulación de maniobras críticas, el desarrollo de algoritmos de control (por ejemplo, ABS y ESP), y la evaluación del rendimiento en condiciones límite [7].

Sin embargo, este modelo presenta algunas limitaciones cuando se trata de condiciones extremas de operación o situaciones que no se han estudiado experimentalmente, como grandes ángulos de inclinación en motocicletas o transiciones rápidas entre adherencia y deslizamiento.

Para superar estas limitaciones, se han propuesto otros enfoques, como los modelos físicos, que, en lugar de ajustar ecuaciones a datos medidos, se basan en los principios fundamentales de la mecánica de sólidos y la tribología. Estos modelos permiten utilizar métodos de cálculos, como el análisis mediante elementos finitos, para simular la deformación estructural del neumático.

Estos modelos físicos proporcionan una visión detallada de los fenómenos que ocurren en el interior del neumático, así como la distribución de presiones en la huella de contacto, las tensiones internas y las deformaciones del caucho. No obstante, requieren un alto coste computacional, un conocimiento detallado de las propiedades del material y de la geometría del neumático, así como el uso de software especializado [11].

Existen también modelos híbridos, que combinan principios físicos con datos experimentales. Estos modelos intentan representar la física del contacto del neumático con la carretera, pero introducen parámetros que se ajustan empíricamente para mejorar la correspondencia con los ensayos. Un ejemplo es el *Brush Model*, que representa la banda de rodadura como una distribución continua de pequeños elementos elásticos que interactúan con el pavimento [12].

Con el avance de la capacidad computacional y el desarrollo de las técnicas de aprendizaje automático, están emergiendo nuevos modelos avanzados que utilizan métodos *data-driven* y técnicas de inteligencia artificial (IA) aplicadas a grandes conjuntos de datos. Estos modelos permiten aprender el comportamiento del neumático sin necesidad de formular explícitamente ecuaciones basadas en la física. Aunque pueden alcanzar una gran precisión, estos modelos requieren, a menudo, grandes volúmenes de datos y pueden carecer de la interpretabilidad que ofrecen los modelos basados en principios físicos [13].

En el presente trabajo se trabajará con las últimas formulaciones derivadas del modelo de Pacejka, aunque también sería posible implementar otros modelos físicos como FTire o CDTire, si se dispusiera de los datos y las licencias necesarias.

Dentro de Simulink, existen diferentes bloques y bibliotecas que incorporan el modelo de Pacejka. Uno de los más utilizados es el *Magic Formula Tire Force and Torque*, este bloque está diseñado principalmente para el cálculo de neumáticos con secciones transversales cuadradas como las de un turismo o un camión y permite calcular las fuerzas y momentos en el neumático a través de los datos paramétricos de este y la posición y cinemática del centro de giro. Es un bloque sencillo de implementar aunque en lo referente a neumáticos de motocicletas, no es del todo preciso. Además es un bloque no accesible por lo que no es posible ver de qué manera se realizan los cálculos internos ni que tratamientos o correcciones se aplican a las distintas variables [14].

Existen otros bloques que sí están diseñados para poder funcionar en una simulación de vehículos de dos ruedas, como son los de la librería MFEVAL: *CPI Tyre Model* y *STI Tyre Model*. Estos bloques utilizan también como ecuaciones base las del modelo de Pacejka y calculan las fuerzas y momentos generados por el neumático en función de variables como las velocidades del centro de la rueda, el ángulo de inclinación o la carga vertical. Estos modelos sí incorporan correcciones empíricas que permiten capturar efectos específicos de los neumáticos de motocicleta [15], [16].

Este enfoque permite representar con mayor fidelidad el comportamiento dinámico real y se integra fácilmente tanto en modelos multibody como en controladores desarrollados en Simulink. Sin embargo, en cuanto al cálculo del punto de contacto entre el neumático

y la carretera siempre lo sitúan en el eje transversal de la rueda a pesar de que este se desplaza lateralmente en función del grado de inclinación.

Todos estos bloques de la librería de Simulink requieren para su funcionamiento los datos paramétricos del neumático. Estos datos se leen a partir de un archivo tir que contiene toda la información del neumático, además también se indica que versión de las ecuaciones de Pacejka (5.2, 6.1 o 6.2) usar a la hora del cálculo.

Por último, cabe destacar el bloque de la librería de *Simscape Multibody Spatial Contact Force* que calcula fuerzas de contacto entre geometrías 3D, lo que nos permite calcular el contacto de la rueda y el terreno virtual teniendo en consideración tanto la penetración como la fricción en cada instante [17].

1.2 Justificación y objetivos

Conseguir una alta precisión a la hora de realizar simulaciones neumático-carretera tiene un gran impacto a la hora de poder predecir el comportamiento, estabilidad y seguridad de la motocicleta. Como se ha mencionado anteriormente, las implementaciones de la Fórmula Mágica en entornos como el de Simulink asumen que el punto de contacto del neumático y la carretera siempre se sitúa en el eje transversal. Esta suposición funciona bien para vehículos de secciones transversales cuadradas como el de un coche, pero no es del todo precisa para el perfil curvo que tiene una motocicleta ya que trabaja con grandes ángulos de camber al inclinarse en las curvas.

Cuando el neumático de una moto se inclina, el área de contacto se desplaza lateralmente lo que afecta a la generación de fuerzas y momentos, por lo que los modelos que no tienen en cuenta esto no son capaces de reproducir con precisión el comportamiento real del neumático.

Para abordar esta limitación, el enfoque propuesto en este trabajo es utilizar el bloque *Spatial Contact Force* de *Simscape Multibody* para determinar la posición real del punto de contacto entre el neumático y la carretera en todo momento de la simulación.

Se pretende utilizar la información que nos proporciona el bloque sobre el punto de contacto para combinarla e integrarla con los modelos de cálculos de neumáticos de la librería MFEVAL hasta conseguir unos resultados que representen con fidelidad la realidad.

Esta nueva metodología representa una línea de investigación poco explorada pero que puede suponer una solución innovadora que garantice una buena precisión, fácil de implementar y con capacidad de adaptarse a todo tipo de simulaciones, ya sea para un modelo banco de ensayo de neumáticos o modelos de vehículos simples, como una bicicleta, o complejos como una motocicleta.

2 ESTADO DEL ARTE

La modelización del comportamiento de los neumáticos en vehículos de dos ruedas ha sido objeto de numerosas investigaciones durante las últimas décadas. Una característica común en muchos trabajos es el uso de modelos analíticos basados en la formulación de Pacejka, aunque también se han desarrollado modelos físicos o semiempíricos más avanzados. Por otro lado, en los últimos años, el uso de entornos de simulación como MATLAB/Simulink y *Simscape Multibody* ha ganado relevancia por su flexibilidad y capacidad de integración con sistemas de control.

En [2], Lot propone un modelo teórico y experimental de neumático para motocicletas basado en la Fórmula Mágica, incluyendo el efecto de fuerzas laterales, *camber thrust* y desplazamiento del punto de contacto. El modelo se valida mediante ensayos en pista, destacando la importancia del ángulo de inclinación en la generación de fuerzas.

En [19], Del Rosso presenta un modelo dinámico completo de una motocicleta eléctrica con tracción total. Utiliza *Simscape Multibody* y modelos de neumáticos paramétricos ajustados para analizar estrategias de control, evidenciando que la integración de los subsistemas en un entorno como MATLAB/Simulink facilita la implementación y prueba de lógicas de control en tiempo real.

Por su parte, İsiklar [20] implementa un modelo de Pacejka para motocicletas en Simulink con el objetivo de estudiar la influencia de cada parámetro sobre la generación de fuerzas laterales. Su trabajo constituye uno de los primeros intentos de usar la Fórmula Mágica en entornos de simulación accesibles y configurables.

Más recientemente, Gupta [21] evalúa distintos modelos de neumáticos comerciales como FTire, MF-Tyre y *Magic Formula* dentro del entorno *Simscape Multibody*. Su estudio destaca que, aunque los modelos físicos ofrecen mayor precisión, los modelos de Pacejka disponibles en MATLAB proporcionan una excelente relación entre complejidad, velocidad y fidelidad.

El trabajo de Shi et al. [22] presenta una simulación detallada del rendimiento dinámico de neumáticos basada en la Fórmula Mágica de Pacejka. El estudio se centra en la validación del modelo mediante curvas de histéresis generadas a partir de datos experimentales, y evalúa cómo los diferentes coeficientes afectan a la respuesta del neumático bajo aceleraciones laterales y longitudinales. Sus resultados refuerzan la aplicabilidad del modelo Pacejka en entornos virtuales con carga computacional reducida.

En cuanto a los fundamentos teóricos, el trabajo de Cossalter [4] sigue siendo una referencia esencial. En él se detallan los efectos del *camber*, el desplazamiento del punto de contacto y la dinámica lateral de motocicletas, conceptos fundamentales para cualquier implementación realista.

Por último, Miller [23] muestra un ejemplo práctico de integración del modelo Delft-Tyre en un entorno multibody en *Simscape*. Este trabajo demuestra que es posible utilizar modelos externos avanzados dentro del ecosistema MATLAB, manteniendo compatibilidad con otras herramientas como controladores y sensores virtuales.

En conjunto, estos trabajos demuestran la importancia de contar con modelos de neumáticos precisos en simulaciones de dinámica de vehículos, así como el potencial que ofrecen herramientas como MATLAB/Simulink para desarrollar, probar e integrar dichos modelos de forma modular y personalizable.

3 METODOLOGÍA

El objetivo principal del proyecto es crear un bloque que sirva para realizar simulaciones multibody en las que la interacción entre el neumático y la carretera se calcule correctamente. La idea es que este bloque sea modular para que sirva en diferentes modelos de vehículos y neumáticos y, que además, sea robusto y preciso para que sea útil en situaciones muy diferentes y extremas. A la hora del diseño del bloque se va a centrar esfuerzos en resolver la problemática mencionada anteriormente del cálculo del punto de contacto.

El modelo creado en Simscape para realizar las simulaciones y medir los resultados es un modelo completo de un banco de ensayos de neumáticos desarrollado por el departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela de Ingenierías Industriales de Málaga. Este modelo de banco de ensayos permite configurar la posición, inclinación y velocidad de la rueda, con lo cual se pueden hacer simulaciones para casi cualquier condición de trabajo del neumático.

El modelo a partir del cual se comenzó a diseñar el cálculo consistía en el siguiente entorno de trabajo en Simulink, Ilustración 3.1.

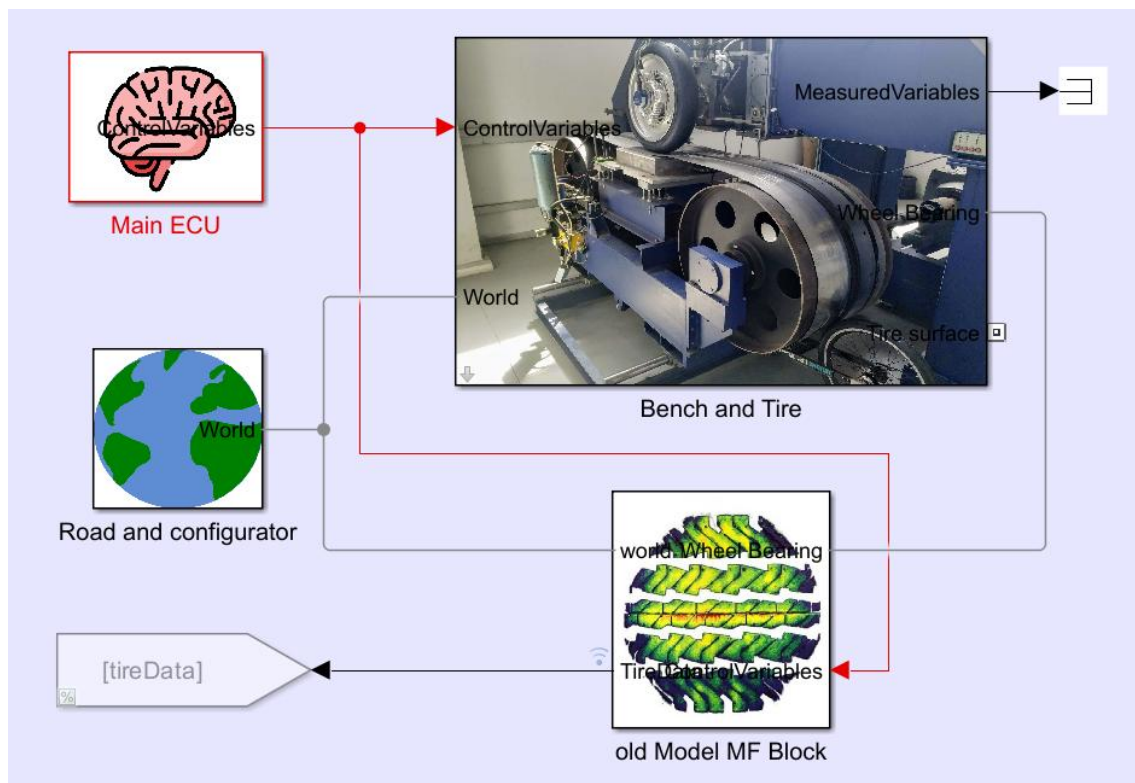


Ilustración 3.1 Modelo completo del banco de ensayos

Existe un primer bloque denominado Main ECU en el que se definen los valores para todas las variables de entradas necesarias, las cuales pueden ir siendo modificadas para alterar las condiciones de la simulación. El interior de este bloque se puede ver en la Ilustración 3.2.

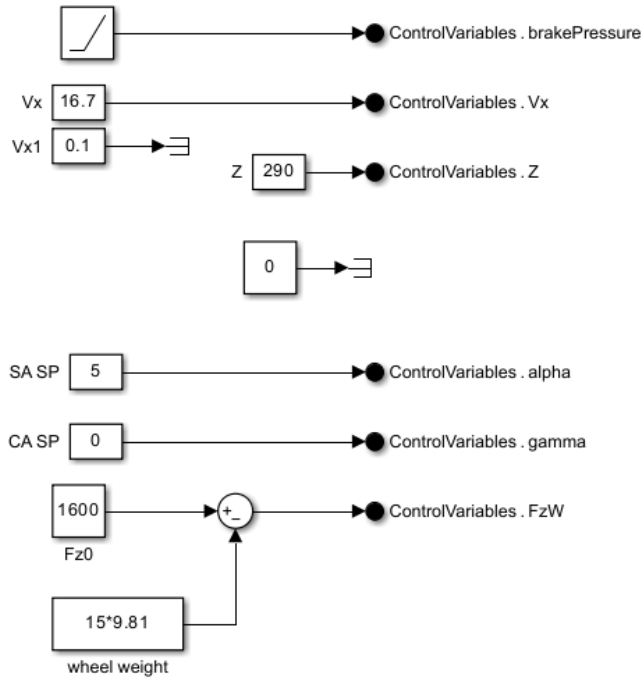


Ilustración 3.2 Bloque Main ECU

Simplemente cambiando los valores de los bloques de entrada podemos modificar variables como el ángulo camber y alfa, la velocidad lineal de la rueda o la fuerza vertical que se produce en el neumático.

El bloque Road and configurator no contiene más que los bloques obligatorios que requiere Simulink Simscape para poder realizar los cálculos, como el establecimiento del eje de coordenadas global o las configuraciones del solver.

El bloque Bench and Tire es el que contiene el banco de ensayos como tal. Se han creado dos configuraciones que se pueden alternar según lo requiera la simulación y que consisten en un control a través de la fuerza vertical o a través de la posición vertical del neumático, Ilustración 3.3.

