

UNIVERSIDAD DE ALMERIA

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA
MÁSTER EN INFORMÁTICA INDUSTRIAL

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO
DINÁMICO DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO
MEDIANTE SIMMECHANICS

Curso 2010/2011

Alumno/a:

José Luis Torres Moreno

Director/es:

Dr. Antonio Giménez Fernández



ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO DE UN VEHÍCULO ELÉCTRICO MEDIANTE SIMMECHANICS

José Luis Torres Moreno¹

23 de junio de 2011

¹Pertenece al Departamento de Ingeniería Rural de la Escuela Superior de Ingeniería, en la Universidad de Almería como becario del área de Ingeniería Mecánica. Además es miembro del Grupo de Investigación de Automática, Robótica y Electrónica, e-mail: José Luis Torres Moreno.

Índice general

1.	Introducción	2
2.	Modelado	3
2.1.	Dinámica longitudinal	4
2.2.	Dinámica lateral	5
3.	Prototipo virtual	7
4.	Simulación	13
4.1.	Maniobra de cambio de carril	13
4.2.	Subvirador, sobrevirador o neutro	14
4.3.	Dinámica longitudinal	14
4.4.	Determinación de las condiciones de vuelco	16
5.	Mejora propuesta	16
6.	Conclusiones	17
7.	Trabajos futuros	18
Referencias		19

Resumen

La introducción de sistemas de propulsión eléctricos en automóviles está contribuyendo a reducir el consumo de combustibles fósiles y optimizar la eficiencia de los nuevos vehículos. En este trabajo se analiza y simula el comportamiento dinámico de un vehículo eléctrico. Para ello se formulan las ecuaciones correspondientes y se construye un prototipo tridimensional que permite la obtención de los datos relativos a masas e inercias de sus componentes. Todas estas variables son implementadas en un modelo que se analiza en la herramienta para el análisis de sistemas multicuerpo Simmechanics. La principal aportación de este trabajo consiste en la propuesta, una vez validado el modelo, de una modificación en el reparto de masas del vehículo que mejora el comportamiento dinámico del mismo. Además, gracias a la integración de este modelo en entorno MATLAB/Simulink se posibilitan futuras incorporaciones de sistemas de control como navegación autónoma, ayuda a la frenada o control de estabilidad entre otros.

Abstract

The introduction of electric propulsion systems in automobiles is helping to reduce fossil fuel consumption and optimize the efficiency of new vehicles. This paper analyzes and simulates the dynamic behavior of an electric vehicle. Dynamic equations are formulated and a three-dimensional prototype is built, which allows the collection of data on mass and inertia of its components. All these variables are implemented in a model that is analyzed by the tool for the analysis of Multibody systems SimMechanics. The main contribution of this paper is the proposal, once validated the model, of a change in the distribution of mass of the vehicle which improves the dynamic performance of it. And thanks to the integration of this model in MATLAB / Simulink, future additions such as navigation systems, autonomous control, brake assist and stability control, among others are possible.

1. Introducción

El vehículo eléctrico se está convirtiendo en un referente en nuestros días. En los últimos años, los gobiernos están adoptando políticas encaminadas a apoyar iniciativas que contribuyan a su desarrollo. El cambio climático y el agotamiento de las fuentes de energía procedentes del carbón y el petróleo están provocando la utilización de otros recursos energéticos renovables y no contaminantes.



Figure 1: Vehículo eléctrico

En proyectos de vehículos eléctricos, el modelado y simulación por ordenador se puede utilizar para reducir el coste y la duración del proceso de diseño, permitiendo realizar ensayos de distintas configuraciones y estrategias de gestión de la energía antes de iniciar la construcción de prototipos. Por eso resulta interesante estudiar los parámetros dinámicos que determinan el comportamiento de este tipo de vehículos, teniendo en cuenta que su propulsión, a diferencia del caso tradicional de motor de combustión interna, es llevada a cabo por un sistema de transmisión eléctrico. Este cambio, conlleva a la modificación de ciertos parámetros de diseño tales como la cadena cinemática del sistema de propulsión, el emplazamiento de las baterías (en algunos vehículos supone hasta el 40% del total de su peso), etc. que afectan notablemente en el comportamiento del vehículo.

