

ENTORNO DE SIMULACIÓN Y OPTIMIZACIÓN PARA VEHÍCULOS TIPO FORMULA STUDENT

Iosu Erauskin, Alejandro López, Alberto Parra, Asier Zubizarreta
Formula Student Bizkaia. Universidad del País Vasco (UPV/EHU)

Resumen

La automoción es un sector de gran envergadura en el que en los últimos años se han realizado numerosas investigaciones en el área de la simulación dinámica y los conjuntos que engloban el vehículo. Su gran interés recae en la reducción del tiempo y del coste a la hora de validar nuevos sistemas, y en consecuencia existen diversos softwares (SW) en la actualidad que permiten abordar estas tareas. El modelo de vehículo predominante en los productos comerciales es el Multibody, método que consiste en la división del vehículo en conjuntos más pequeños y simples, para su posterior modelización mediante simples leyes físicas. A través de este trabajo se diseña y valida un simulador dinámico orientado a monoplazas tipo Formula Student, para su posterior utilización en el equipo Formula Student Bizkaia.

Palabras Clave: Vehículo, Simulador dinámico, Multibody, Formula Student.

1 INTRODUCCIÓN

En el mercado actual, el sector automovilístico ha tenido que desarrollar medidas para seguir siendo competitivo y productivo y una de ellas ha sido el empleo extendido de software en el área de modelado y simulación de los vehículos [1],[2],[3]. El aumento del uso de esta tecnología viene influenciado por los avances e innovaciones que se han dado en las capacidades computacionales de los ordenadores. Es por esto que la realización de las simulaciones ya no supone un costo y tiempo añadidos, sino que abaratan la incorporación de nuevos sistemas y agilizan el proceso.

El método de modelado generalizado hoy en día es el Multibody (MB) [4]. Los movimientos de los cuerpos son definidos por el comportamiento cinemático de los mismos, que trasladado a un vehículo, se tiene que el estudio se realiza por conjuntos, simplificando así el problema principal en sub-problemas sencillamente resolubles, mientras que el comportamiento dinámico se obtiene del equilibrio de fuerzas y momentos. El beneficio de

este modelado reside en que permiten mediante una forma algorítmica simular y optimizar el movimiento de infinidad de conjuntos interconectados.

En la actualidad existen diversas soluciones comerciales de simulación Multibody adaptadas a la simulación de dinámica vehicular. Entre las más reconocidas tenemos: ADAMS [3], VehicleSim [1] o veDYNA [2]. Estas herramientas ofrecen una gran variedad de opciones y presentan simulaciones realistas, permitiendo un análisis exhaustivo de la dinámica. Sin embargo, el coste computacional de las simulaciones suele ser elevado.

Cuando se desea un compromiso entre el realismo de la simulación y la eficiencia de la simulación, el uso de modelos ad-hoc es la alternativa más utilizada. En la literatura existen multitud de aproximaciones para el modelado de la dinámica vehicular.

Uno de los modelos más simples es el modelo bicicleta [5], que contempla tres grados de libertad. Su simplicidad hace que sea muy usado en diversas aplicaciones de control. Sin embargo, su precisión está limitada a variaciones de velocidad constantes y giros pequeños, por ello, en simulaciones que requieran mayor realismo se usan modelos de doble vía [5], donde se tienen en cuenta los seis grados de libertad del chasis. Estos últimos aproximan mejor la realidad, pero su cálculo es mucho más complejo.

En este trabajo, se propone una metodología de modelado por bloques que permite simular la dinámica de un monoplaza de competición tipo Formula. El modelo desarrollado consta de los modelos chasis, neumático, suspensión, dirección, freno y sistema de tracción. En adición a modelos tradicionales, se incorpora un modelo de conductor que permiten evaluar de forma objetiva el efecto de cada parámetro en el comportamiento dinámico del vehículo. Este modelo se integra en un software de simulación destinado a la evaluación del rendimiento del monoplaza en diferentes pruebas de la competición Formula Student. De este modo, mediante una interfaz gráfica intuitiva y sencilla, es posible evaluar el efecto de diferentes parámetros del monoplaza.

Con el fin de detallar este trabajo, en la sección 2 se describe el modelo dinámico, compuesto por los apartados chasis (Sección 2.1), neumático (Sección 2.2), suspensión (Sección 2.3), dirección (Sección 2.4), freno (Sección 2.5), sistema de tracción (Sección 2.6) y conductor (Sección 2.7). En la Sección 3 se detalla el entorno de simulación que servirá para en la Sección 4 validar el modelo mediante una vuelta rápida al circuito. Para terminar, se resumen las ideas más significativas e importantes del artículo en las conclusiones.