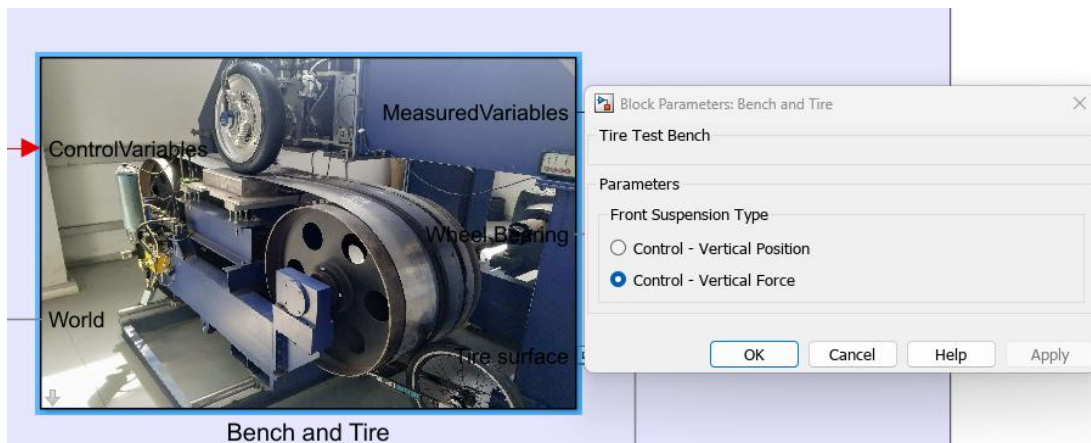


Ilustración 3.3 Tipo de control del banco de ensayos

Ya en el interior de este bloque se pueden observar distintos subsistemas que simulan diferentes aspectos del banco de ensayos. En la Ilustración 3.4 se muestra una imagen completa. Comenzando por la izquierda, primero se configura la velocidad lineal a la

que se moverá el neumático (simulando lo que sería la banda del banco de ensayos) y, a continuación, se definen las diferentes articulaciones que involucran el movimiento del neumático y que tienen como parámetro de entrada las variables previamente definidas de posición o fuerza vertical, alfa (slip angle) y gamma (camber).

Gracias a estos subbloques se define por completo la cinemática del neumático, quedando únicamente establecer las condiciones de operación del freno y la interacción con la carretera que se definirá en los siguientes pasos.

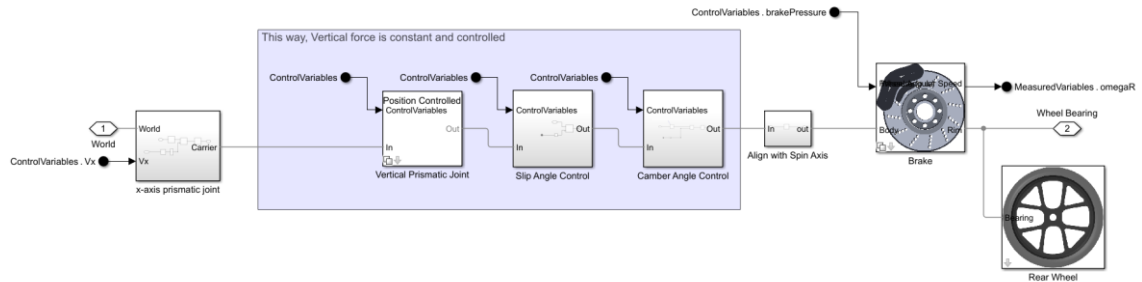


Ilustración 3.4 Bloque Bench and Tire

Los datos de la cinemática del neumático definidos en el centro de giro del neumático (Wheel Bearing) se trasladan al siguiente y último bloque old Model MF block. En este subsistema se utiliza el bloque *Magic Formula Tire Force and Torque* (en adelante, MF) el cual se conecta con el Wheel Bearing y con la superficie que hará de carretera, Ilustración 3.5.

En este caso no es necesario que el modelo CAD que se utiliza para la visualización de la simulación coincida con los datos del neumático a utilizar ya que no está involucrado en ningún cálculo. Este bloque utiliza una versión de la fórmula mágica de Pacejka, y solo requiere de los datos de un archivo tir ,que identifica todos los parámetros de un neumático, y los datos de la simulación multibody de la carretera y del eje de giro del neumático.

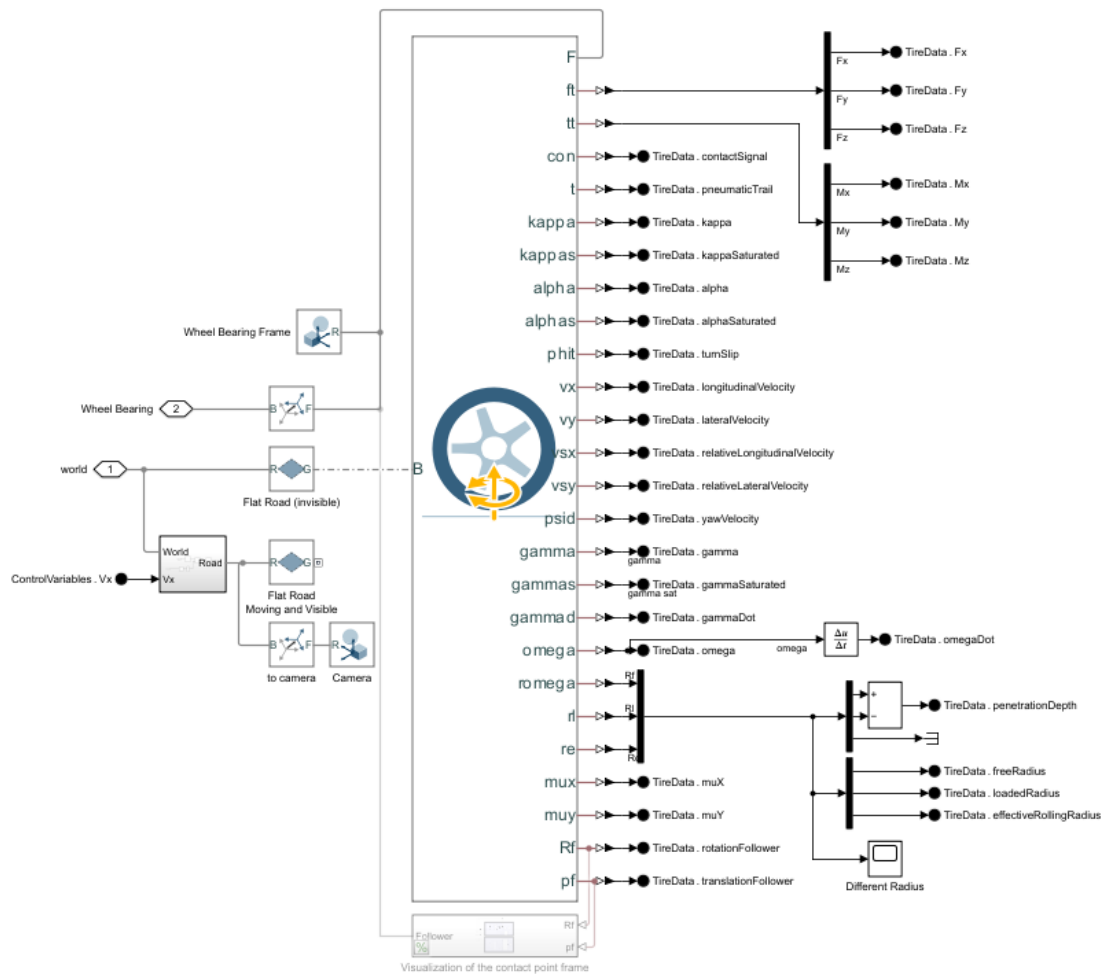


Ilustración 3.5 Aplicación del bloque Magic Formula Tire

Este bloque tiene la ventaja de que su uso es sencillo, el reducido número de variables de entrada que requiere limitan la cantidad de errores que se pueden cometer y sirve para completar la simulación en el sentido de que simula el contacto del neumático con la carretera para que en la simulación el neumático no caiga al vacío. Sin embargo, presenta algunos inconvenientes cuando hablamos de simular neumáticos de motocicletas al no calcular correctamente el punto de contacto con la carretera, por lo que se pierden ciertos efectos que se producen debidos al camber. Otro inconveniente es su opacidad en el cálculo, es un bloque protegido de Matlab por lo que no podemos ver su metodología de trabajo ni de realizar ninguna modificación según requiriese nuestra simulación. Es un bloque robusto que funciona muy bien para neumáticos de perfil transversal recto pero que limita la precisión en aplicaciones para motocicletas.

Para resolver esta limitación se ha propuesto un nuevo enfoque. La idea es utilizar el bloque de simulación multibody *Spatial Contact Force* (SCF) para simular la interacción entre el neumático y la carretera y, hacer un bloque independiente a la simulación física que calcule las fuerzas y momentos que se producen. El bloque SCF permite configurar aspectos del contacto como la rigidez, el amortiguamiento o los coeficientes de fricción, Ilustración 3.6. Para estos primeros parámetros se han utilizado los datos del neumático con los que se están realizando las simulaciones y para los coeficientes de fricción se han propuesto unos valores estándares ya que estos dependen principalmente de las condiciones de la carretera.

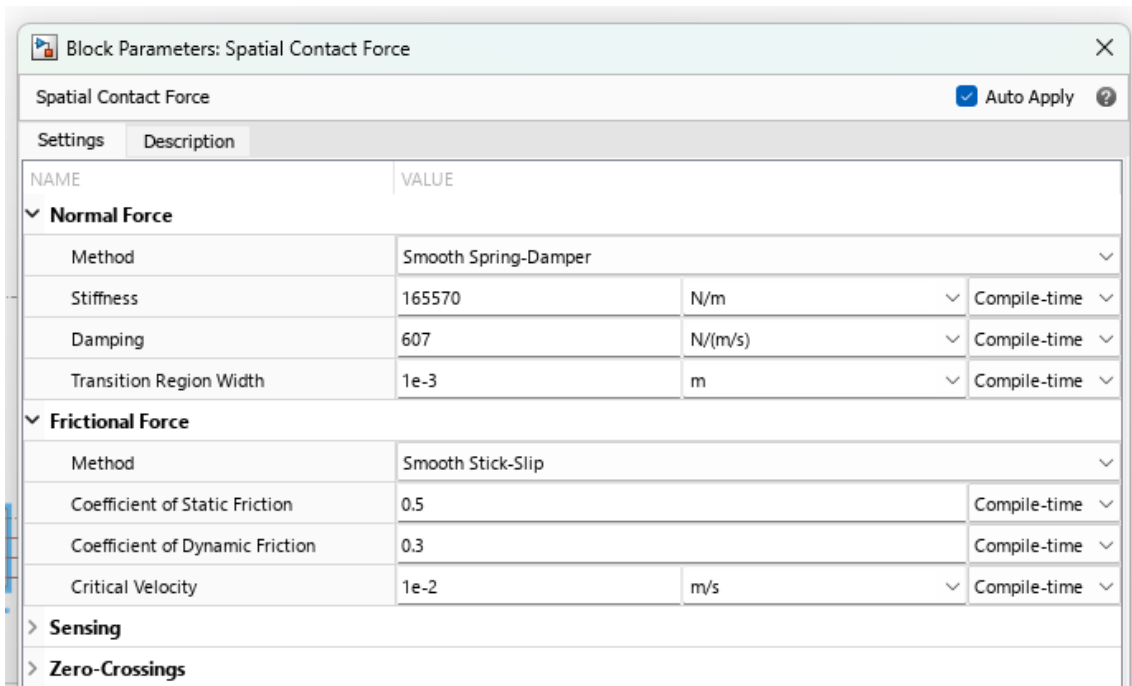


Ilustración 3.6 Configuración bloque *Spatial Contact Force*

Las entradas de este bloque son la geometría del suelo, para el cual supondremos una superficie plana conectada a nuestro sistema de referencia global (*world*) y la geometría del neumático que, a diferencia de la metodología anterior, ahora sí debemos tener en cuenta y debe ser coherente con los datos paramétricos (radio libre, forma del perfil ...) para que el cálculo del contacto se calcule de forma correcta en todo momento.

La superficie del neumático la obtenemos del bloque *Rear Wheel* del modelo original, en el cual se encuentra la siguiente disposición en la que se añade la inercia propia de la rueda además de definir el modelo CAD del neumático y de la llanta, Ilustración 3.7 e Ilustración 3.8.

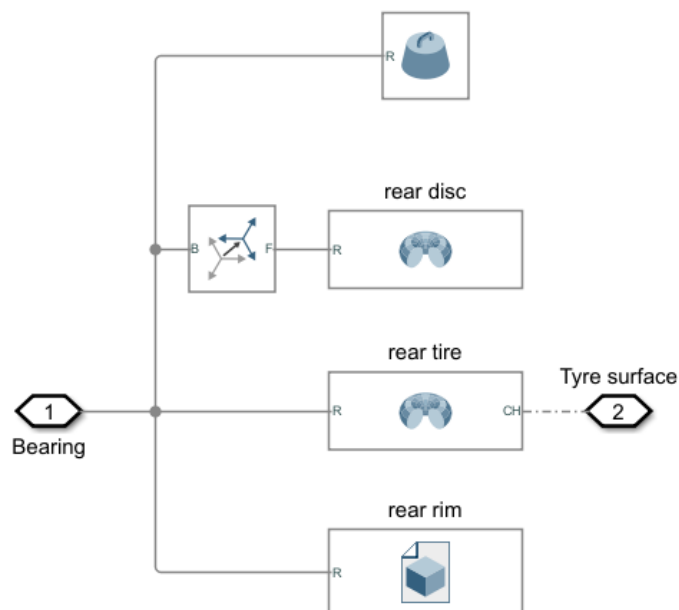


Ilustración 3.7 Bloque con los datos físicos de la rueda

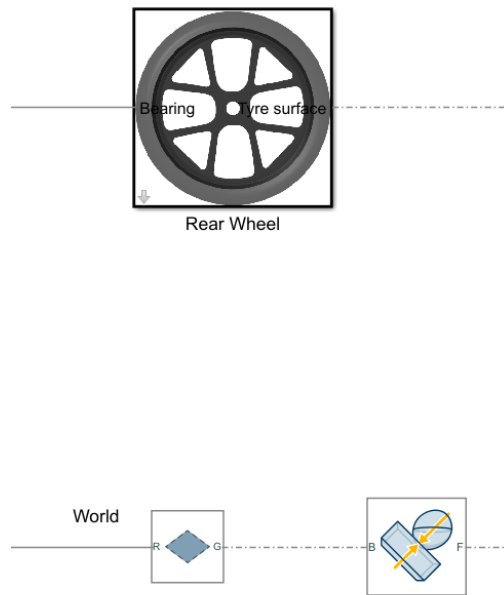
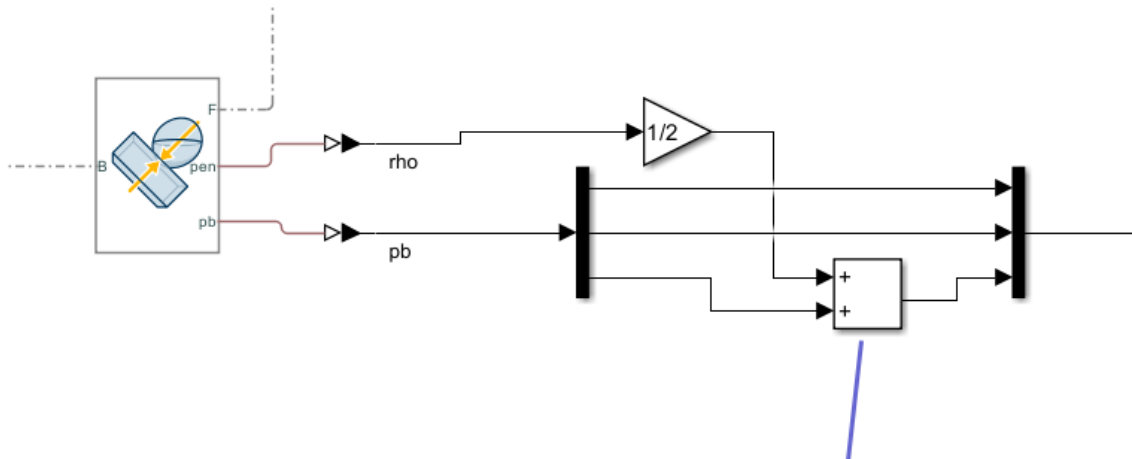


Ilustración 3.8 Conexión bloque Spatial Contact Force

Paralelamente, para poder obtener los cálculos de fuerzas y momentos se pretendía usar el bloque de Simulink STI Tire, que utiliza el solver MFeval que implementa la última versión de las ecuaciones de Pacejka y añade correcciones al cálculo para hacerlo robusto y preciso. Este bloque calcula el punto de contacto a partir de la posición del Wheel bearing y del suelo, suponiendo siempre que el contacto se produce en el eje transversal de la rueda.

La idea inicial era arreglar esta suposición modificando el bloque para que en vez de calcular el punto de contacto, este fuera un parámetro de entrada que proporciona el bloque SCF. El bloque calcula la interacción como si ambos cuerpos se deformaran de la misma manera, al suponer que el suelo es infinitamente rígido asumimos que toda la deformación se produce en el neumático y que el punto de contacto se sitúa sobre la carretera. Por tanto es necesario corregir la componente z del punto de contacto, para ello se le suma el valor de la mitad de la penetración (ρ), parámetro también proporcionado por el bloque SCF, Ilustración 3.9.