Este problema ha sido abordado desde un enfoque

de modelado orientado a objetos. Así, Silva et al. [1], proponen un modelo realizado mediante DYMOLA, una herramienta de modelado orientado a objetos basado en lenguaje Modelica [2], haciendo uso de una biblioteca específica de Sistemas Multicuerpo. Como complemento para la implantación de las técnicas Multibody se utiliza la técnica Bond-Graph, cuya librería para su integración en Modelica se presenta en [3]. Posteriormente, en [4] los mismos autores presentan un modelo más completo bajo el mismo enfoque, en el que se muestran los resultados de la simulación en diferentes condiciones de funcionamiento.

En cuanto al concepto de sistemas multicuerpo, Vidal, en sus Tesis Doctoral, los define como aquellos sistemas fundamentalmente mecánicos formados por varios sólidos rígidos o flexibles, parcialmente unidos entre sí mediante pares cinemáticos, es decir, uniones imperfectas entre los sólidos que permiten algunos grados de libertad y restringen otros [5]. Lo que lo diferencia del análisis de mecanismos tradicional es el planteamiento del problema mediante ecuaciones matriciales, en lugar de otros métodos como por ejemplo los gráficos. De este modo, estas ecuaciones pueden ser resueltas desde un punto de vista computacional de forma eficiente, ayudando así a poder resolver problemas de mayor complejidad, con aplicaciones en vehículos, satélites artificiales, maquinaria de obras públicas, etc.). El origen de este concepto como una parte específica de la Mecánica se establece en 1977 en el Congreso sobre “*Dynamics of Multibody Systems*”, en Berlín. De Jalón plantea un método para la enseñanza de estas técnicas en alumnos de grado [6], ya que hasta ahora ha sido un campo en el que se ha trabajado casi exclusivamente a nivel de investigación.

Por otro lado, Da Fonte et al. plantean un modelo que, basado en las fuerzas aplicadas al vehículo, permite observar el comportamiento del sistema de potencia eléctrico en situaciones de inicio de marcha, aceleración y frenado [7]. Lechowicz y Zimon presentan un sistema de control PI de velocidad que determina la corriente y la velocidad demandada por el motor de corriente continua del vehículo en función de los requerimientos [8].

Otro aspecto a tener en cuenta es el aprovechamiento de la energía disipada en la

frenada. Teniendo en cuenta que la mayor parte de los vehículos eléctricos son concebidos para un uso urbano, y teniendo en cuenta las características de este tipo de conducción, esta energía representa un porcentaje importante dentro del cómputo total de consumo (hasta un 50%). Para ello se está trabajando en el desarrollo de frenos regenerativos, mediante los cuales, básicamente los motores pasan a actuar como generadores. Puesto que supeditar la maniobra de frenado en exclusiva a este tipo de frenos podría resultar insuficiente, se debe recurrir en paralelo a la utilización de frenos convencionales de tipo hidráulico. La combinación entre ambos sistemas funcionando simultáneamente y sin que se presenten anomalías en la conducción plantea un problema que se está intentando resolver desde distintos enfoques. En [9] se presenta un modelo en el que se implementa un sistema de control “*feed-forward*” que garantice una frenada correcta.

En [10] se presenta un modelo de once grados de libertad que permite analizar el comportamiento dinámico lateral y vertical de un vehículo eléctrico con dos motores de propulsión trasera. Implementado bajo entorno MATLAB/Simulink, con este modelo se realizan comparativas entre las trayectorias y el ángulo de balanceo del vehículo en función de que disponga o no de un sistema de control del ángulo de guiñada. Entre los parámetros de entrada se encuentran la excitación de la carretera sobre cada una de las ruedas, el ángulo de la dirección y la señal de aceleración.