2 MODELADO

Uno de los aspectos clave a la hora de abordar la modelización del vehículo es la elección del sistema de coordenadas o de referencia asociados. Debido a que el vehículo se considera como sólido rígido, solo consta de seis grados de libertad, definiendo los movimientos hacia delante del coche como un avance positivo en el eje x , el movimiento lateral en el eje y , siendo positivo al desplazarse hacia la izquierda, referida desde el punto de vista del piloto, y el movimiento vertical en el eje z . Las rotaciones vienen descritas de la siguiente manera: la rotación de *roll* en el eje x (θ_x), la de *pitch* en y (θ_y) y la de *yaw* en z (θ_z). La norma ISO 8855 [6] detalla los movimientos relativos del vehículo (Figura 1)[6].

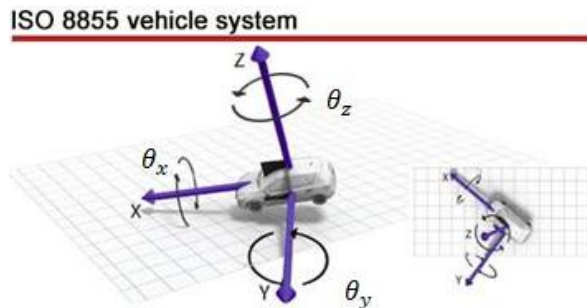


Figura 1: Sistema asociado al COG, ISO 8855 [6]

Se ha hecho uso de tres sistemas de referencia distintos: sistema de coordenadas inercial ($O(x, y, z)$), para referenciar el movimiento y definir la trazada, sistema de referencia fijo en el centro de gravedad del vehículo, donde se aplican la mayoría de las ecuaciones, y los sistemas de referencia asociados a los neumáticos [7], con origen en los puntos de contacto del carretera con los mismos (Figura 2).

El modelo de vehículo que se ha desarrollado se muestra en la Figura 4. En ella se aprecia como el conductor virtual transmite las señales dependiendo

de la velocidad y posición del vehículo a los subsistemas de dirección, freno y sistemas de tracción.

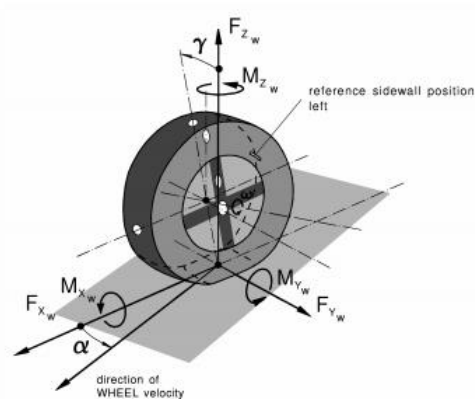


Figura 2: Sistema asociado al Neumático [7]

El sistema de tracción con la consigna del acelerador ($\%Thr$) y sabiendo la velocidad en cada instante proporciona el par generado (τ) por el motor en las ruedas motrices, mientras que el freno ($\%Br$) realiza la misma labor pero el par generado por los frenos está distribuido en las cuatro ruedas (τ_b). La dirección calcula el ángulo conseguido en las ruedas (δ) mediante el giro del volante (δ_{stw}), mientras que la suspensión calcula las constantes de los muelles (K) junto con la fuerza vertical que soporta cada neumático (F_z). El neumático a su vez obtiene las fuerzas longitudinales (F_x) y laterales (F_y), momentos autoalineantes (M_z) y las velocidades angulares de las ruedas (ω_{wheel}). Para terminar, el chasis hace uso de los sumatorios de fuerzas y momentos para calcular las posiciones (x, θ), velocidades (v, ω) y aceleraciones (a, α) en los tres ejes, tanto lineales como angulares.

2.1 CHASIS

El chasis se modela considerando un modelo de doble vía con 6 grados de libertad (Figura 3).