Corregimos la coordenada z para simular que el suelo es inf. rígido. SCF asume que se deforman igual ambos cuerpos por lo que le sumamos la mitad de la penetración (suelo plano $z=0$)

Ilustración 3.9 Corrección componente z del punto de contacto

Para la visualización del punto de contacto fue necesario adaptar la señal extraída del bloque de *Spatial Contact Force*, lo cual supuso una dificultad añadida ya que el traspaso de datos entre señales de Simulink y del entorno de Simscape no es siempre directa. Tras diferentes pruebas con varias combinaciones de bloques finalmente se usó la que se puede observar en la Ilustración 3.10. Fue necesario aplicar un filtro de segundo orden a la señales de posición y ajustar el parámetro de filtro de la constante de tiempo de forma manual hasta encontrar un equilibrio entre costo computacional y que el retraso de la señal del punto de contacto durante la simulación fuese despreciable.

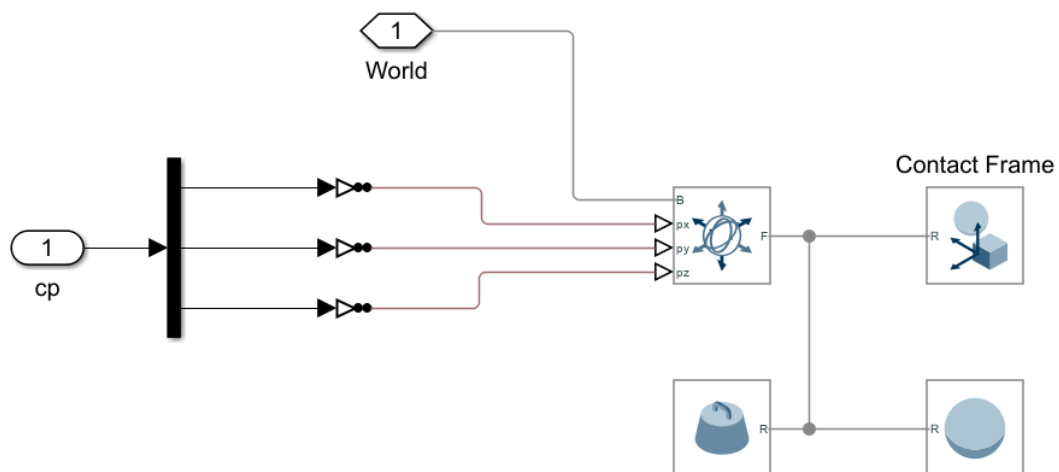


Ilustración 3.10 Señalización del punto de contacto

El resultado de la visualización del punto de contacto (cp) se muestra en la Ilustración 3.11 y la Ilustración 3.12. Esto nos permite validar que se está calculando de forma correcta por lo que se puede utilizar esta información en nuestros bloque de cálculo.

Para el resto de simulaciones, el bloque de visualización queda comentado, ya que las derivadas de segundo orden son complejas y provocan errores a menudo.

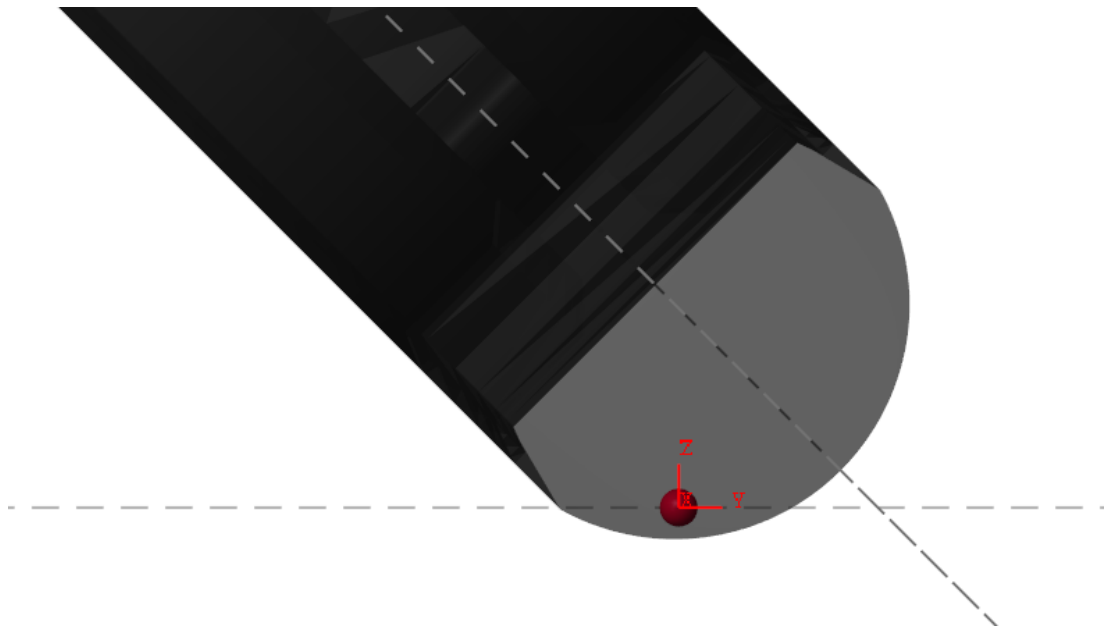


Ilustración 3.11 Visualización punto de contacto, vista frontal

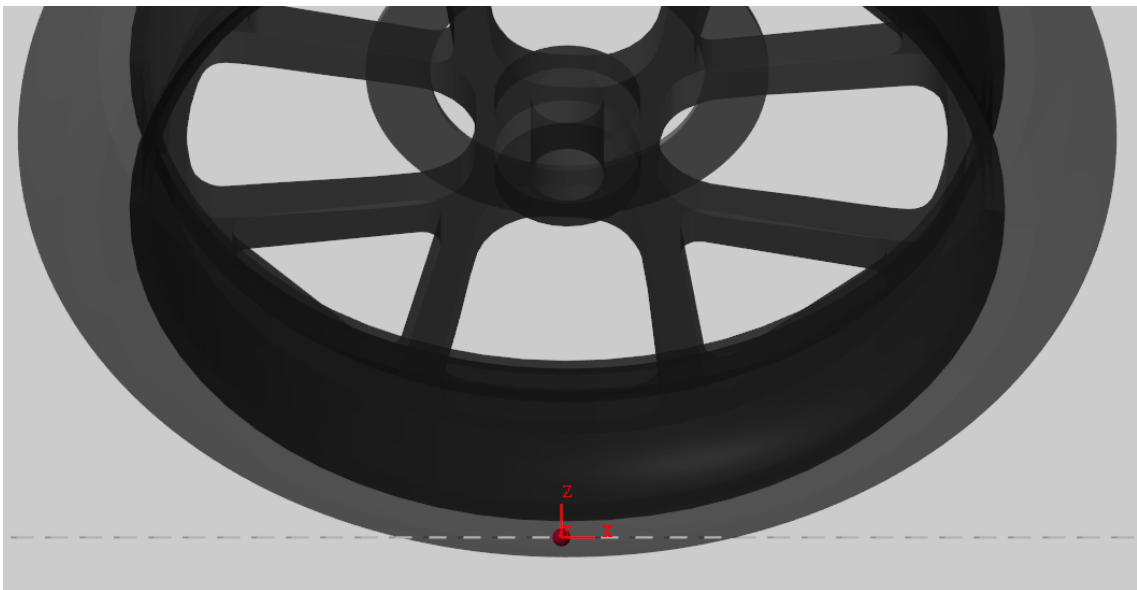


Ilustración 3.12 Visualización punto de contacto, vista lateral

Una vez obtenido el punto de contacto de manera satisfactoria, se trasladó al bloque de cálculo STI como variable de entrada modificando el bloque para que no tuviese que calcularlo. A pesar de esto, los cálculos de fuerzas que se obtenían tras esta modificación no eran lo esperado, sirviendo como parámetro fundamental de comparación la fuerza vertical (F_z) la cual al es una variable inicial de nuestra simulación

y por tanto conocida. El cálculo de F_z es clave ya que las ecuaciones de Pacejka usan su valor para obtener las fuerzas en las demás direcciones.

Se identificó como uno de los posibles errores la manera en la que el bloque calcula el radio bajo carga, ya que según las ecuaciones no es más que la diferencia entre la posición del Wheel bearing y el punto de contacto. Sin embargo, cuando el punto de contacto se desplaza del eje transversal este cálculo no representa con fidelidad lo que está pasando en la rueda, lo que provoca que la deformación vertical del neumático (que es la base para calcular la fuerza vertical) no sea representada con precisión afectando a la simulación del comportamiento real del neumático, especialmente en ángulos de inclinación no nulos.

Para solventar este problema, se planteó una solución alternativa: prescindir del cálculo del radio bajo carga tradicional y utilizar directamente la deformación normal del neumático obtenida mediante el bloque de SCF. Esta deformación, que se calcula en dirección normal al plano de contacto, permite representar la compresión real del neumático con independencia del ángulo de camber. Así, cuando el camber es cero, esta deformación coincide con la deformación vertical habitual, y cuando no lo es, ofrece una medida correcta de la compresión del neumático.

Esta solución a pesar de que se logró cierta mejora en los resultados tampoco era lo suficientemente precisa ya que el valor de F_z que se calculaba no se ajustaba lo suficiente al valor de entrada que se daba en la simulación. Además, el bloque seguía requiriendo un valor de RI para otros cálculos internos.

Tras varias pruebas y cambios inválidos se optó por cambiar nuevamente de enfoque y se comenzó a trabajar con el bloque CPI, el cual es robusto pero más sencillo que el anterior. Este bloque requiere como entrada la fuerza vertical (F_z) entre otros parámetros dinámicos para modelar las fuerzas longitudinales y laterales del neumático. Por lo que el cambio de estrategia vino en que, en vez de calcular la F_z dentro del bloque como se hacía en STI, se decidió alimentar al bloque CPI con la fuerza vertical obtenida directamente del bloque SCF, lo que permitió simular con mayor precisión las condiciones reales de trabajo del neumático bajo diferentes ángulos de inclinación y carga.

Este cambio supuso una mejora en cuanto a los resultados obtenidos, además su manera de tratar las entradas supuso una inspiración que sirvió para tratar de corregir los inconvenientes que surgieron con el bloque STI. En vez de dejar que el bloque calculara F_z como se ha mencionado anteriormente, se introducía el valor de la fuerza directamente como variable de entrada, tal como se hace en el bloque CPI, y se invertían las ecuaciones para calcular el radio bajo carga a partir de F_z y ρ , valores obtenidos del bloque de SCF y por tanto asumimos que correctos. De esta manera se aseguraba que la fuerza final que calculaba el bloque era la correcta y que el radio bajo carga era coherente a lo que la simulación esperaba para esos valores de fuerza y penetración, logrando conectar totalmente la simulación con el bloque de cálculo más avanzado de la librería de MFeval.

En la Ilustración 3.13 se muestra la disposición final de los bloques STI y CPI. Como estos bloques no afectan a la simulación física en sí sino que solo usan los datos de esta para realizar los cálculos es posible utilizar ambos bloques a la vez y comparar resultados.

Las entradas del bloque CPI son las siguientes:

- Omega (rad/s): velocidad de rotación de la rueda, medida desde el centro de giro.
- V_x (m/s): velocidad longitudinal del centro de la rueda.
- V_{sy} (m/s): velocidad de deslizamiento lateral medida en el punto de contacto entre el neumático y la rueda.
- Camber (rad)
- $\dot{\psi}$ (rad/s): velocidad a la que el neumático gira sobre el eje normal al suelo.
- F_z (N)
- μ_{Road} : coeficientes de fricción longitudinal y lateral de la carretera. Se ha utilizado el valor por defecto [1 1].

Por su parte, las del bloque STI quedan de la siguiente manera:

- d_{is} (m): coordenadas del centro de giro del neumático
- R : matriz de rotación entre el sistema de referencia global y el de la rueda.
- Vel (m/s): matriz de velocidades del centro de giro de la rueda
- Omega (rad/s): a diferencia del otro bloque en este caso se define como la matriz de las velocidades de rotación para el centro de la rueda.
- ω_R (rad/s): velocidad de rotación de la rueda, lo que en el anterior bloque es solo omega.
- $Road$: define la carretera, en este caso se ha utilizado una carretera totalmente plana situada en el sistema de coordenadas global.
- μ_{Road} : el mismo parámetro que para el bloque CPI.
- C_p (m): coordenadas del punto de contacto entre neumático y la rueda. La introducimos ya con la corrección de situarlo sobre el suelo.
- Rho (m): penetración de la rueda, deformación vertical del neumático.
- Fz_SCF (N): Fuerza normal, F_z en el bloque CPI.

Tras esto el único parámetro que queda por definir es el archivo tir a utilizar, en nuestro caso para las simulaciones se ha tomado el archivo de un neumático trasero 115 75 R17, Ilustración 3.14, esta nomenclatura representa lo siguiente:

- 115: anchura de la sección del neumático en mm.
- 75: relación de aspecto: altura del flanco es igual al 75% de la anchura.
- R: construcción radial
- 17: diámetro interior de la llanta en pulgadas.

Dentro de los bloques se han realizado algunas modificaciones extras para simplificar la inserción de las variables de entrada. También se ha tratado conseguir que todas las entradas provinieran de aspectos de la simulación, a excepción de los datos de la carretera que si que se tiene que incluir de manera manual en cada modelo en el que se utilice el bloque. Los únicos parámetros que aún no se han conseguido obtener y por tanto también son necesario añadir de forma manual son los valores de alfa y gamma.

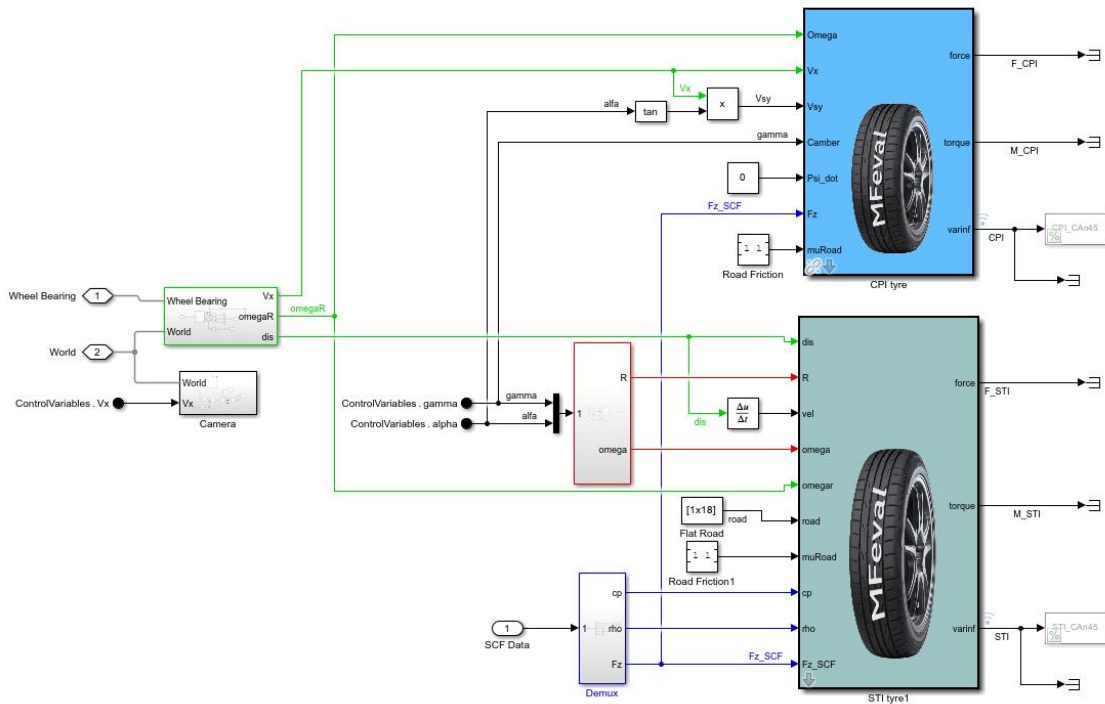


Ilustración 3.13 Vista global de entrada a los bloques de cálculo

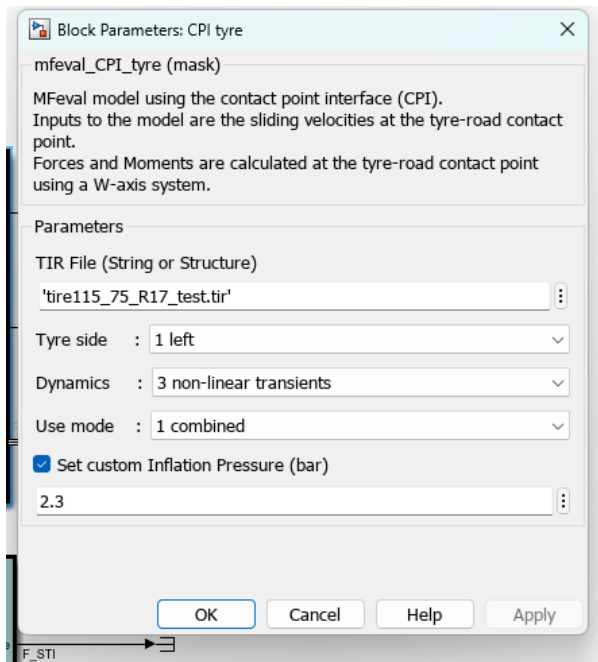


Ilustración 3.14 Configuración bloque CPI Tire

Para comprobar la modularidad de nuestro bloque y que podía ser utilizado en otras simulaciones más avanzadas se introdujo en un modelo complejo de motocicleta desarrollado por el departamento. Este modelo utilizaba también de forma original el bloque de MF para calcular la interacción neumático-carretera, y se consiguió adaptar sin mucha complicación para que funcionara con el nuevo bloque desarrollado Ilustración 3.15, Ilustración 3.16 y Ilustración 3.17.