Desde el punto de vista de la navegación autónoma, numerosos autores están aprovechando las ventajas que presenta el vehículo eléctrico sobre los vehículos convencionales para la implementación de sistemas de control. Así Baturone et al. plantean un sistema de control basado en lógica borrosa en [11]. En [12] Moriwaki desarrolla un modelo en el que emplea técnicas de control de tipo H_∞ .

En este trabajo se realiza un modelo que permite analizar el comportamiento dinámico del vehículo eléctrico disponible en el laboratorio de Mecatrónica de la Universidad de Almería, extrapolable a la aplicación en otros vehículos eléctricos de similares características. La herramienta software para la formulación y análisis de este sistema, considerado como

un sistema multicuerpo, es SIMMECHANICS, una toolbox de MATLAB basada en diagramas de bloques modular, lo que permite una fácil escalabilidad y flexibilidad a la hora de ampliar y combinar este modelo con otros. Una vez validado el modelo, se propone una modificación en la configuración del vehículo, consistente en un reparto de masas diferente al original debido a la colocación de las baterías distribuidas sobre cada una de las ruedas, en lugar de la configuración típica en la que se sitúan concentradas en la zona central del vehículo, y se analizan los resultados desde un punto de vista eminentemente mecánico.

2. Modelado

En este apartado se describen las leyes fundamentales de la ingeniería del automóvil que han sido aplicadas al caso del vehículo eléctrico objeto de estudio, e implementadas posteriormente en el modelo del sistema multicuerpo. El estudio se divide en el análisis, en primer lugar, de las fuerzas relacionadas con la dinámica longitudinal del vehículo, como son las fuerzas de propulsión y las fuerzas de oposición al movimiento, de resistencia, y en segundo lugar de aquellas fuerzas relacionadas con la dinámica lateral del vehículo, como por ejemplo la fuerza responsable de que el vehículo tome una curva. Dado que el conjunto de variables a tener en cuenta a la hora de analizar el comportamiento dinámico de un vehículo es enorme, dada la complejidad de los sistemas y subsistemas de los que consta y la heterogeneidad de los mismos, ha sido necesario realizar una serie de suposiciones y simplificaciones que permitiesen una mayor operatividad, sin producirse una pérdida significativa de fidelidad con respecto al sistema real. Las principales simplificaciones que se han considerado son las siguientes:

- Simplificación del sistema de suspensión: Se considera una única resistencia al movimiento de balanceo compuesta por un muelle y un amortiguador, en lugar de considerar la acción correspondiente los elementos que forman el sistema de suspensión distribuidos sobre las cuatro ruedas.

- Simplificación del sistema de propulsión: Se considera una única fuerza aplicada sobre el centro de gravedad del vehículo, que representa la suma de las fuerzas producidas por la propulsión de las ruedas motrices.
- Reducción del número de componentes: Se tienen en cuenta sólo aquellos componentes estrictamente necesarios para garantizar que la simulación se puede llevar a cabo. El resto son despreciados, por considerarse exentos de funcionalidad o con unas masas poco influyentes en la dinámica del vehículo.
- Simplificación en la caracterización de los componentes: Los componentes que se han tenido en cuenta en el modelo son obtenidos a partir de croquis tridimensionales, que representan con cierto realismo a los modelos reales, aunque no al 100%. Además, los materiales son escogidos de una base de datos, y en algunos casos se trata de componentes heterogéneos, cosa que no se tiene en cuenta.

2.1. Dinámica longitudinal

Para modelar el vehículo se analizan las fuerzas que actúan sobre él y se establece un equilibrio de esfuerzos. Para ello es necesario identificar y definir las fuerzas aplicadas al mismo. Se han considerado cuatro fuerzas principales que afectan a la dinámica del vehículo. Asumiendo que la masa del vehículo es M , las fuerzas que se oponen a su movimiento son la fuerza de rozamiento aerodinámico (F_{ra}), la fuerza de fricción estática (F_{fe}), la fuerza de rozamiento viscoso (F_{rv}) y el peso dependiendo de la pendiente ($F_{X_{peso}}$) [13, 14].