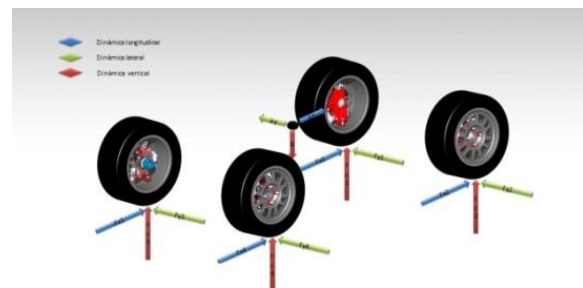


Figura 3: Esquema de fuerzas y aceleraciones

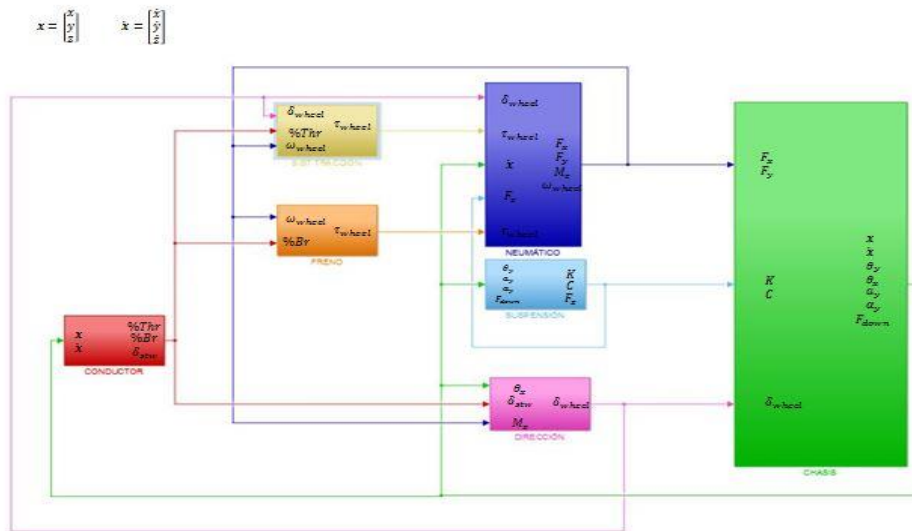


Figura 4: Esquema del modelo con sus subsistemas

Si se aplican las ecuaciones de los equilibrios de las fuerzas y momentos:

$$\sum_{wheeli=1}^4 F_x + F_{drag} + F_{rollingres} + F_{slope} + F_{ex} = ma_x \quad (1)$$

$$\sum_{wheeli=1}^4 F_y + F_{ey} = ma_y \quad (2)$$

$$\sum_{wheeli=1}^4 T_z = I_z \alpha_z \quad (3)$$

donde m es la masa del vehículo, F_x es la fuerza longitudinal generada por el contacto entre el neumático y el suelo, F_y fuerza lateral, F_{drag} la fuerza resistiva por el aire [8], $F_{rollingres}$ la fuerza de resistencia a la rodadura, F_{slope} la generada al estar en una carretera inclinada, F_e el conjunto de fuerzas externas, T_z el momento generado por las fuerzas aplicadas en el centro de gravedad (COG) del vehículo e I_z la inercia del monoplaza en el eje Z. Las fuerzas F_x y F_y dependen del ángulo de cada rueda, mientras que el resto de componentes se definen,

$$F_{drag} = \frac{1}{2} \rho_{air} C_{drag} A_f v_x^2 (-sign(v_x)) \quad (4)$$

$$F_{rollingres} = \begin{cases} f_r mg v_x (-sign(v_x)), & \text{si } v_x \neq 0 \\ 0, & \text{si } v_x = 0 \end{cases} \quad (5)$$

$$F_{slope} = -mg \sin(\delta_{slope}) \quad (6)$$

donde ρ_{air} es la densidad del aire, C_{drag} el coeficiente de drag, A_f el área frontal del coche, v_x la velocidad longitudinal del vehículo y δ_{slope} la pendiente de la carretera.

Las aceleraciones en el SR fijo en el centro del vehículo:

$$a_x = \frac{d(v_x)}{dt} - v_y \omega_z \quad (7)$$

$$a_y = \frac{d(v_y)}{dt} + v_x \omega_z \quad (8)$$

$$\alpha_z = \frac{d(\omega_z)}{dt} \quad (9)$$

Por otro lado, las rotaciones quedan definidas por los parámetros de la suspensión, siendo L_{roll} la distancia entre el COG y el eje de roll, L_{pitch} su homólogo con el eje de pitch, K_{roll} las constantes de los muelles que modelan el movimiento de roll, K_{pitch} su equivalente en el movimiento del pitch, B_{roll} y B_{pitch} las constantes de los amortiguadores e I_x, I_y e I_z las inercias del vehículo (Figura 5):

$$(I_x + mL_{roll}^2) \alpha_x + mL_{roll} a_y + (K_{rollf} + K_{rollr} - mgL_{roll}) \theta_x + (B_{rollf} + B_{rollr}) \omega_x = 0 \quad (10)$$

$$(I_y + m \cdot L_{pitch}^2) \alpha_y - mL_{pitch} a_x + (K_{pitch} + mgL_{pitch}) \theta_y + B_{pitch} \omega_y = 0 \quad (11)$$

$$z = COG_z + L_{pitch}(\cos(\theta_y) - 1) + L_{roll}(\cos(\theta_x) - 1) \quad (12)$$

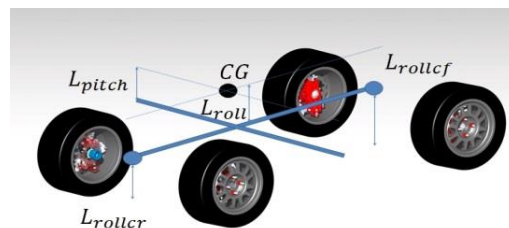


Figura 5: Distancias del eje de pitch y roll al COG

De donde se obtiene

$$\omega = \frac{d(\theta)}{dt} \quad (13)$$

$$\alpha = \frac{d(\omega)}{dt} \quad (14)$$

$$v_z = \frac{dz}{dt} \quad (15)$$

$$a_z = \frac{d(v_z)}{dt} \quad (16)$$

2.2 NEUMÁTICO

Los neumáticos juegan uno de los roles más importantes en la dinámica del vehículo, ya que es el único componente que realmente está en contacto con el suelo. Se ha utilizado el modelo ideado por Hans Bastiaan Pacejka [7], ya que aporta la complejidad requerida para el trabajo desarrollado. La forma general de la Magic Formula,