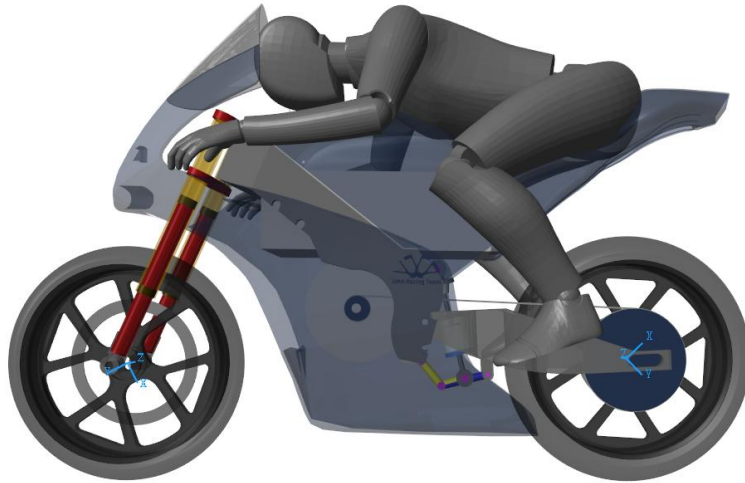


Ilustración 3.15 Simulación del modelo completo de motocicleta

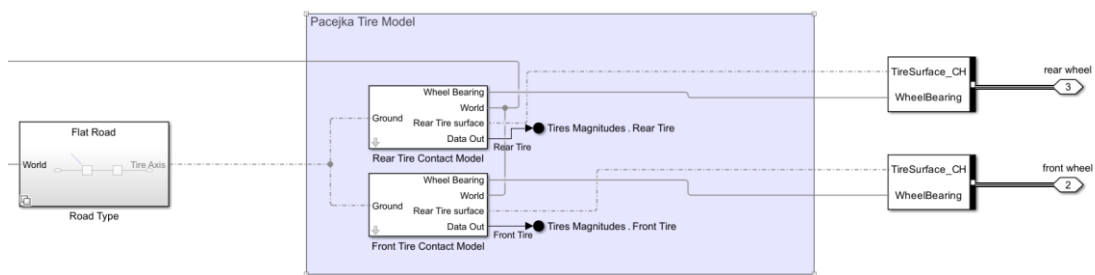


Ilustración 3.16 Implementación del bloque de cálculo

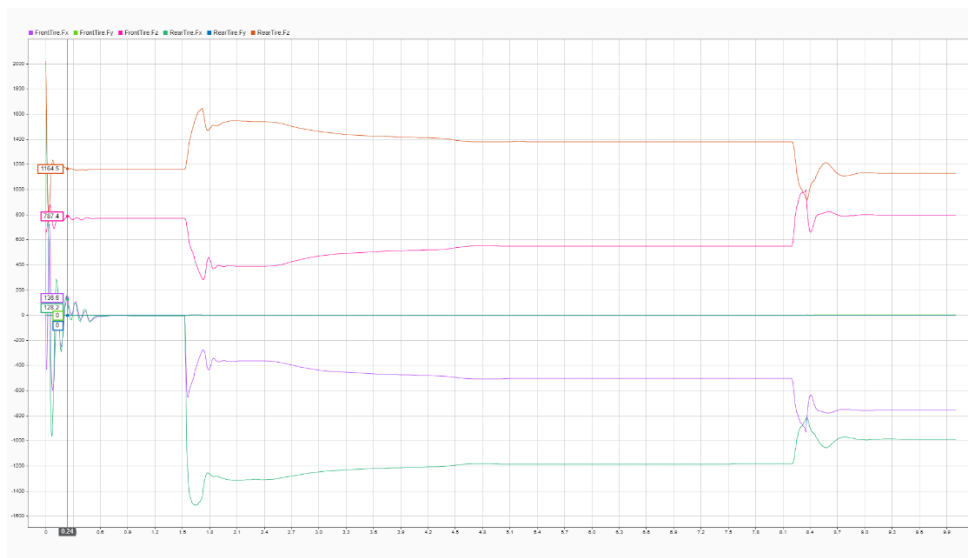


Ilustración 3.17 Resultados de la simulación de la motocicleta

Una vez definidos e implementados todos los aspectos relacionados con el nuevo método de cálculo el siguiente paso es preparar una serie de simulaciones para validar los resultados obtenidos. La idea es comparar los cálculos que nos proporcionan los

distintos métodos (MF, CPI y STI) para simulaciones lo más idénticas posibles, en las que la prioridad es comprobar la influencia del camber en las componentes de las fuerzas, por lo que el slip angle (alfa) siempre será cero y será gamma lo que varíe en función de la simulación.

En estudios previos se realizaron pruebas reales en el banco neumáticos de la escuela. Los resultados obtenidos son de pruebas diferentes a las que se realizan en este trabajo, además de que el tipo exacto de neumático con consta. Sin embargo las simulaciones de este estudio se han realizado con los mismo valores para la fuerza vertical, velocidad de la cinta y los distintos cambers utilizados para continuar con la misma línea de investigación.

Quedando los parámetros de entrada para las simulaciones de la siguiente manera:

- $V_x=60$ m/s
- $F_z=1359$ N
- Slip angle = 0°
- Camber = $0^\circ / 5^\circ / -5^\circ / -15^\circ / -30^\circ / -45^\circ$

Para poder comprobar que nuestro bloque no contenía fallo en la construcción o en alguna de las variables de entrada, se realizaron cálculos teóricos en Matlab usando directamente una llamada al solver de MFeval, tal como hacen los bloque STI y CPI, con las mismas condiciones que en las simulaciones.

4 DISCUSIÓN DE RESULTADOS

De las distintas simulaciones mencionadas en el apartado anterior, se han recogido y procesado distintos datos para poder obtener conclusiones de los resultados. En los primeros subapartados se compara los valores de las fuerzas según el ángulo camber para los distintos métodos de cálculos, con lo que se puede comprobar la diferencia entre ellos. En los siguientes se compara para cada método de cálculo como varían las fuerzas a medida que variamos el ángulo camber.

4.1 Valores de deslizamiento longitudinal

Durante las simulaciones se observó que la interacción entre el neumático y la carretera no es exactamente igual en función de si se usa el bloque de Magic Formula o el de *Spatial Contact Force*, produciéndose diferencias apreciables en medidas como el deslizamiento longitudinal, valor clave para el cálculo de fuerzas en la dirección longitudinal (eje X).

En la siguiente Tabla 1 se recogen los valores de deslizamiento longitudinal para cada simulación y método de cálculo:

Tabla 1 Valores de deslizamiento longitudinal en las simulaciones

Ángulo de camber (°)	Método de cálculo	Longitudinal slip (s)
0	MF	-0,0055
	CPI/STI	0,0078
5	MF	-0,0056
	CPI/STI	0,0083
-5	MF	-0,0055
	CPI/STI	0,0090
-15	MF	-0,0055
	CPI/STI	0,0156
-30	MF	-0,0056
	CPI/STI	0,0351
-45	MF	-0,0056
	CPI/STI	0,0665

**Los valores que se muestran en la tabla son los valores finales recogidos en la simulación. Al ser una simulación estacionaria se consideran que están libres del ruido inicial.*

Los valores de la tabla reflejan que la simulación es cercana a la rodadura pura, aunque en el caso de MF trabaja siempre con valores negativos y en de los demás siempre con positivos y con valores ligeramente superiores. Esta diferencia de signo no implica un deslizamiento apreciable, sino que responde a microajustes que realiza el solver para equilibrar el par aplicado y las resistencias presentes en la simulación.

Si analizamos los valores de manera independiente para cada método, todos coinciden en que estos valores aumentan en magnitud a medida que el ángulo camber crece. Esto es coherente con la cinemática del neumático ya que al introducir cierta caída, el plano de la rueda deja de estar alineado con la dirección de avance, produciéndose efectos de deformación y cambios geométricos en parámetros como el radio efectivo que afectan directamente al cálculo del deslizamiento longitudinal.

4.2 Resultados del solver de MFeval

Como se ha mencionado anteriormente, se realizaron cálculos directamente a través del solver introduciendo los valores de entrada de forma manual. Para estas entradas se han usado los mismos valores que para las simulaciones de Simulink, y para valores no conocidos de ante mano, como el deslizamiento longitudinal, se han usado los que calculaban las simulaciones. Los resultados que se obtuvieron fueron los siguientes:

Tabla 2 Resultados solver MFeval

	FX (N)	FY (N)
CAMBER 0°	273,39	106,33
CAMBER 5°	290,35	3,92
CAMBER -5°	313,88	199,37
CAMBER -15°	524,31	365,62
CAMBER -30°	1003,10	552,39
CAMBER -45°	1449,60	605,77

Tanto la fuerza longitudinal como la lateral aumentan progresivamente al aumentar el valor del camber. Se observa que los resultado de F_y en $\pm 5^\circ$ no son simétricos, como cabría esperar. Para encontrar una explicación a esto analizamos el archivo tir del neumático utilizado para realizar las simulaciones, los datos de este archivo se pueden ver en el ANEXO I Datos paramétricos del neumático.

Dentro del archivo encontramos varios factores que explican la asimetría de resultados, y es que es común que en ciertos neumáticos de competición se utilicen diseños asimétricos, principalmente en circuitos en los que predominan las curvas hacia uno de los lados.

El neumático que hemos utilizado para las simulaciones es un neumático 115-75 R17 que se utiliza para competiciones como Moto3 o Motostudent, competición en la que participa la escuela y al que el departamento de Mecánica está muy ligada. Dentro de nuestro archivo tir podemos se observan diferentes factores que implican una cierta asimetría relacionada con el camber:

- PEY4 (Variation of curvature E_{fy} with camber): Este coeficiente ajusta la curvatura de la fuerza lateral con el camber. El signo negativo de PEY4 (-6.5460) indica que la curva de fuerza lateral no es simétrica para valores de camber positivos y negativos. Un valor no nulo aquí crea una asimetría en la forma de la curva.
- PVY3 (Variation of shift S_{vy}/F_z with camber): Este coeficiente (-0.1621) controla el desplazamiento vertical de la curva (S_{vy}) en función del camber. Al ser un término lineal, hace que el desplazamiento vertical sea diferente para camber positivo y negativo.
- PVY4 (Variation of shift S_{vy}/F_z with camber and load): Este parámetro (-0.4908) es otro término lineal que modula el desplazamiento vertical de la curva. Su valor también contribuye a la asimetría en la respuesta de la fuerza lateral con el camber.
- PHYP4 (F_y -alpha curve maximum lateral shift parameter): Este parámetro (-4.0000) se encuentra en la sección de "turnslip" y puede influir en la asimetría

de la curva de fuerza lateral cuando se combina el deslizamiento lateral con el ángulo de inclinación. Un valor no nulo aquí indica que la curva se desplaza de manera diferente para los dos lados del neumático.

4.3 Fuerzas respecto al tiempo

Dado que durante la simulación los valores de entrada son estáticos, la simulación se vuelve estacionaria por lo que los resultados deben ser constantes. Aunque en simulaciones multibody es normal que exista un ruido inicial mientras que el modelo se acopla. En las siguientes figuras se pueden observar los valores obtenidos para las componentes de las fuerzas, tanto para el método que se usaba originalmente (MF) como para el desarrollado en este trabajo (CPI/STI).

Con respecto a los bloques CPI y STI los resultados obtenidos para las fuerzas son exactamente iguales ya que la diferencia principal entre ambos métodos es que el bloque CPI requiere de entrada el valor de F_z mientras que el bloque STI es capaz de calcularlo teóricamente, pero al haber modificado el bloque ambos métodos tienen como entrada el valor de la fuerza normal extraída del bloque de *Spatial Contact Force* que la utilizan en un subbloque común que realiza la llamada al solver. Por tanto de aquí en adelante solo se van a comentar los resultados del bloque STI.

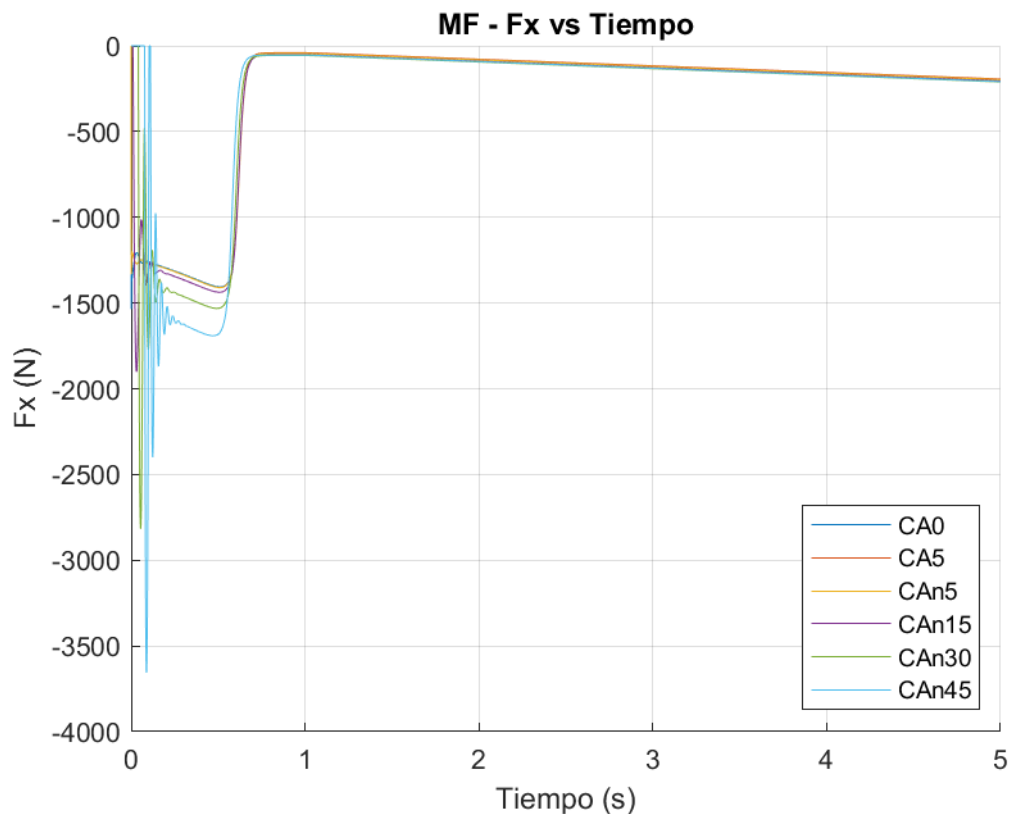


Figura 4.1 F_x vs Tiempo (MF)