Estas fuerzas actúan en dirección X y en sentido opuesto al del movimiento. A continuación se analizan las leyes por las que se rigen dichas fuerzas:

Fuerza de fricción estática F_{fe} : Viene determinada por la ecuación 1. Ésta sólo depende del coeficiente estático de fricción (μ_e) y del peso. El coeficiente de fricción estática varía con la superficie de contacto. En este trabajo se considera un caso típico de neumáticos de caucho sobre una superficie asfaltada

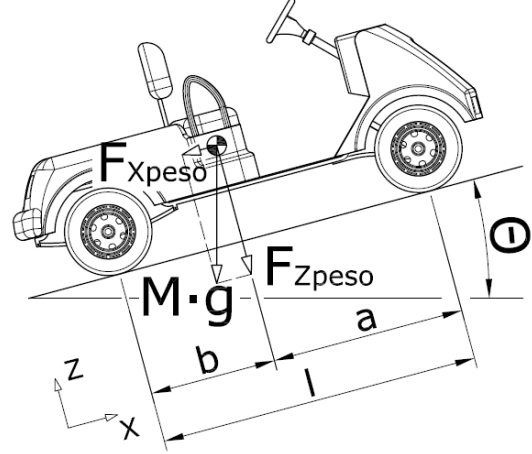


Figure 2: Dinámica longitudinal

seca.

$$F_{fe} = M \cdot g \cdot \mu_e \quad (1)$$

Fuerza de rozamiento viscoso F_{rv} : Esta fuerza es la producida por la masa de fluido (aire) que se opone al movimiento del vehículo, y es proporcional a la velocidad de éste. Considerando regímenes de velocidad adecuados a su categoría, esta fuerza definida en 2 dependerá de la velocidad lineal de marcha del vehículo (v) y del coeficiente de Stokes (k_s) resultante del contacto entre la carrocería y el aire.

$$F_{rv} = k_s \cdot v \quad (2)$$

Fuerza de resistencia aerodinámica F_{ra} : Cuando el vehículo se encuentra en movimiento, éste mueve a su vez a una masa de fluido. Este fluido es el responsable de la fuerza de frenado conocida como fuerza de resistencia aerodinámica. Depende de la densidad del fluido (ρ), el coeficiente de resistencia específica del vehículo (c_d), el área frontal del vehículo (A_f) y la velocidad del vehículo (v). Los valores de la densidad del aire, el coeficiente de fricción y el área frontal están han sido extraídos de [13]. Se asume un valor de coeficiente específico de resistencia del vehículo a partir de datos de vehículos de características similares. El cálculo de la densidad del aire se deduce de la ecuación 3 y el área frontal de 4.

$$\rho = 1.225 \cdot \left(\frac{P_{atm}}{101.325} \right) \cdot \left(\frac{288.16}{273.16 + T_r} \right) \quad (3)$$

Donde P_{atm} representa la presión atmosférica en kPa y T_r la temperatura del aire en °C

$$A_f = 1.6 + 0.00056(M - 765) \quad (4)$$

El área A_f viene determinada en m^2 y la masa M en kg. Combinando las ecuaciones 3 y 4 se obtiene la fuerza de rozamiento aerodinámico [13].

$$F_{ra} = \frac{\rho \cdot c_d \cdot A_f \cdot (v)^2}{2} \quad (5)$$

Fuerza debida al peso F_{Xpeso} : El peso del vehículo tiene una gran importancia en las características dinámicas del modelo. Para el vehículo en estudio, se calcula el valor correspondiente a la componente horizontal del peso que afecta al comportamiento del vehículo cuando éste se encuentra en un plano inclinado un ángulo θ mediante la siguiente expresión:

$$F_{Zpeso} = M \cdot \sin(\theta) \quad (6)$$

La fuerza de resistencia total (F_{RT}) aplicada al movimiento del vehículo es la suma de las fuerzas que se han presentado. Por tanto, sumando las expresiones 1, 2, 5 y 6 se tiene que:

$$F_{RT} = F_{fe} + F_{rv} + F_{ra} + F_{Xpeso} \quad (7)$$

Respecto del deslizamiento de la rueda, es importante tener en cuenta que depende del coeficiente de adhesión entre la rueda y el suelo. Las simulaciones se realizan considerando principalmente los valores correspondientes a asfalto seco y húmedo. Algunos de estos parámetros se pueden consultar en la tabla 2.1:

En el sistema de control implementado se compara la velocidad a la que circula el vehículo con la velocidad deseada, y se aplica una ganancia proporcional para obtener la fuerza que debe aportar el motor para conseguir esta velocidad teniendo en cuenta, además de la inercia propia del vehículo, las fuerzas descritas

Table 1: Constantes para la dinámica lateral

Parámetro	Valor
Coefficiente de rozamiento aerodinámico	0.33
Coefficiente de Stokes	0.8
Coefficiente de fricción estática	0.05
Temperatura ambiente (°C)	25
Presión atmosférica (kPa)	105

anteriormente consideradas perturbaciones. Este esquema se corresponde con el siguiente lazo de control en bucle cerrado:

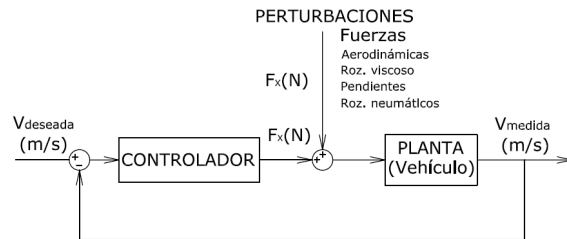


Figure 3: Lazo de control

2.2. Dinámica lateral

Cuando el vehículo toma una curva se producen una serie de esfuerzos como consecuencia de la aceleración centrífuga, que da lugar a unos momentos y fuerzas localizadas en puntos muy concretos de su estructura. En este modelo se analizan en el momento de balanceo y las reacciones producidas en las ruedas, y cómo estas fuerzas dan lugar a fuerzas de empuje lateral. Los convenios adoptados para el cálculo de la fuerza lateral en cada rueda se muestran en la figura 4:

Con:

- v_x, v_y , Componentes X e Y de la velocidad del vehículo
- M_X , Momento de balanceo (Alrededor del eje X)
- α , Ángulo de giro

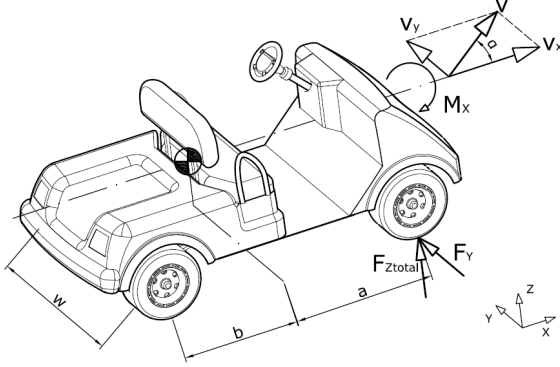


Figure 4: Dinámica lateral

- w , Ancho total del vehículo
- a , Distancia longitudinal desde el centro de gravedad al eje delantero
- b , Distancia longitudinal desde el centro de gravedad al eje trasero
- F_Z , Reacción vertical en la rueda objeto de estudio
- F_Y , Fuerza lateral resultante en la rueda objeto de estudio

El valor de F_Y se obtiene a partir de la siguiente expresión [13]:

$$F_Y = (-a_1 \cdot F_Z + a_2 \cdot F_Z^2) \cdot \alpha \quad (8)$$

donde a_1 y a_2 representan los coeficientes proporcional y cuadrático del modelo de neumático no-lineal respectivamente.