$$R(k) = d \sin\{c \arctan[b(1-e)k + e \arctan(bk)]\} \quad (17)$$

que genera una gráfica en la que siendo conocida la fuerza vertical en el neumático (F_z), el slip ratio (S_x) y el ángulo de slip (S_δ), se obtiene la fuerza longitudinal (F_x), la lateral (F_y) y el momento autoalineante (M_z). El slip ratio longitudinal se define como la diferencia de velocidad entre el coche y la rueda, mientras que el ángulo de slip es el ángulo entre la velocidad longitudinal y lateral,

$$S_x = (v_s - v_x) / \max(v_s, 1) \quad (18)$$

$$S_\delta = \begin{cases} -\arctan\left(\frac{v_y}{|v_x|}\right), & \text{si } v_x \neq 0 \\ 0, & \text{si } v_x = 0 \end{cases} \quad (19)$$

donde la velocidad longitudinal de la rueda (v_{xi}) es,

$$v_{xi} = v_x \pm \omega_z \frac{TW_f}{2} \quad (20)$$

siendo el signo negativo para las ruedas de la izquierda y para las derechas, positivo.

Con las variables de salida de la Magic Formula se procede al planteamiento de equilibrio de momentos en rueda:

$$\tau - \tau_b - F_x r_{nom} = I_{tire} \alpha_{wheel} \quad (21)$$

donde τ es el par generado por el motor, τ_b el generado por los frenos, r_{nom} el radio nominal del neumático, I_{tire} su inercia y α_{wheel} la aceleración angular obtenida.

2.3 SUSPENSIÓN

La suspensión se encarga de mantener las cuatro ruedas en contacto con el suelo, siempre que sea

posible, y de mantener su posición de la manera correcta, impidiendo comportamientos indeseados. La fuerza longitudinal disponible del vehículo (F_x) viene influenciada por las fuerzas soportadas en los neumáticos (F_z), que a su vez están estrechamente relacionadas con el pitch (θ_y) y el roll (θ_x) del coche.

El eje de roll se relaciona con la dinámica lateral, y el de pitch con la longitudinal, creando así dos modelos lineales de transferencia de masas desacoplados entre sí. Como las configuraciones de la suspensión delantera y trasera son diferentes, la transferencia de masas relacionada con la dinámica lateral es diferente. En cambio, la longitudinal es la misma:

$$F_{z\text{lateral}} = \frac{\frac{K_{rolli} m L_{roll}}{TW_i}}{K_{rollf} + K_{rollr} - m g L_{roll}} a_y \quad (22)$$

$$F_{z\text{longitudinal}} = 0.5 \left(\frac{K_{springi}}{2} L_i \tan(\theta_y) + B_{shocki} L_i \omega_y \right) \quad (23)$$

donde la i puede indicar el conjunto delantero o trasero, θ_y es el ángulo de pitch, ω_y la velocidad angular en ese mismo eje, a_y la aceleración lineal y las distancias las representadas en la Figura 5.

El reparto de pesos inicial se define como sigue:

$$F_{z\text{inidelanteras}} = \frac{m \cdot g \cdot L_2 \cos(\delta_{slope}) - COG_z \sin(\delta_{slope}) + r_{nom} \sin(\delta_{slope})}{\frac{(L_1 + L_2) \cos(\delta_{slope})}{1 - COG_z \tan(\delta_{bank})} \cdot TW_f} \quad (24)$$

$$F_{z\text{initraseras}} = \left(1 - \frac{L_2 \cos(\delta_{slope}) - COG_z \sin(\delta_{slope}) + r_{nom} \sin(\delta_{slope})}{(L_1 + L_2) \cos(\delta_{slope})} \right) \cdot \frac{m \cdot g \cdot 1 - COG_z \tan(\delta_{bank})}{2 \cdot TW_r} \quad (25)$$

donde COG_x y COG_z son las distancias del centro de gravedad en sus respectivos ejes y δ_{slope} y δ_{bank} son los ángulos de inclinación lateral y longitudinal de la carretera. A estos términos, se les suma la influencia del kit aerodinámico (F_{down}) y se tiene la expresión final:

$$F_z = F_{zini} + F_{z\text{lateral}} + F_{z\text{longitudinal}} + \frac{1}{2} \frac{F_{down} L_i}{(L_1 + L_2)} \quad (26)$$