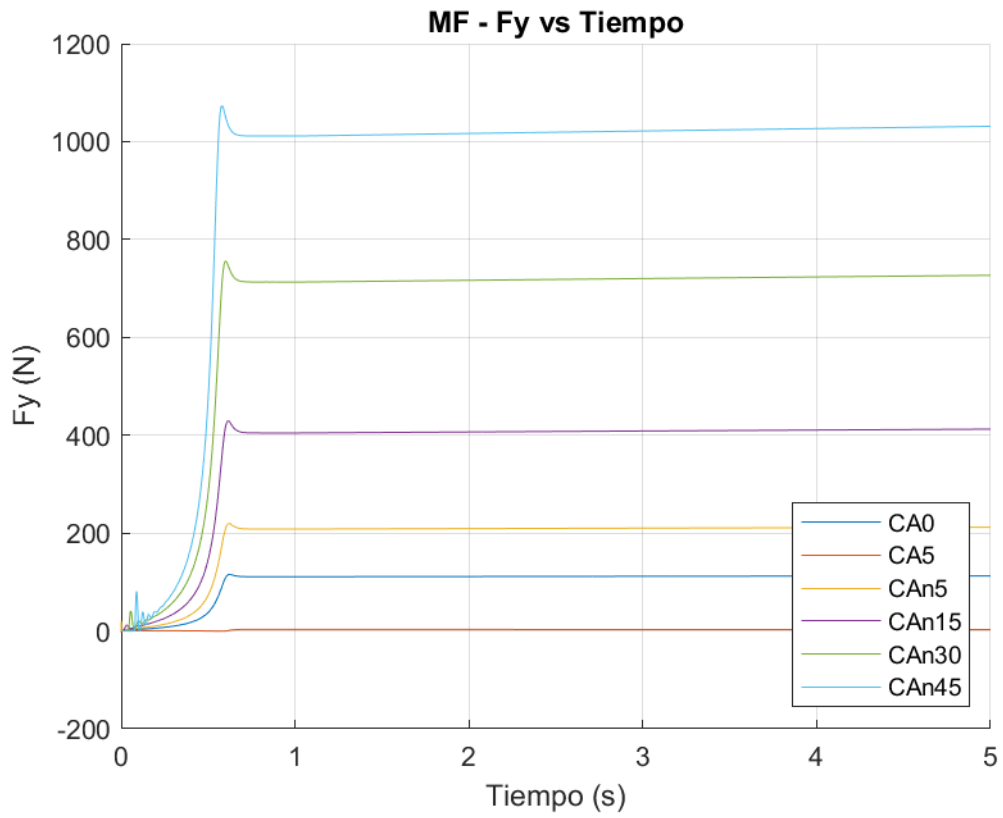


Figura 4.2 Fy vs Tiempo (MF)

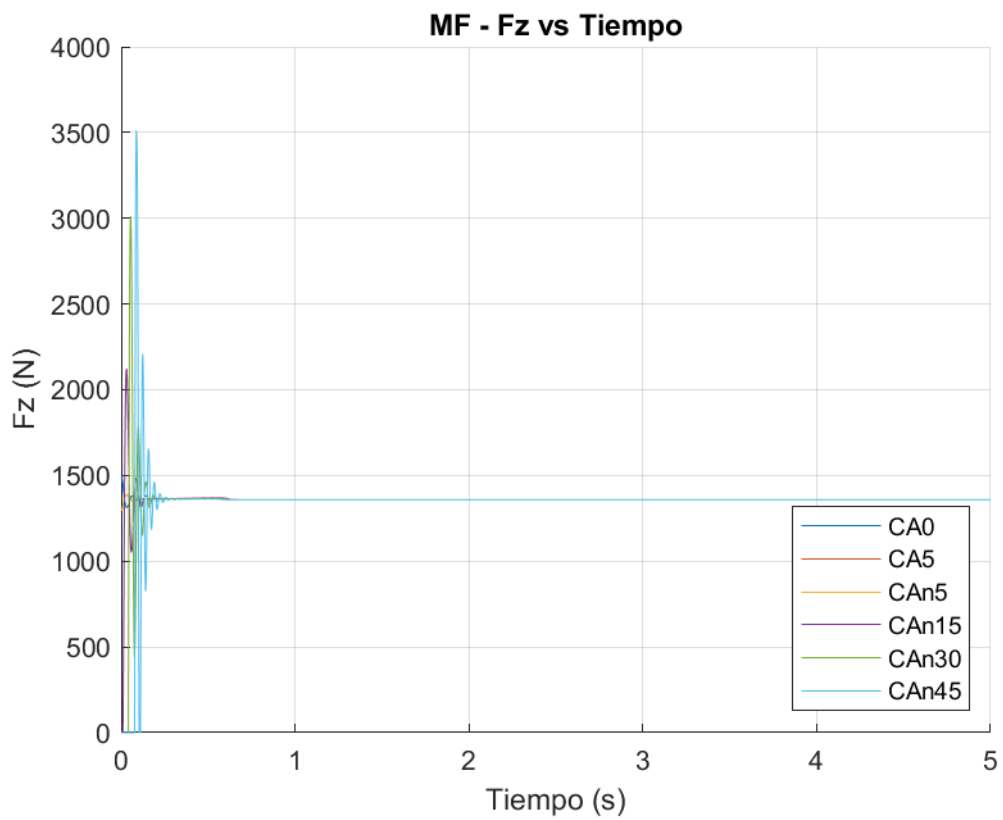


Figura 4.3 Fz vs Tiempo (MF)

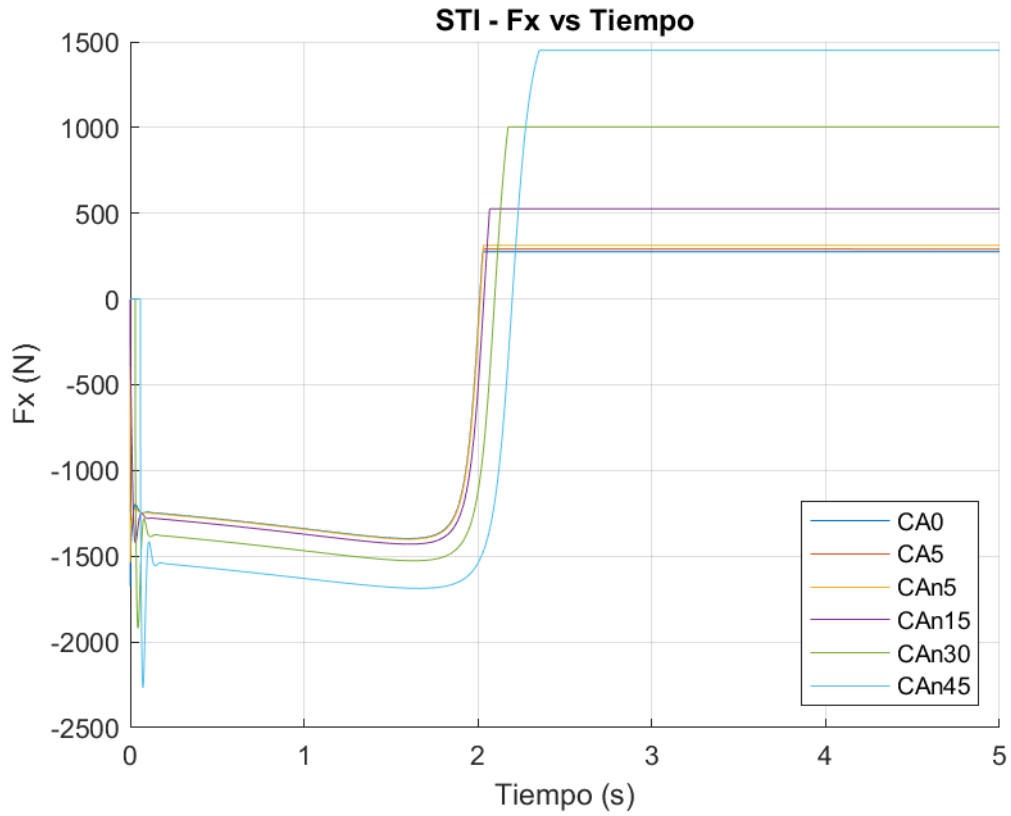


Figura 4.4 Fx vs Tiempo (STI)

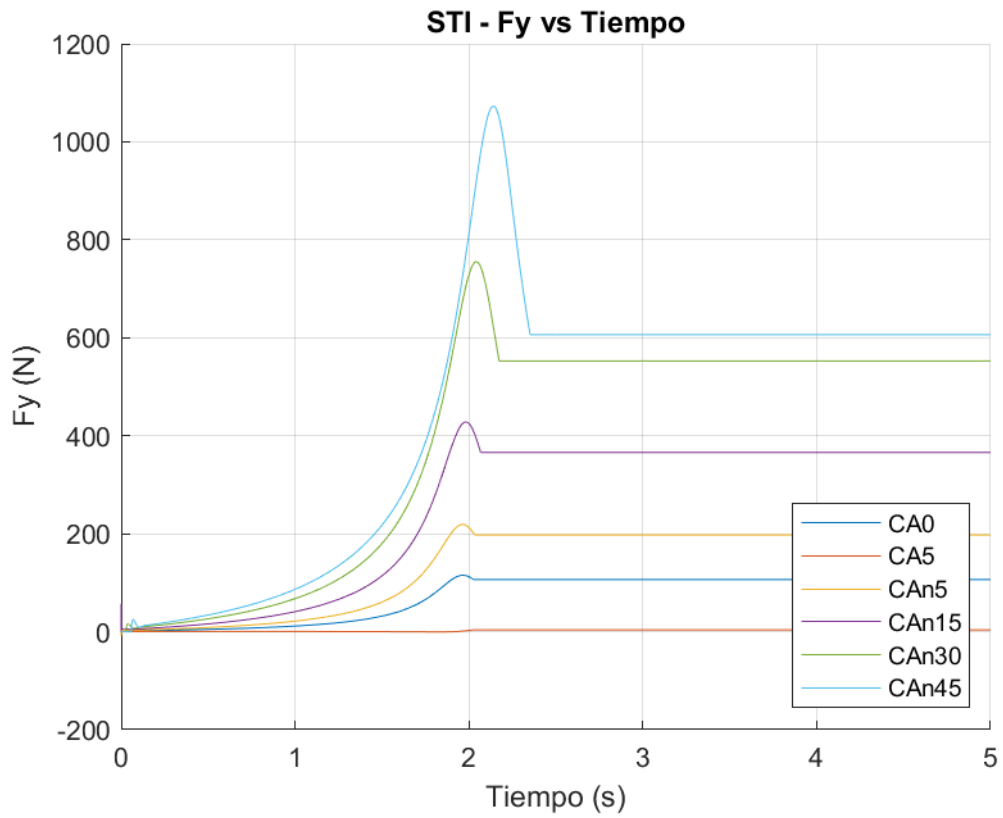


Figura 4.5 Fy vs Tiempo (STI)

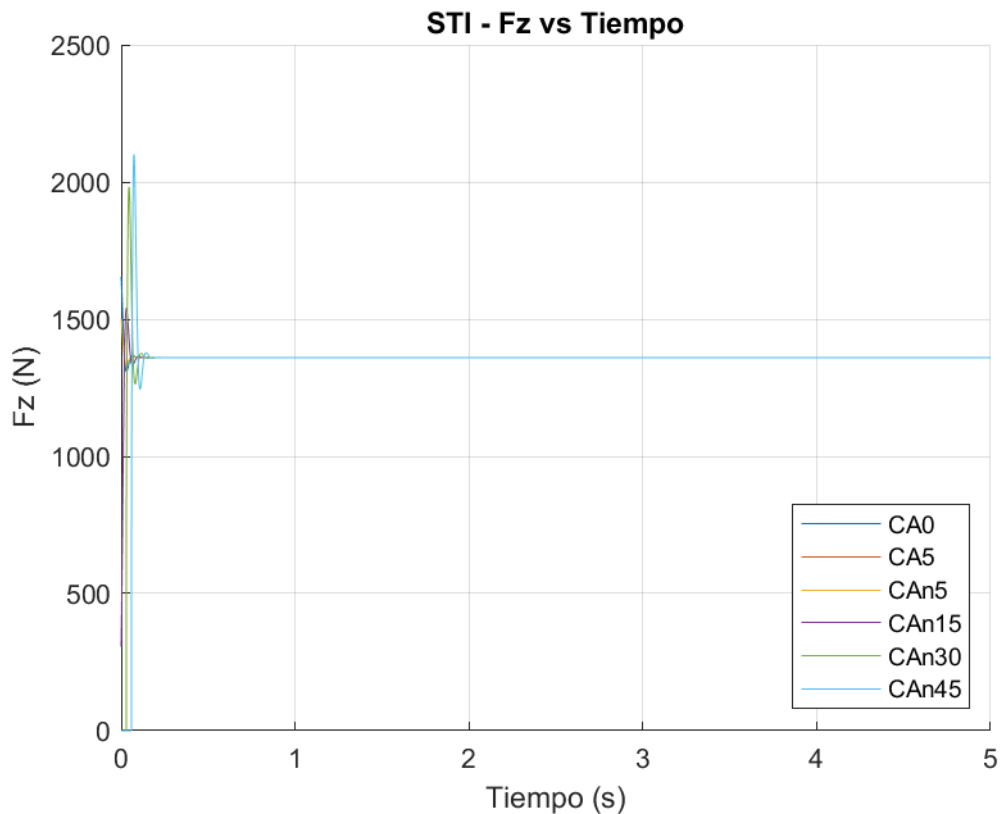


Figura 4.6 Fz vs Tiempo (STI)

En cuanto a lo que se observa en la representación de F_x , el bloque MF calcula un valor que comienza aproximadamente en cero y desciende a medida que avanza la simulación. Esto parece indicar que se comete algún tipo de error en el cálculo, no solo por la deriva del resultado sino también por los valores en sí, que sea negativo contradice lo esperado según el criterio de signos ya que el neumático avanza hacia delante y que esté entorno a cero tampoco es coherente dado que, aunque el deslizamiento es muy cercano a cero, como se muestra en la Ilustración 1.2 existe el término S_{vx} que es independiente al slip, por lo que el valor de F_x parte desde un offset inicial. Para la fuerza lateral y para la normal sí se obtienen valores estables, aunque en F_y se aprecia tiene una ligera tendencia positiva. Las curvas se aplanan a partir de aproximadamente 0,5 segundos en el caso de F_y y en menos tiempo aún en F_z .

Por otro lado, los valores que calcula el bloque STI si alcanza valores totalmente estables, aunque necesita de alrededor de dos segundos de simulación para lograrlo. Esto ocurre tanto en el cálculo de la fuerza longitudinal como de la lateral. Esto indica diferencias significativas de la dinámica entre neumático y carretera que se obtiene según se usa el bloque MF o el SCF, este último necesita más tiempo para encontrar una dinámica estacionaria aunque no por ello significa que esté mal dado que con este método se tienen en cuenta coeficientes de fricción dinámicos y estáticos de la carretera que con el método de MF no.

Observando los valores en sí, los resultados del bloque STI alcanza valores muy similares al que se obtiene directamente desde el solver, por lo que podemos confirmar

que la llamada al solver se hace de manera correcta y que no existe ningún error previo a esta, ni en el tratamiento de las señales ni en los valores de entrada al bloque.

4.4 Fuerzas respecto al camber

Para analizar en detalle el valor de los cálculos realizados, en las siguientes figuras se muestran la relación de las fuerzas con respecto al camber. Se realiza una comparativa entre los valores de los métodos MF, CPI y STI, aunque como se ha mencionado anteriormente estos últimos métodos calculan el mismo resultado por lo que sus curvas se solapan.

Para realizar las figuras se ha utilizado el último valor medido en la simulación, ya que es un momento en el que entendemos que la simulación ha alcanzado un equilibrio y está exenta del ruido inicial.