F_Z a su vez se compone de la suma de la fuerza vertical, resultado de la reacción ante el momento de balanceo F_{Zroll} , y de la reacción producida por el efecto del peso del vehículo F_{Zpeso} . Por tanto:

$$F_Z = F_{Zroll} + F_{Zpeso} \quad (9)$$

Para calcular F_{Zroll} se procede a realizar un equilibrio de esfuerzos en el plano YZ del eje correspondiente. Según el esquema de la figura 4, al tomar una curva a izquierdas se produce una reacción en las

ruedas derechas que obtiene a partir de dicho equilibrio de esfuerzos, como se muestra en la siguiente figura:

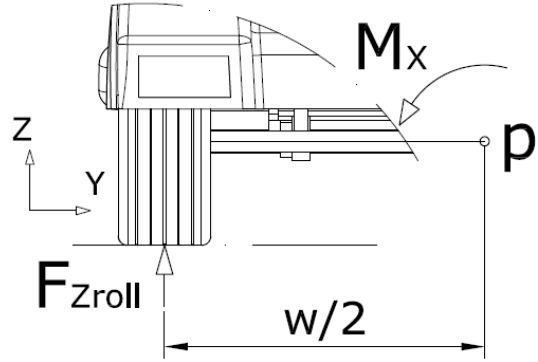


Figure 5: Equilibrio de fuerzas en el plano YZ

Tomando momentos en el punto medio del eje correspondiente (p) se tiene:

$$\sum M_p = 0 \quad (10)$$

$$\Rightarrow M_X - F_{Zroll} \cdot \frac{w}{2} = 0 \quad (11)$$

$$\Rightarrow M_X = F_{Zroll} \cdot \frac{w}{2} \quad (12)$$

$$\Rightarrow F_{Zroll} = \frac{2 \cdot M_X}{w} = 0 \quad (13)$$

Con:

$$M_X = K_i \cdot \Phi \quad (14)$$

Siendo K_i las constantes elásticas de los resortes de la suspensión correspondientes en cada caso (K_s para la masa suspendida y K_u para la masa no suspendida) y Φ el ángulo de balanceo medido por el sensor correspondiente.

Por tanto, finalmente se tiene que la fuerza vertical de reacción ejercida en una rueda por el hecho de la aceleración centrífuga se obtienen a partir de la suma de los momentos sobre el eje X producidos tanto por la masa suspendida como por la masa no suspendida, con lo que sustituyendo en (13) se tiene:

$$F_{Z_{roll}} = 2 \cdot \Phi \cdot \left(\frac{K_u + K_s}{w} \right) \quad (15)$$

Hay que tener en cuenta que para una $F_{Z_{roll}}$ determinada en una rueda de un eje, existe otra igual y de signo contrario en la rueda opuesta de ese eje.

Por otro lado, para calcular $F_{Z_{peso}}$ se procede a realizar un equilibrio de esfuerzos en el plano XY del lado correspondiente a la rueda objeto de estudio. En este caso, las fuerzas actuantes son aquellas que tienen que ver con el reparto de masas, como se muestra en la siguiente figura:

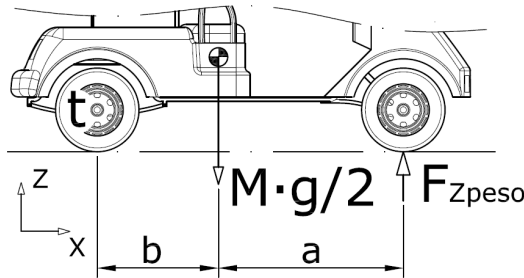


Figure 6: Equilibrio de fuerzas en el plano XZ

Tomando momentos con respecto a la rueda trasera (t) se tiene:

$$\sum M_t = 0 \quad (16)$$

$$\Rightarrow F_{Z_{peso}} \cdot (a + b) - \frac{M}{2} \cdot b = 0 \quad (17)$$

$$\Rightarrow F_{Z_{peso}} \cdot (a + b) = \frac{M}{2} \cdot b \quad (18)$$

$$\Rightarrow F_{Z_{peso}} = \frac{M \cdot b}{2 \cdot (a + b)} \quad (19)$$

Con todo esto, sustituyendo en (8) se puede obtener en cada momento la fuerza lateral aplicada sobre cada una de las ruedas, en función del ángulo de de la dirección de forma directamente proporcional. Además, dado que el momento calculado en (14) depende de Φ , y éste a su vez de la velocidad, cabe destacar que esta fuerza será tanto mayor cuanto mayor sea la velocidad a la que circule el vehículo.