2.4 DIRECCIÓN

El modelo teórico de la dirección se ha basado en un sistema de transmisión del movimiento a través de una cremallera, que se encarga de transformar el movimiento angular en lineal. El giro del volante se transmite a través de la columna de dirección, y esta a su vez a la cremallera, para acabar mediante los *tie rods* en las manguetas, parte fija del conjunto de la rueda. Con este procedimiento se obtienen las siguientes expresiones:

$$\delta_{1,2} = -\delta_{toef} + \frac{\delta_d}{SR} - \text{Comp } F_{yf} F_{y1} + \text{Comp } M_{zf} M_{z1} + \text{Roll}_{stf} \theta_x \quad (13)$$

$$\delta_{3,4} = -\delta_{toer} - \text{Comp } F_{yr} F_{y3} + \text{Comp } M_{zr} M_{z3} + \text{Roll}_{str} \theta_x \quad (14)$$

donde los ángulos están influenciados por los ángulos de toe (δ_{toe}), el giro del volante en las ruedas delanteras (δ_d), la obediencia del conjunto ante fuerzas laterales ($\text{Comp } F_y$) y momentos ($\text{Comp } M_z$) y la rigidez ante la dinámica del roll (Roll_{stf}). Como se observa, las ruedas directrices son únicamente las ruedas delanteras.

2.5 FRENO

El sistema de frenada se encarga de la reducción de velocidad y parada del monoplaza. En general existen dos tipos, los que utilizan discos de freno y los que hacen uso de los frenos de tambor en el eje trasero. En el caso estudiado, los cuatro frenos se considerarán de disco, ya que supone mejores distancias de frenado, reducción de peso, mejor refrigeración, por lo que retrasa la aparición fenómeno de *fading* (pérdida de eficacia por imposibilidad de evacuar el calor).

La activación del freno es puesta en marcha mediante el pedal de freno, que actúa como regulador. La fuerza ejercida en el pedal, se transforma en presión hidráulica, gracias al movimiento del cilindro maestro. La presión generada es transmitida por las líneas de frenos hasta los *callipers* de freno, quienes presionan las pastillas contra el disco, transformando la energía cinética del coche en calor. Por lo que el par de frenada se define con la siguiente ecuación [9]:

$$\tau_b = (0.58d_{Discout})(d_{Discout}^2 - (0.58d_{Discout})^2)p_{dp}\pi C_f pad \quad (15)$$

donde p_{dp} es la presión entre el disco y la pastilla, C_{fpad} el coeficiente de fricción entre ellos y $d_{Discout}$ el diámetro exterior de los discos de freno.

2.6 SISTEMA DE TRACCIÓN

El sistema de tracción se encarga de transformar la energía acumulada en las baterías del coche en potencia útil. Dicho sistema cuenta con los siguientes apartados: baterías, motores, transmisión y diferencial.

Los motores utilizados en el monoplaza del equipo Formula Student Bizkaia son eléctricos, por lo que no se tienen en cuenta diferentes relaciones de transmisión, puesto que el vehículo solo poseerá una.

El modelado considera un sistema basado en dos motores, con lo que el diferencial utilizado será electrónico. Con el fin de implementar este último se ha realizado un distribuidor de par ideal, que calcula el porcentaje en relación al Centro Instantáneo de Rotación (CIR) del coche.

$$coef_3 = \begin{cases} \frac{\frac{L_1+L_2}{\tan(\delta_1)} - TW_r}{\frac{L_1+L_2}{\tan(\delta_1)}}, & \text{si } \delta_{sw} > 0 \\ 1, & \text{si } \delta_{sw} \leq 0 \end{cases} \quad (16)$$

$$coef_4 = \begin{cases} \frac{\frac{L_1+L_2}{\tan(\delta_1)}}{\frac{L_1+L_2}{\tan(\delta_1)} - TW_r}, & \text{si } \delta_{sw} < 0 \\ 1, & \text{si } \delta_{sw} \geq 0 \end{cases} \quad (17)$$

donde el $coef_3$ es el porcentaje de la velocidad angular a la que debe ir la rueda trasera izquierda, y $coef_4$ el de la derecha.

El resto de componentes del sistema de tracción, es decir, motores, inversores y baterías, se han considerado ideales.

2.7 CONDUCTOR VIRTUAL

El modelo de conductor, o conductor virtual, permite una comparación de resultados objetiva que permite cuantificar la influencia de cada parámetro ante un mismo estilo de conducción.

Con el fin de modelar el comportamiento ideal de un piloto, el primer paso es definir el circuito a seguir. Éste, es implementado mediante una tabla (Z) que estará compuesta por los tramos que definen el circuito, caracterizados por su radio de curvatura y su longitud.

A partir de esta tabla es posible calcular la trazada ideal del circuito mediante una secuencia de puntos en dos dimensiones. Es decir, se habrán generado los puntos GPS del recorrido objetivo, con el cual trabajara el controlador del volante.

Una vez definida la trazada, se ha de calcular el perfil de velocidad a seguir. Conociendo la velocidad de referencia a la hora de circular se podrán calcular las señales del acelerador y el freno para ajustarse a dichas señales. Para realizar este cálculo, se realiza un pre-procesado basado en un modelo simplificado del vehículo que considera los parámetros de adherencia del coche para determinar las fases de aceleración y frenada.