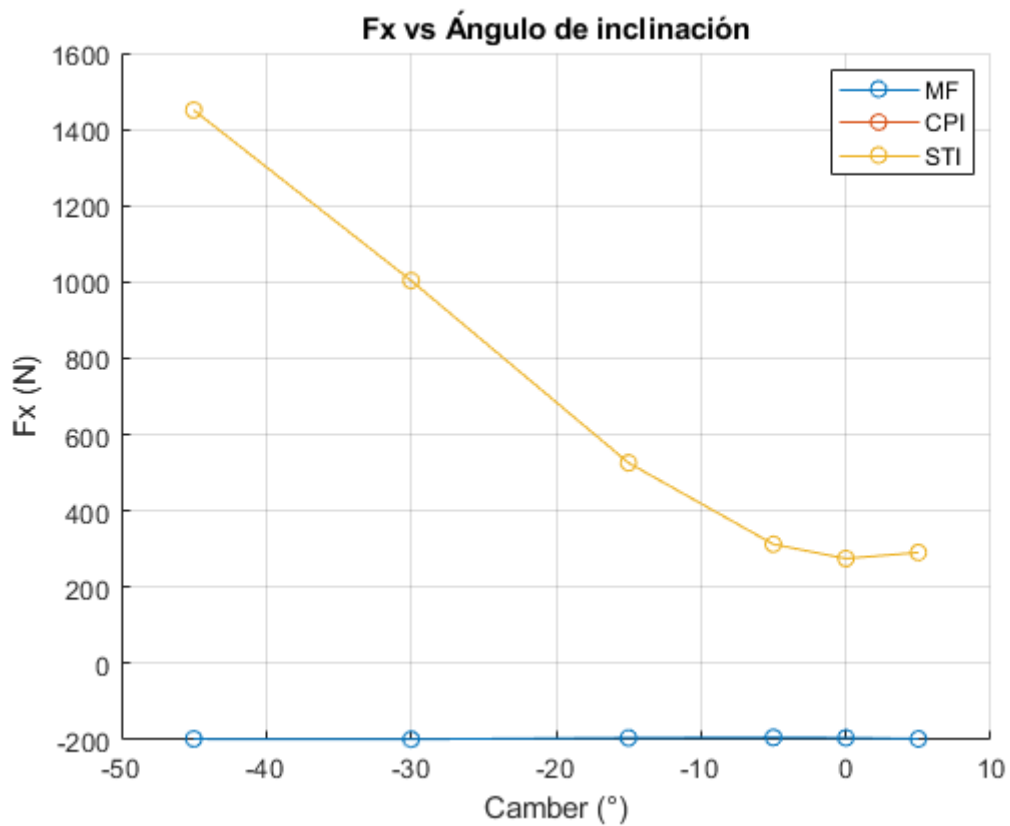


Figura 4.7 Fx vs Camber

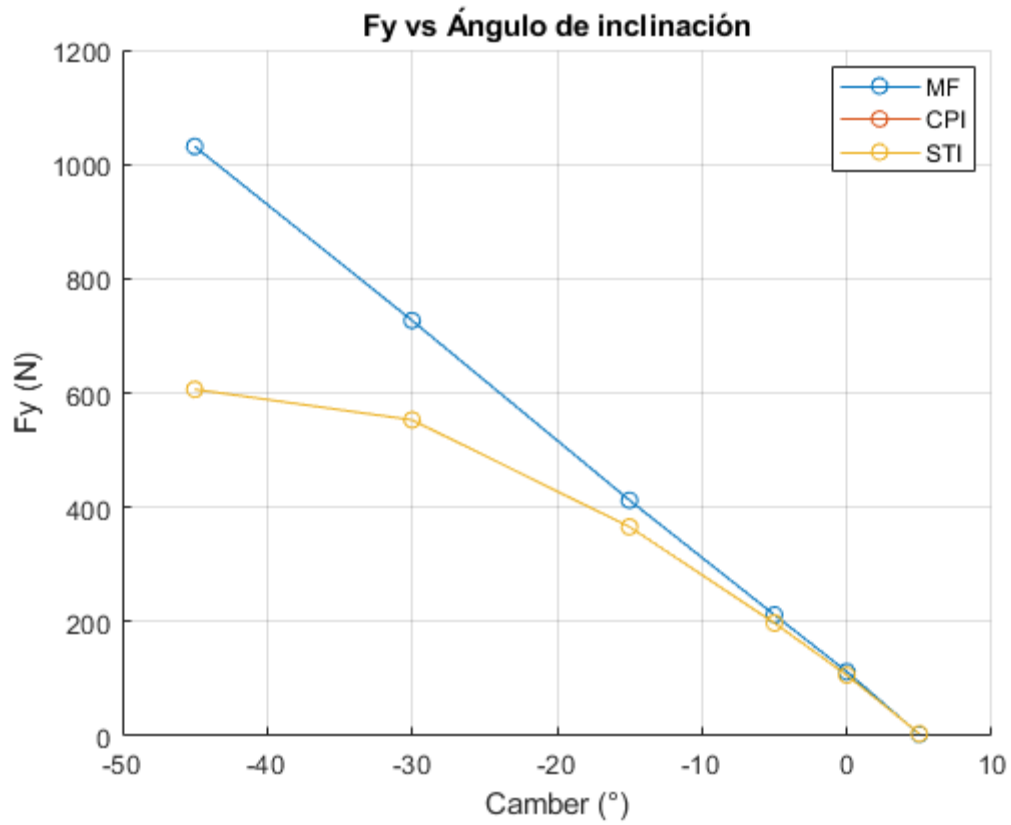


Figura 4.8 F_y vs Camber

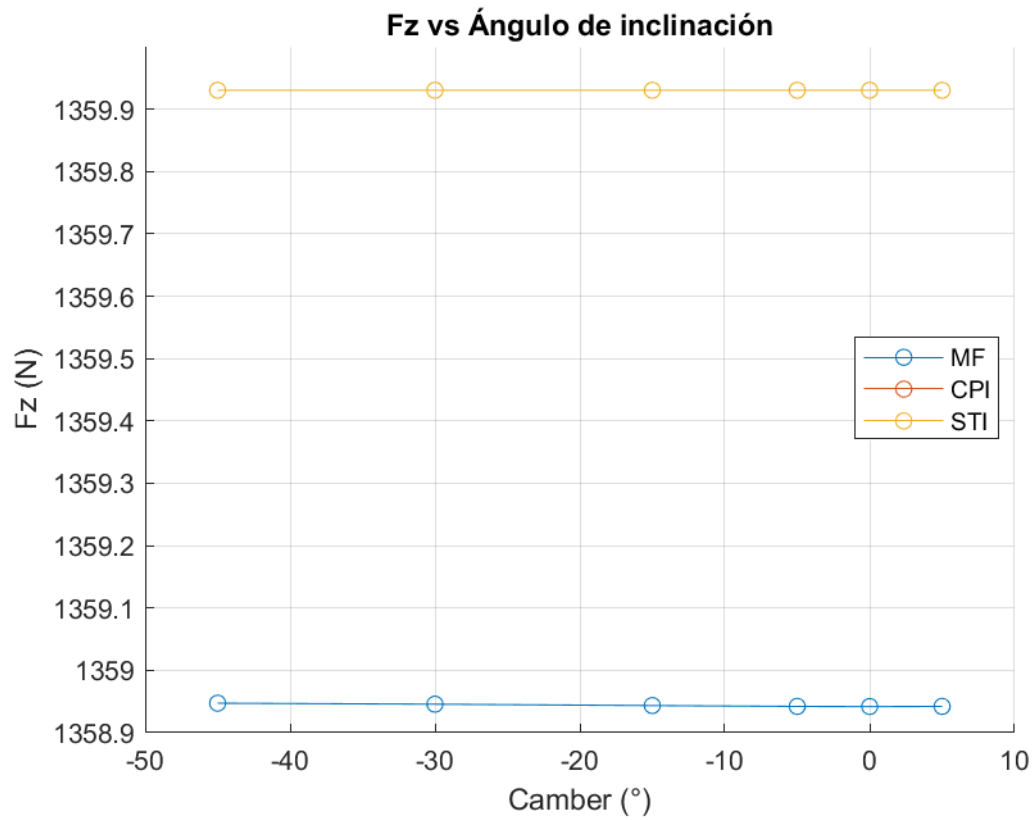


Figura 4.9 F_z vs Camber

Comenzando el análisis por la fuerza longitudinal, los valores de MF como se anticipaba en el apartado anterior alcanza valores negativos que sitúan en -200 N a los 5 segundos de simulación, este resultado no es relevante ya que MF no alcanza valores estacionarios para Fx.

Por otro lado se observan los resultados del bloque STI en los que el valor de Fx aumenta a medida que aumenta el valor en magnitud del camber independientemente del signo. Aunque solo se tiene un resultado positivo se puede prever que la solución sería simétrica a partir de los 0°. Para ángulos pequeños se calcula un Fx aproximado de unos 275 N, mientras que según crece el ángulo de inclinación alcanzamos valores de hasta los 1450 N para -45°.

En lo referente a la fuerza lateral, la Figura 4.8 muestra dos tendencias muy interesantes. Para ambos métodos vemos como Fy aumenta en valor a medida que aumenta el ángulo pero la forma en que estas curvas crecen es muy diferente. MF lo hace de manera lineal desde casi cero para los 5° hasta más de 1000 N para los -45°, STI por su parte arranca desde un valor muy similar pero luego tiene una tendencia de subida que parece parabólica a medida que aumenta el camber.

Esto refleja de manera notoria diferencias entre ambos métodos a la hora de incluir los efectos del camber en su ecuaciones, sugiriéndose que el método STI es más complejo y utiliza más parámetros para realizar correcciones en la fuerza debidas al camber que los que usa el bloque MF.

Con respecto a la fuerza normal Fz, ambos métodos obtienen resultados muy cercanos al valor de entrada de la simulación de 1359 N, aunque en este caso la fuerza que obtiene el bloque MF (1358,9 N) es ligeramente más precisa que la que se obtiene del bloque SCF (1359,9 N).

Que los resultados obtenidos sigan una tendencia polinomial y que al menos en la fuerza lateral compartan un cierto rango de magnitudes sugiere que los valores y parámetros de entrada a los bloques no presentan ningún error evidente validando las simulaciones.

En las siguientes figuras, se muestra un ajuste polinomial para cada fuerza. Para la fuerza longitudinal del método STI se ha requerido un ajuste cúbico ya que el cuadrático no era lo suficiente exacto en comparación a nuestras soluciones.

Para la fuerza lateral, en el método MF se ha realizado un ajuste lineal mientras que para el método STI se ha hecho cuadrático.

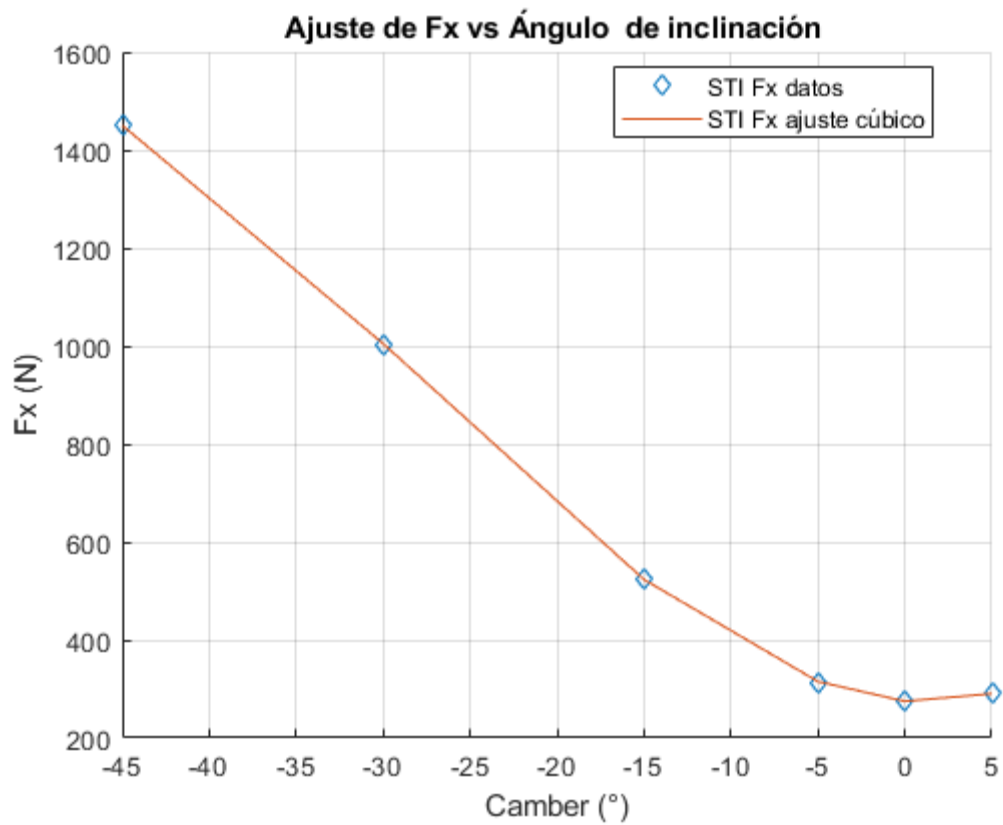


Figura 4.10 Ajuste de Fx vs Camber

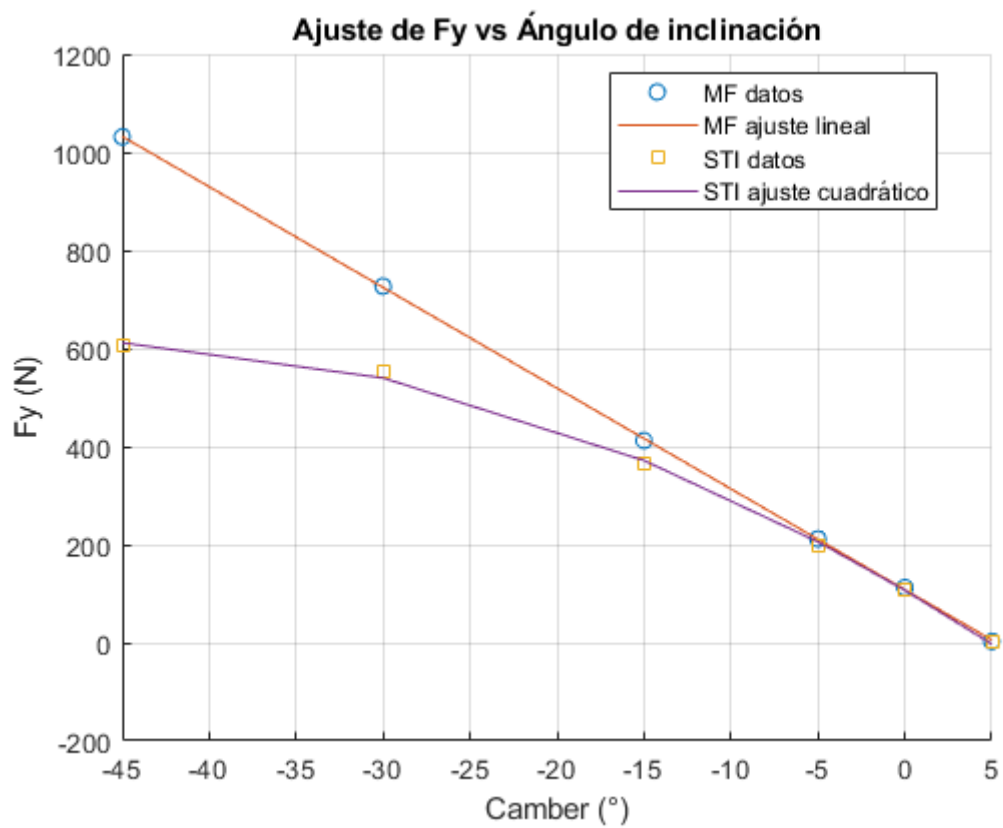


Figura 4.11 Ajuste de Fy vs Camber

Vemos como el ajuste realizado para la fuerza longitudinal del método STI encaja muy bien con el siguiente polinomio de grado tres:

$$F_x (STI) = 0,0133 * \gamma^3 + 1,1160 * \gamma^2 - 2,8129 * \gamma + 274,9176$$

Por otro lado, para las fuerzas laterales, en el método de MF los resultados se ajustan a la perfección de manera lineal a la siguiente ecuación:

$$F_y (MF) = -20,5300 * \gamma + 108,2853$$

Para el método STI, F_y sigue una tendencia aproximadamente cuadrática, la cual podemos observar en el siguiente ajuste:

$$F_y (STI) = -0,2143 * \gamma^2 - 20,8561 * \gamma + 106,9052$$

5 CONCLUSIONES

El presente trabajo ha abordado el desafío de mejorar la representación de la interacción neumático-carretera en motocicletas dentro de entornos de simulación, partiendo de la limitación existente en los modelos clásicos de la *Fórmula Mágica*, que sitúan de manera simplificada el punto de contacto en el eje transversal de la rueda. Este planteamiento resulta insuficiente para perfiles curvos de neumáticos y grandes ángulos de camber, habituales en la dinámica real de motocicletas.

Con el objetivo de superar esta limitación, se ha desarrollado una metodología que integra el bloque *Spatial Contact Force* de *Simscape Multibody* con los modelos de cálculo de neumáticos de la librería *MFEVAL* (en particular el modelo *STI*). De esta manera, ha sido posible determinar en cada instante la posición real del punto de contacto y emplearla como entrada en los cálculos de fuerzas y momentos.