Para ello, se realiza la hipótesis de que el vehículo tiene la máxima fuerza longitudinal posible, es decir, el *slip* es el deseado en cada instante, el monoplaza no deslizará más allá del óptimo teórico. Como debe de ser válido tanto rectas como para curvas, se deberá restringir la aceleración longitudinal en función de la

lateral, tal y como se observa en la elipse de aceleración [8] en la Figura 6. Cuanto mayor sea la aceleración lateral menor aceleración longitudinal tendremos, por lo que es una variable a tener en cuenta a la hora de generar el perfil de velocidades del circuito.

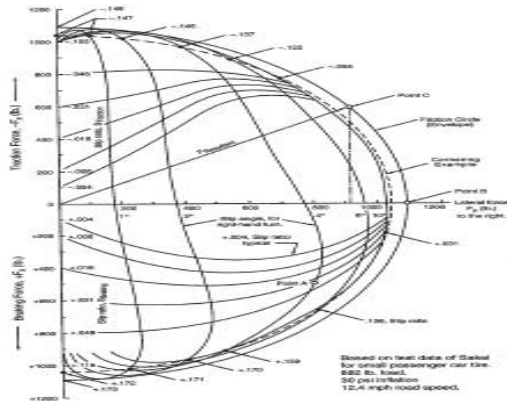


Figura 6: Elipse de aceleración

Para realizar este pre-procesado, se necesitan las fuerzas que interactúan con la carretera, sin embargo, con el fin de simplificar el cálculo y realizar una primera aproximación, se considerarán aquellas más significativas, como son las de suspensión y aerodinámica (Ecuaciones 4-6 y 26). Usando este modelo simplificado, es posible obtener los tramos de aceleración y deceleración por cada tramo del circuito, con el fin de determinar el perfil de velocidad y aceleración a seguir por el conductor virtual.

En el pre-procesado el usuario podrá simular solamente el apartado encargado de calcular el perfil de velocidades del circuito. Esto permitirá calcular la diferencia de los tiempos teóricos con diferentes aceleraciones laterales permitidas, como se observa en las Figuras 7 y 8, en la que se representan las diferencias entre realizar el circuito con aceleración lateral máxima de 1,3 Gs vs 1,7 Gs:

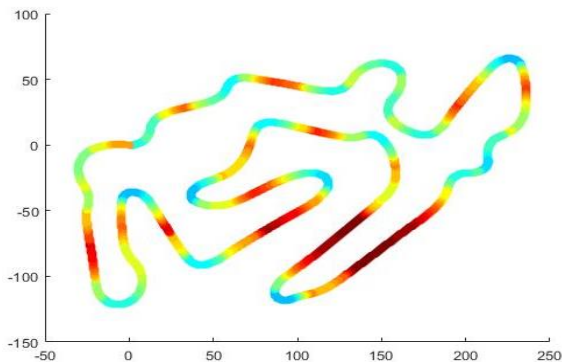


Figura 7: Hockenheim 1,3 Gs

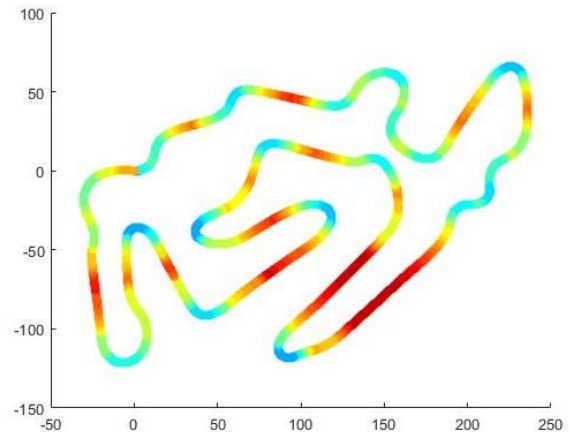


Figura 8: Hockenheim 1,7 Gs

Una vez definidas las referencias, éstas son ejecutadas por el conductor virtual, que se compone de dos controladores: uno orientado al volante y el otro a las señales del motor, es decir, acelerador y freno. Ambos son implementados con controladores PID (Figura 9).

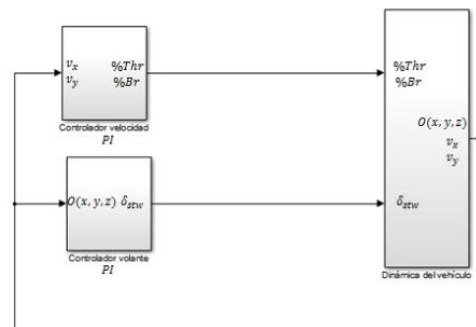


Figura 9: Controlador conductor virtual

El lazo de orientación, que controla el volante considera el error de dos variables distintas. Por un lado se tendrá la desviación del coche respecto a la trazada generada y por otro la dirección del coche respecto al circuito. De esta manera el conductor preverá las curvas que están por venir, y no solo corregirá el desvío de la trazada (Figura 10).