Para validar la metodología se han realizado una serie de simulaciones comparativas que muestran que:

- Con la nueva metodología se obtienen resultados coherentes para la fuerza longitudinal, evidenciando las limitaciones de los bloques tradicionales de *Simulink* (como *Magic Formula Tire*). Los resultados obtenidos muestran una relación cúbica de la fuerza longitudinal con el camber, aunque es probable que estos parámetros no estén directamente relacionados entre sí, sino que el efecto del camber tiene influencia directa en parámetros de los que sí depende la fuerza longitudinal como sería el deslizamiento longitudinal. Los valores obtenidos para la fuerza longitudinal en las simulaciones, para una fuerza normal de 1359 N, se encuentran en un rango entre 275 N, para ángulos más bajos, hasta unos 1450 N para los ángulos mayores por lo que se evidencia que es una fuerza a tener en cuenta y muy influyente a la hora de realizar cualquier algoritmo de control o en el diseño general de la moto y el neumático.
- Con respecto al cálculo de la fuerza lateral, ambos métodos muestran maneras diferentes de abordar el cálculo. Para el método de *Magic Formula Tire*, al estar diseñado para neumáticos de sección cuadrada, se utiliza una versión simplificada de las ecuaciones de Pacejka en las que el camber influye de manera lineal al resultado de F_y . Los valores obtenidos crecen desde los 100 N hasta los 1000 N aproximadamente a medida que se aumenta el camber. Por otro lado, el bloque *STI* realiza una llamada al solver de *MFEval* para obtener sus resultados, los cuales muestran que se utilizan ecuaciones más complejas en las que se incluyen parámetros que muestran con mayor precisión los efectos del camber. Este método muestra una relación aproximadamente cuadrática entre la fuerza lateral y el ángulo de caída que va desde los 100 N para un camber de 0° hasta unos 600 N para un camber de -45° .
- La fuerza normal se calcula correctamente para cualquiera de los dos métodos, siendo ligeramente más precisos los cálculos del método de *Magic Formula Tire*.

Durante el análisis de las simulaciones se observó que la dinámica de la rueda muestra diferencias entre el método original de usar el bloque de *Magic Formula Tire* y el nuevo método desarrollado en este trabajo. El método que usa el bloque de *Spatial Contact Force* requiere de casi dos segundos hasta alcanzar las condiciones estacionarias mientras que con el bloque de *Magic Formula Tire* se alcanzan antes del medio segundo. Esto se debe a que la interacción con el bloque de *Spatial Contact Force* es más compleja ya que tiene en cuenta parámetros como el coeficiente de fricción estático y

dinámico del suelo. Esto influye directamente en variables como el deslizamiento longitudinal y por tanto en el cálculo de F_x .

Se ha conseguido incluir en las simulaciones realizadas la visualización del punto de contacto entre el neumático y la carretera de manera bastante precisa, aunque vuelve compleja la simulación debido al uso de derivadas de segundo orden lo que introduce errores numéricos que impiden la correcta convergencia de la simulación según qué casos.

El método desarrollado se caracteriza por un diseño versátil y modular, lo que facilita su integración en diferentes modelos, como se ha demostrado mediante su aplicación en un modelo completo de motocicleta. Además tiene la ventaja de que todo el cálculo es accesible y modificable según las necesidades de la simulación.

En conjunto, estos hallazgos evidencian que el método desarrollado de combinar los bloques de *Spatial Contact Force* y *STI Tire* permite una simulación más precisa del comportamiento del neumático lo que tiene implicaciones directas en el diseño de neumáticos, algoritmos de control de estabilidad y estudios de dinámica de motocicletas.

6 LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN

De cara a trabajos futuros, se plantean varias líneas de desarrollo con las que ampliar y consolidar la metodología propuesta:

- Extender el estudio con simulaciones basadas en diferentes modelos de neumáticos y contrastar los resultados con ensayos en banco de neumáticos.
- Integrar el bloque desarrollado en modelos de otros vehículos de dos ruedas, como bicicletas o motocicletas de distinto tipo.
- Realizar simulaciones que incluyan otros efectos como un ángulo de deriva no nulo o variaciones de presión en el neumático.
- Combinar la metodología basada en *Spatial Contact Force* con otros modelos de neumático distintos de *Pacejka*, como por ejemplo el modelo *Delft-Tyre*.

7 BIBLIOGRAFÍA

- [1] X.-D. ; Zhang, C.-K. A. Chen, J. Wang, X.-D. Zhang, y C.-K. Chen, «A Study of a Cornering Braking Control System for a Motorcycle», *Applied Sciences* 2022, Vol. 12, Page 12575, vol. 12, n.º 24, p. 12575, dic. 2022, doi: 10.3390/APP122412575.
- [2] R. Lot, «A motorcycle tire model for dynamic simulations: Theoretical and experimental aspects», *Meccanica*, vol. 39, n.º 3, pp. 207-220, jun. 2004, doi: 10.1023/B:MECC.0000022842.12077.5C.
- [3] H. B. Pacejka, *Tyre and vehicle dynamics*. Oxford : Butterworth-Heinemann, 2006. Accedido: 20 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://archive.org/details/tyrevehicledynam0000pace/page/n5/mode/2up>
- [4] V. Cossalter, R. Lot, y M. Massaro, «Motorcycle Dynamics», *Wiley Blackwell* 6, vol. 9781119950189, pp. 1-42, mar. 2014, doi: 10.1002/9781118536391.CH1.
- [5] Sistemas Inteligentes y Tecnologías Avanzadas de Vehículos, «Tema 2. Neumáticos», *Escuela de Ingeniería Industriales de Málaga*.
- [6] R. S. Sharp y D. J. N. Limebeer, «A Motorcycle Model for Stability and Control Analysis», *Multibody Syst Dyn*, vol. 6, n.º 2, pp. 123-142, 2001, doi: 10.1023/A:1017508214101.
- [7] J. Y. Wong, *Theory of ground vehicles*, 4º edición. Ottawa: John Wiley & Sons, 2008. Accedido: 20 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.scribd.com/doc/66248996/Theory-of-Ground-Vehicles-by-Jywong>
- [8] «Multibody System Simulation | Altair MotionSolve». Accedido: 24 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: https://altair.com/motionsolve?utm_source=chatgpt.com
- [9] «Adams | Software de ingeniería asistida por ordenador (software CAE) | Hexagon». Accedido: 24 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://hexagon.com/es/products/product-groups/computer-aided-engineering-software/adams>
- [10] «MATLAB». Accedido: 24 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://www.mathworks.com/products/matlab.html>
- [11] «Pruebas y simulación de neumáticos | Siemens Software». Accedido: 20 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://plm.sw.siemens.com/es-ES/simcenter/simulation-test/tire-simulation-testing/>
- [12] M. Abe y W. Manning, «Tire Mechanics», *Vehicle Handling Dynamics*, pp. 5-46, 2009, doi: 10.1016/B978-1-85617-749-8.00002-7.
- [13] L. C. Sousa y H. V. H. Ayala, «Nonlinear Tire Model Approximation Using Machine Learning for Efficient Model Predictive Control», *IEEE Access*, vol. 10, pp. 107549-107562, 2022, doi: 10.1109/ACCESS.2022.3212420.
- [14] «Magic Formula Tire Force and Torque - Apply steady-state tire force and torque by using Magic Formula tire equations - MATLAB». Accedido: 23 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://es.mathworks.com/help/sm/ref/magicformulatireforceandtorque.html>
- [15] «Simulink STI interface», *Matlab R2023b HELP*.

- [16] «Simulink CPI interface», *Matlab R2023b HELP*.
- [17] «Spatial Contact Force - Model spatial contact between two geometries - MATLAB». Accedido: 23 de agosto de 2025. [En línea]. Disponible en: https://es.mathworks.com/help/sm/ref/spatialcontactforce.html?s_tid=srchtitle_site_search_1_spatial+contact+force
- [18] M. G. Alcázar-Vargas, «Study of the fundamental parameters affecting tire models for use in active safety systems in vehicles», Universidad de Málaga, 2022. Accedido: 20 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://riuma.uma.es/xmlui/handle/10630/26130>
- [19] V. Del Rosso, «All wheel drive electric motorcycle modelling and control», Università di Camerino, 2020. Accedido: 20 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: https://www.researchgate.net/publication/354312252_All_wheel_drive_electric_motorcycle_modelling_and_control
- [20] G. Isiklar, «Implementation of Pacejka's analytical motorcycle model», Universiteit Eindhoven, 2006. Accedido: 20 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://research.tue.nl/en/publications/implementation-of-pacejkas-analytical-motorcycle-model>
- [21] S. Gupta, «Evaluation of Commercial Vehicle and Tire Models Using Simscape Multibody - Research portal Eindhoven University of Technology», Eindhoven University, 2024. Accedido: 20 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://research.tue.nl/en/studentTheses/evaluation-of-commercial-vehicle-and-tire-models-using-simscape-m>
- [22] P. Shi, Q. Zhao, R. Zhang, y L. Ye, «The Simulation of Tire Dynamic Performance Based on "Magic Formula".», 2017, doi: 10.2991/AMCCE-17.2017.121.
- [23] S. L. Miller, «Vehicle Model with Delft-Tyre in Simscape Multibody». Accedido: 20 de julio de 2025. [En línea]. Disponible en: <https://es.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/45343-vehicle-model-with-delft-tyre-in-simscape-multibody>

ANEXO I Datos paramétricos del neumático

```

[MDI_HEADER]
FILE_TYPE                = 'tir'
! COMMENT :              Tire                MOTORCYCLE REAR TIRE
! COMMENT :              Manufacturer         BRIDGESTONE
! COMMENT :              Nom. section width (m) 0.115
! COMMENT :              Nom. aspect ratio (-) 75
! COMMENT :              Rim radius           (m) 0.2159
! COMMENT :              Measurement ID
! COMMENT :              Test speed           (m/s) 16.7
! COMMENT :              Road surface         Asphalt
! COMMENT :              Road condition       Dry
! COMMENT :              Road curvature       0
! USER :                Manuel Alcazar
! Generated by :         IMMa - Taller31 - University of Malaga

! Additional Comment :  Adapted from "Tire_245_60_R16" and the basic example
from HeaveRollCar
!
$-----units
[UNITS]
LENGTH                   = 'meter'
FORCE                     = 'newton'
ANGLE                     = 'radians'
MASS                      = 'kg'
TIME                      = 'second'
$-----model
[MODEL]
FITTYP                   = 62                $Magic Formula Version number
TYRESIDE                  = 'Left'
LONGVL                    = 16.7             $Nominal speed
VXLOW                     = 1                $Lower boundary of slip
calculation
ROAD_INCREMENT            = 0.01             $Increment in road sampling
ROAD_DIRECTION            = 1                $Direction of travelled distance
$-----dimensions
[DIMENSION]
UNLOADED_RADIUS           =                0.3000    $Free tyre radius
WIDTH                     =                0.115     $Nominal
section width of the tyre
RIM_RADIUS                =                0.2159    $Nominal rim
radius
RIM_WIDTH                  =                0.0889    $Rim width
ASPECT_RATIO              =                0.7500    $Nominal aspect
ratio
$-----operating conditions
[OPERATING_CONDITIONS]
INFLPRES                  =                230000.0000 $Tyre inflation
pressure
NOMPRES                    =                230000.0000 $Nominal tyre
inflation pressure
$-----inertia
[INERTIA]
MASS                       =                4.0000    $Tyre Mass
IXX                         =                0.2300    $Tyre diametral
moment of inertia
IYY                         =                0.4100    $Tyre polar moment
of inertia
BELT_MASS                  =                3.2000    $Belt mass

```

BELT_IXX	=	0.1820	\$Belt diametral
moment of inertia			
BELT_IYY	=	0.2600	\$Belt polar moment
of inertia			
GRAVITY	=	-9.8100	\$Gravity acting on
belt in Z direction			
\$-----vertical			
[VERTICAL]			
FNOMIN	=	1600.0000	\$Nominal wheel
load			
VERTICAL_STIFFNESS	=	165570.0000	\$Tyre vertical
stiffness			
VERTICAL_DAMPING	=	607.0000	\$Tyre vertical
damping			
MC_CONTOUR_A	=	0.5000	\$Motorcycle
contour ellips A			
MC_CONTOUR_B	=	0.5000	\$Motorcycle
contour ellips B			
BREFF	=	8.3900	\$Low load
stiffness effective rolling radius			
DREFF	=	0.2587	\$Peak value of
effective rolling radius			
FREFF	=	0.0736	\$High load
stiffness effective rolling radius			
Q_RE0	=	0.9974	\$Ratio of free
tyre radius with nominal tyre radius			
Q_V1	=	0.0008	\$Tyre radius
increase with speed			
Q_V2	=	0.0466	\$Vertical
stiffness increase with speed			
Q_FZ2	=	15.4160	\$Quadratic term in
load vs. deflection			
Q_FCX	=	0.1368	\$Longitudinal
force influence on vertical stiffness			
Q_FCY	=	0.1078	\$Lateral force
influence on vertical stiffness			
Q_CAM	=	0.0000	\$Stiffness
reduction due to camber			
PFZ1	=	0.7097	\$Pressure effect
on vertical stiffness			
Q_FCY2	=	-0.4751	\$Explicit load
dependency for including the lateral force influence on vertical stiffness			
Q_CAM1	=	85.1900	\$Linear load
dependent camber angle influence on vertical stiffness			
Q_CAM2	=	257.4000	\$Quadratic load
dependent camber angle influence on vertical stiffness			
Q_CAM3	=	0.5119	\$Linear load and
camber angle dependent reduction on vertical stiffness			
Q_FYS1	=	-20496.4000	\$Combined
camber angle and side slip angle effect on vertical stiffness (constant)			
Q_FYS2	=	-60000.0000	\$Combined
camber angle and side slip angle linear effect on vertical stiffness			
Q_FYS3	=	88211.7000	\$Combined camber
angle and side slip angle quadratic effect on vertical stiffness			
BOTTOM_OFFST	=	0.0100	\$Distance to rim
when bottoming starts to occur			
BOTTOM_STIFF	=	2000000.0000	\$Vertical
stiffness of bottomed tyre			
\$-----structural			

```

[STRUCTURAL]
LONGITUDINAL_STIFFNESS      =          298000.4000          $Tyre
overall longitudinal stiffness
LATERAL_STIFFNESS          =          142000.0000          $Tyre
overall lateral stiffness
YAW_STIFFNESS              =          3800.0000          $Tyre overall yaw
stiffness
FREQ_LONG                  =           84.2230          $Undamped
frequency fore/aft and vertical mode
FREQ_LAT                   =           38.1240          $Undamped
frequency lateral mode
FREQ_YAW                   =           42.2300          $Undamped
frequency yaw and camber mode
FREQ_WINDUP                =           72.3300          $Undamped
frequency wind-up mode
DAMP_LONG                  =           0.0678          $Dimensionless
damping fore/aft and vertical mode
DAMP_LAT                   =           0.0650          $Dimensionless
damping lateral mode
DAMP_YAW                   =           0.05600          $Dimensionless
damping yaw and camber mode
DAMP_WINDUP                =           0.0116          $Dimensionless
damping wind-up mode
DAMP_RESIDUAL              =           0.0020          $Residual damping
(proportional to stiffness)
DAMP_VLOW                  =           0.0010          $Additional low
speed damping (proportional to stiffness)
Q_BVX                      =           0.0000          $Load and speed
influence on in-plane translation stiffness
Q_BVT                      =           0.0000          $Load and speed
influence on in-plane rotation stiffness
PCFX1                      =           0.1723          $Tyre overall
longitudinal stiffness vertical deflection dependency linear term
PCFX2                      =           0.0000          $Tyre overall
longitudinal stiffness vertical deflection dependency quadratic term
PCFX3                      =           0.0000          $Tyre overall
longitudinal stiffness pressure dependency
PCFY1                      =           -0.166          $Tyre overall
lateral stiffness vertical deflection dependency linear term
PCFY2                      =           0.0000          $Tyre overall
lateral stiffness vertical deflection dependency quadratic term
PCFY3                      =           0.5492          $Tyre overall
lateral stiffness pressure dependency
PCMZ1                      =           0.0000          $Tyre overall yaw
stiffness pressure dependency
$-----contact_patch
[CONTACT_PATCH]
Q_RA1                      =           0.6825          $Square root term
in contact length equation
Q_RA2                      =           0.7212          $Linear term in
contact length equation
Q_RB1                      =           1.0616          $Root term in
contact width equation
Q_RB2                      =           -1.2310          $Linear term in
contact width equation
ELLIPS_SHIFT               =           0.8328          $Scaling of
distance between front and rear ellipsoid
ELLIPS_LENGTH              =           1.5724          $Semi major axis
of ellipsoid