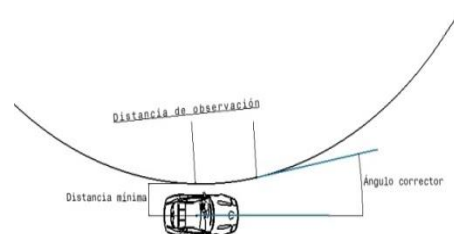


Figura 10: Controlador del volante

La desviación en cada instante, se calculará como la distancia mínima a los puntos que engloban el circuito.

Por otro lado, se observa el ángulo producido entre el vector de la velocidad del coche y el vector tangente de la trayectoria a cierta distancia de la posición del vehículo, dicha distancia se ha definido como distancia de observación. Este término sirve para anticiparse a las variaciones en la trazada.

$$e = L_{min} + A\delta_{corrector} \tag{28}$$

donde e es el error, L_{min} es la distancia mínima, $\delta_{corrector}$ es el ángulo corrector y A un coeficiente experimental.

El segundo controlador, que controla la velocidad del coche, se encarga de reducir el error generado por la diferencia de las velocidades del perfil del circuito y la que tiene en cada instante el vehículo simulado, actuando en consecuencia mediante freno y acelerador.

3 ENTORNO DE SIMULACIÓN

El modelo definido en la sección anterior se ha integrado en un software que facilite su uso para la evaluación de los parámetros de diseño que influyen en el comportamiento dinámico de un vehículo.

Mediante la interfaz desarrollada se agiliza la declaración de los parámetros del modelo definidos en la Sección 2, teniendo la opción de cargar bloques de parámetros predefinidos. De igual modo, la interfaz facilita la realización de simulaciones y optimizaciones.

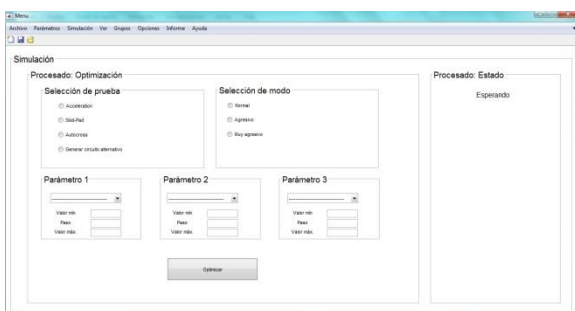


Figura 11: Interfaz Simulación Optimizar

El software también incluye la funcionalidad del Pre-procesado para el cálculo de las referencias de velocidad siguiendo lo estipulado en el apartado 2.7.

En el Procesado se tienen dos opciones: una única simulación u optimizar variables realizando simulaciones consecutivas. Una vez se elijan las

variables que se deseen optimizar, se definirán también a que parámetros afectan, para definir las simulaciones de la forma más realista posible. El entorno realizará iteraciones con dichos parámetros con el fin de obtener los tiempos de vuelta y puntuaciones asociadas a las pruebas que define la normativa FSAE [10].

4 VALIDACIÓN: AUTOCROSS

Con el fin de validar el simulador desarrollado, en este apartado se realizará una prueba de validación usando como base la prueba de Autocross definida en la normativa FSAE. La trazada es la usada en Hockenheim (Figura 12).

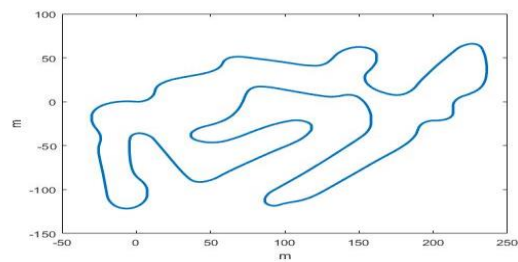


Figura 12: Autocross Hockenheim

La simulación se realizará definiendo el límite de aceleración lateral permitido en el pre-procesado en 13 m/s^2 . El perfil de velocidad obtenido se muestra en la Figura 15.

Tras la definición del perfil, se ejecutará la simulación usando el conductor virtual, pudiendo obtener datos sobre la dinámica del vehículo con los parámetros por defecto, aquellos asociados al monoplaça FSB2016.

Las Figuras 13 y 14 muestran la desviación entre la trazada óptima y la realizada por el conductor virtual estándar. Como se puede apreciar, los valores de desviación son menores a 1m en la mayoría de los casos. Existe una desviación mayor (2 m) en la curva de herradura del circuito debido a la necesidad de abrir el ángulo en comparación con la trazada ideal.

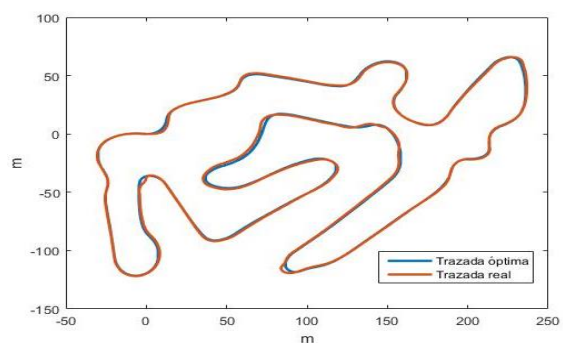


Figura 13: Desviación en la trazada

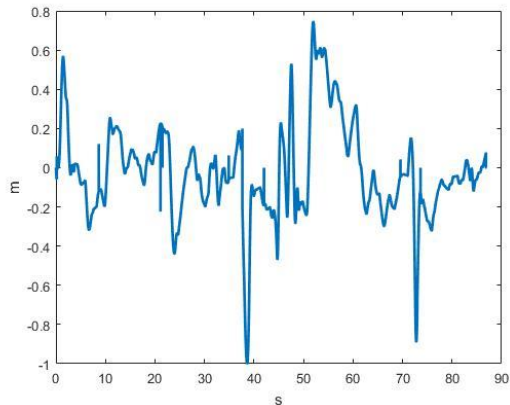


Figura 14: Valores de la desviación

La Figura 15 muestra el error en el seguimiento del perfil de velocidad. Las mayores diferencias vienen dadas en las velocidades altas, debido a las simplificaciones realizadas en el pre-procesado y en las frenadas, consecuencia de la transferencia de masas transmitida por la suspensión.

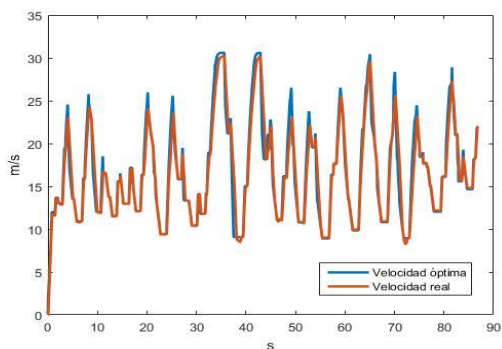


Figura 15: Perfil de velocidad

La aceleración lateral máxima teórica (Figura 16) es 13 m/s^2 y a pesar de que en la gráfica se aprecian valores punta de 20 m/s^2 que están asociadas a un régimen transitorio no considerado en el pre-procesado, en el permanente tenemos un valor que se estabiliza en el valor estipulado.

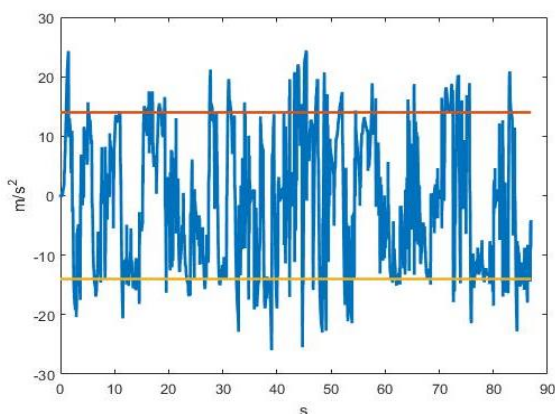


Figura 16: Aceleración lateral

5 CONCLUSIONES

En este trabajo se ha detallado un modelo de simulación de vehículo y conductor que han sido integrados en un entorno de simulación que permite configurar las diferentes variables del monoplaza y analizar sus efectos en pista.

El entorno desarrollado ha sido validado mediante diferentes pruebas, entre las que destaca la simulación de una trazada en Hockenheim, en el que se ha demostrado la validez de la aproximación.

Como trabajo futuro se está trabajando en un modelo de conductor avanzado que pueda conducir de modo autónomo en el circuito simulado.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado por el Proyecto Formula Student Bizkaia de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería de Bilbao de la Universidad del País Vasco (UPV/EHU).

Referencias

- [1] CarSim, (2016) www.carsim.com
- [2] DYNAware, 2016 www.tesisdynaware.com/en.html
- [3] MSC Adams, 2016 www.mscsoftware.com/product/adams
- [4] Jean-Claude Samin, Paul Fiset, *Multibody Dynamics. Computational Methods and Applications*, Springer, 2013.
- [5] Pablo Luque, Daniel Álvarez, Carlos Vera, *Ingeniería del Automóvil. Sistemas y Comportamiento Dinámico*, Thomson, 2005.
- [6] ISO 8855, *Road Vehicles, Vehicle Dynamics and Road-holding ability*, Vocabulary, 1991.
- [7] Pacejka, H.B. *Tyre and Vehicle Dynamics*, BH, 2005.
- [8] Milliken, D.L., Milliken, W.F., *Race Car Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, 1995.
- [9] Fernández, J.G., *A vehicle Dynamics Model for Driving Simulators*, Department of Applied Mechanics of Chalmers University of Technology, 2012.
- [10] SAE International, *2015 Formula SAE Rules*, 2014.