```

ELLIPS_HEIGHT	=	1.0221	\$Semi minor axis
of ellipsoid			
ELLIPS_ORDER	=	1.6521	\$Order of
ellipsoid			
ELLIPS_MAX_STEP	=	0.0200	\$Maximum height of
road step			
ELLIPS_NWIDTH	=	10.0000	\$Number of
parallel ellipsoids			
ELLIPS_NLENGTH	=	10.0000	\$Number of
ellipsoids at sides of contact patch			
ENV_C1	=	0.0000	\$Effective height
attenuation			
ENV_C2	=	0.0000	\$Effective plane
angle attenuation			
\$-----inflation_pressure_range			
[INFLATION_PRESSURE_RANGE]			
PRESMIN	=	10000.0000	\$Minimum valid
tyre inflation pressure			
PRESMAX	=	1000000.0000	\$Minimum
valid tyre inflation pressure			
\$-----vertical_force_range			
[VERTICAL_FORCE_RANGE]			
FZMIN	=	100.0000	\$Minimum allowed
wheel load			
FZMAX	=	10000.0000	\$Maximum allowed
wheel load			
\$-----long_slip_range			
[LONG_SLIP_RANGE]			
KPUMIN	=	-1.5000	\$Minimum valid
wheel slip			
KPUMAX	=	1.5000	\$Maximum valid
wheel slip			
\$-----slip_angle_range			
[SLIP_ANGLE_RANGE]			
ALPMIN	=	-0.3500	\$Minimum valid
slip angle			
ALPMAX	=	0.3500	\$Maximum valid
slip angle			
\$-----inclination_slip_range			
[INCLINATION_ANGLE_RANGE]			
\$ CAMMIN	=	-0.1750	\$Minimum valid
camber angle			
\$ CAMMAX	=	0.1750	\$Maximum valid
camber angle			
CAMMIN	=	-1.0000	\$Minimum valid
camber angle			
CAMMAX	=	+1.0000	\$Maximum valid
camber angle			
\$-----scaling			
[SCALING_COEFFICIENTS]			
LFZO	=	1.0000	\$Scale factor of
nominal (rated) load			
LCX	=	1.0000	\$Scale factor of
Fx shape factor			
LMUX	=	1.0000	\$Scale factor of
Fx peak friction coefficient			
LEX	=	1.0000	\$Scale factor of
Fx curvature factor			

LKX	=	1.0000	\$Scale factor of
Fx slip stiffness			
LHX	=	1.0000	\$Scale factor of
Fx horizontal shift			
LVX	=	1.0000	\$Scale factor of
Fx vertical shift			
LCY	=	1.0000	\$Scale factor of
Fy shape factor			
LMUY	=	1.0000	\$Scale factor of
Fy peak friction coefficient			
LEY	=	1.0000	\$Scale factor of
Fy curvature factor			
LKY	=	1.0000	\$Scale factor of
Fy cornering stiffness			
LKYC	=	1.0000	\$Scale factor of
Fy camber stiffness			
LKZC	=	1.0000	\$Scale factor of
Mz camber stiffness			
LHY	=	1.0000	\$Scale factor of
Fy horizontal shift			
LVY	=	1.0000	\$Scale factor of
Fy vertical shift			
LTR	=	1.0000	\$Scale factor of
Peak of pneumatic trail			
LRES	=	1.0000	\$Scale factor for
offset of Mz residual torque			
LXAL	=	1.0000	\$Scale factor of
alpha influence on Fx			
LYKA	=	1.0000	\$Scale factor of
kappa influence on Fy			
LVYKA	=	1.0000	\$Scale factor of
kappa induced Fy			
LS	=	1.0000	\$Scale factor of
Moment arm of Fx			
LMX	=	1.0000	\$Scale factor of
Mx overturning moment			
LVMX	=	1.0000	\$Scale factor of
Mx vertical shift			
LMY	=	1.0000	\$Scale factor of
rolling resistance torque			
LMP	=	1.0000	\$Scale factor of
Mz parking torque			
\$-----longitudinal			
[LONGITUDINAL_COEFFICIENTS]			
PCX1	=	1.5516159	\$Shape
factor Cfx for longitudinal force			
PDX1	=	1.0207701	
\$Longitudinal friction Mux at Fznom			
PDX2	=	-0.0440075	\$Variation
of friction Mux with load			
PDX3	=	-0.3368088	\$Variation
of friction Mux with camber			
PEX1	=	0.7586116	
\$Longitudinal curvature Efx at Fznom			
PEX2	=	-0.0369508	\$Variation
of curvature Efx with load			
PEX3	=	0.0307050	\$Variation
of curvature Efx with load squared			

PEX4	=	0.0894821	\$Factor in
curvature Efx while driving			
PKX1	=	26.8720236	
\$Longitudinal slip stiffness Kfx/Fz at Fznom			
PKX2	=	-9.9553353	\$Variation
of slip stiffness Kfx/Fz with load			
PKX3	=	0.5291068	\$Exponent
in slip stiffness Kfx/Fz with load			
PHX1	=	0.0000	\$Horizontal shift
Shx at Fznom			
PHX2	=	0.0000	\$Variation of
shift Shx with load			
PVX1	=	0.0000	\$Vertical shift
Svx/Fz at Fznom			
PVX2	=	0.0000	\$Variation of
shift Svz/Fz with load			
PPX1	=	-1.9068	\$linear influence
of inflation pressure on longitudinal slip stiffness			
PPX2	=	3.0000	\$quadratic
influence of inflation pressure on longitudinal slip stiffness			
PPX3	=	-0.3383	\$linear influence
of inflation pressure on peak longitudinal friction			
PPX4	=	-0.4141	\$quadratic
influence of inflation pressure on peak longitudinal friction			
RBX1	=	18.4350	\$Slope factor for
combined slip Fx reduction			
RBX2	=	16.5000	\$Variation of
slope Fx reduction with kappa			
RBX3	=	0.0000	\$Influence of
camber on stiffness for Fx combined			
RCX1	=	1.0090	\$Shape factor for
combined slip Fx reduction			
REX1	=	-0.8544	\$Curvature factor
of combined Fx			
REX2	=	0.8675	\$Curvature factor
of combined Fx with load			
RHX1	=	0.0084	\$Shift factor for
combined slip Fx reduction			
\$-----			overturning
[OVERTURNING_COEFFICIENTS]			
QSX1	=	-0.0078	\$Vertical shift of
overturning moment			
QSX2	=	0.9557	\$Camber induced
overturning couple			
QSX3	=	0.0159	\$Fy induced
overturning couple			
QSX4	=	0.1244	\$Mixed load
lateral force and camber on Mx			
QSX5	=	1.0160	\$Load effect on Mx
with lateral force and camber			
QSX6	=	20.0000	\$B-factor of load
with Mx			
QSX7	=	0.3059	\$Camber with load
on Mx			
QSX8	=	-0.0433	\$Lateral force
with load on Mx			
QSX9	=	0.6269	\$B-factor of
lateral force with load on Mx			

Q SX10	=	0.1422	\$Vertical force
with camber on Mx			
Q SX11	=	0.3477	\$B-factor of
vertical force with camber on Mx			
Q SX12	=	0.0000	\$Camber squared
induced overturning moment			
Q SX13	=	0.0000	\$Lateral force
induced overturning moment			
Q SX14	=	0.0000	\$Lateral force
induced overturning moment with camber			
PPMX1	=	0.0000	\$Influence of
inflation pressure on overturning moment			
\$-----lateral			
[LATERAL_COEFFICIENTS]			
PCY1	=	1.5015	\$Shape factor Cfy
for lateral forces			
PDY1	=	0.8401	\$Lateral friction
Muy			
PDY2	=	-0.0563	\$Variation of
friction Muy with load			
PDY3	=	0.0000	\$Variation of
friction Muy with squared camber			
PEY1	=	-0.5276	\$Lateral curvature
Efy at Fznom			
PEY2	=	1.5450	\$Variation of
curvature Efy with load			
PEY3	=	0.0983	\$Zero order camber
dependency of curvature Efy			
PEY4	=	-6.5460	\$Variation of
curvature Efy with camber			
PEY5	=	0.0000	\$Variation of
curvature Efy with camber squared			
PKY1	=	-26.8535	\$Maximum value of
stiffness Kfy/Fznom			
PKY2	=	1.6760	\$Load at which Kfy
reaches maximum value			
PKY3	=	0.3699	\$Variation of
Kfy/Fznom with camber			
PKY4	=	1.4902	\$Curvature of
stiffness Kfy			
PKY5	=	0.0000	\$Peak stiffness
variation with camber squared			
PKY6	=	-0.9004	\$Fy camber
stiffness factor			
PKY7	=	-0.2328	\$Vertical load
dependency of camber stiffness			
PHY1	=	-0.0055	\$Horizontal shift
Shy at Fznom			
PHY2	=	-0.0000	\$Variation of
shift Shy with load			
PVY1	=	-0.0282	\$Vertical shift in
Svy/Fz at Fznom			
PVY2	=	0.0145	\$Variation of
shift SvY/Fz with load			
PVY3	=	-0.1621	\$Variation of
shift SvY/Fz with camber			
PVY4	=	-0.4908	\$Variation of
shift SvY/Fz with camber and load			

PPY1	=	-0.6249	\$influence of
inflation pressure on cornering stiffness			
PPY2	=	-0.0654	\$influence of
inflation pressure on dependency of nominal tyre load on cornering stiffness			
PPY3	=	-0.1668	\$linear influence
of inflation pressure on lateral peak friction			
PPY4	=	0.2834	\$quadratic
influence of inflation pressure on lateral peak friction			
PPY5	=	0.0000	\$Influence of
inflation pressure on camber stiffness			
RBY1	=	12.3210	\$Slope factor for
combined Fy reduction			
RBY2	=	4.3050	\$Variation of
slope Fy reduction with alpha			
RBY3	=	0.0000	\$Shift term for
alpha in slope Fy reduction			
RBY4	=	0.0000	\$Influence of
camber on stiffness of Fy combined			
RCY1	=	1.0321	\$Shape factor for
combined Fy reduction			
REY1	=	-0.1211	\$Curvature factor
of combined Fy			
REY2	=	0.1310	\$Curvature factor
of combined Fy with load			
RHY1	=	0.0116	\$Shift factor for
combined Fy reduction			
RHY2	=	0.0000	\$Shift factor for
combined Fy reduction with load			
RVY1	=	-0.0065	\$Kappa induced
side force Svyk/Muy*Fz at Fznom			
RVY2	=	-0.0011	\$Variation of
Svyk/Muy*Fz with load			
RVY3	=	0.1017	\$Variation of
Svyk/Muy*Fz with camber			
RVY4	=	81.1678	\$Variation of
Svyk/Muy*Fz with alpha			
RVY5	=	2.2000	\$Variation of
Svyk/Muy*Fz with kappa			
RVY6	=	15.0240	\$Variation of
Svyk/Muy*Fz with atan(kappa)			
\$-----rolling resistance			
[ROLLING_COEFFICIENTS]			
QSY1	=	0.0082	\$Rolling
resistance torque coefficient			
QSY2	=	0.0000	\$Rolling
resistance torque depending on Fx			
QSY3	=	0.0014	\$Rolling
resistance torque depending on speed			
QSY4	=	0.0001	\$Rolling
resistance torque depending on speed ^4			
QSY5	=	0.0000	\$Rolling
resistance torque depending on camber squared			
QSY6	=	0.0000	\$Rolling
resistance torque depending on load and camber squared			
QSY7	=	1.0801	\$Rolling
resistance torque coefficient load dependency			
QSY8	=	-0.5020	\$Rolling
resistance torque coefficient pressure dependency			
\$-----aligning			

[ALIGNING_COEFFICIENTS]			
QBZ1	=	9.1670	\$Trail slope
factor for trail Bpt at Fznom			
QBZ2	=	-0.5340	\$Variation of
slope Bpt with load			
QBZ3	=	-2.5047	\$Variation of
slope Bpt with load squared			
QBZ4	=	0.0759	\$Variation of
slope Bpt with camber			
QBZ5	=	-0.0605	\$Variation of
slope Bpt with absolute camber			
QBZ9	=	36.2424	\$Factor for
scaling factors of slope factor Br of Mzr			
QBZ10	=	-3.3828	\$Factor for
dimensionless cornering stiffness of Br of Mzr			
QCZ1	=	1.0830	\$Shape factor Cpt
for pneumatic trail			
QDZ1	=	0.1451	\$Peak trail Dpt =
Dpt*(Fz/Fznom*R0)			
QDZ2	=	0.0260	\$Variation of peak
Dpt with load			
QDZ3	=	0.2787	\$Variation of peak
Dpt with camber			
QDZ4	=	0.0000	\$Variation of peak
Dpt with camber squared			
QDZ6	=	-0.0047	\$Peak residual
torque Dmr = Dmr/(Fz*R0)			
QDZ7	=	0.0017	\$Variation of peak
factor Dmr with load			
QDZ8	=	-0.1104	\$Variation of peak
factor Dmr with camber			
QDZ9	=	0.0081	\$Variation of peak
factor Dmr with camber and load			
QDZ10	=	0.0000	\$Variation of peak
factor Dmr with camber squared			
QDZ11	=	0.0000	\$Variation of Dmr
with camber squared and load			
QEZ1	=	-4.2987	\$Trail curvature
Ept at Fznom			
QEZ2	=	3.2383	\$Variation of
curvature Ept with load			
QEZ3	=	0.4625	\$Variation of
curvature Ept with load squared			
QEZ4	=	-0.1911	\$Variation of
curvature Ept with sign of Alpha-t			
QEZ5	=	-0.5441	\$Variation of Ept
with camber and sign Alpha-t			
QHZ1	=	-0.0043	\$Trail horizontal
shift Sht at Fznom			
QHZ2	=	-0.0272	\$Variation of
shift Sht with load			
QHZ3	=	0.2379	\$Variation of
shift Sht with camber			
QHZ4	=	-0.2069	\$Variation of
shift Sht with camber and load			
PPZ1	=	-0.4402	\$effect of
inflation pressure on length of pneumatic trail			
PPZ2	=	0.0000	\$Influence of
inflation pressure on residual aligning torque			

SSZ1	=	0.0092	\$Nominal value of
s/R0: effect of Fx on Mz			
SSZ2	=	0.0385	\$Variation of
distance s/R0 with Fy/Fznom			
SSZ3	=	0.0000	\$Variation of
distance s/R0 with camber			
SSZ4	=	0.0000	\$Variation of
distance s/R0 with load and camber			
\$-----turnslip			
[TURNSLIP_COEFFICIENTS]			
PDXP1	=	0.4000	\$Peak Fx reduction
due to spin parameter			
PDXP2	=	0.0000	\$Peak Fx reduction
due to spin with varying load parameter			
PDXP3	=	0.0000	\$Peak Fx reduction
due to spin with kappa parameter			
PKYP1	=	2.1345	\$Cornering
stiffness reduction due to spin			
PDYP1	=	0.4000	\$Peak Fy reduction
due to spin parameter			
PDYP2	=	0.0000	\$Peak Fy reduction
due to spin with varying load parameter			
PDYP3	=	0.0000	\$Peak Fy reduction
due to spin with alpha parameter			
PDYP4	=	0.0000	\$Peak Fy reduction
due to square root of spin parameter			
PHYP1	=	1.0000	\$Fy-alpha curve
lateral shift limitation			
PHYP2	=	0.1500	\$Fy-alpha curve
maximum lateral shift parameter			
PHYP3	=	0.0000	\$Fy-alpha curve
maximum lateral shift varying with load parameter			
PHYP4	=	-4.0000	\$Fy-alpha curve
maximum lateral shift parameter			
PECP1	=	0.5049	\$Camber w.r.t.
spin reduction factor parameter in camber stiffness			
PECP2	=	0.0002	\$Camber w.r.t.
spin reduction factor varying with load parameter in camber stiffness			
QDTP1	=	10.0000	\$Pneumatic trail
reduction factor due to turn slip parameter			
QCRP1	=	0.2076	\$Turning moment at
constant turning and zero forward speed parameter			
QCRP2	=	0.1000	\$Turn slip moment
(at alpha=90deg) parameter for increase with spin			
QBRP1	=	0.1000	\$Residual (spin)
torque reduction factor parameter due to side slip			
QDRP1	=	1.0000	\$Turn slip moment
peak magnitude parameter			