3. Prototipo virtual

En primer lugar se realiza el modelo tridimensional del vehículo completo. Inicialmente se realiza un modelo que reproduce con fidelidad al prototipo físico disponible en el laboratorio.



Figure 7: Prototipo virtual

Una vez elaborado el modelo tridimensional se exporta a ficheros de intercambio compatibles los componentes que se han considerado que tienen una mayor repercusión sobre el comportamiento del vehículo desde el punto de vista de su dinámica, despreciando aquellos que no contribuyen de manera significativa. Estos ficheros son importados en Solidworks, el cual está ligado a Matlab mediante el complemento Simmechanics link. Es importante tener en cuenta que se debe trabajar en coordenadas de vehículo, y no en coordenadas de pieza. Esto implica que los componentes han de ser diseñados con respecto al sistema de coordenadas que se haya definido como el origen del ensamblaje. El proceso de intercambio de información entre Solidworks y Matlab es el siguiente:

Como se puede observar en la siguiente figura, el modelo consta de 6 grandes bloques, que a su vez contienen diferentes subsistemas. Cuatro de ellos se corresponden con cada una de las ruedas del vehículo, mientras que los otros dos pertenecen a la carrocería y a los ejes respectivamente:

El bloque principal, en torno al que se ha constru-

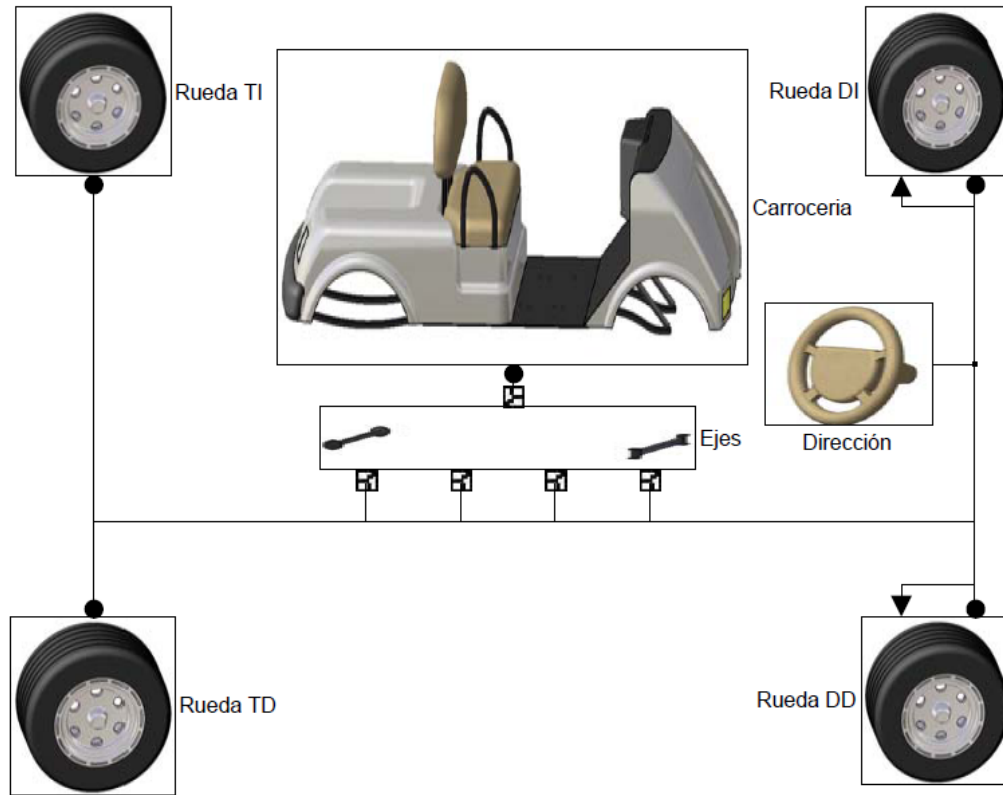


Figure 9: Implementación del modelo del sistema multicuerpo

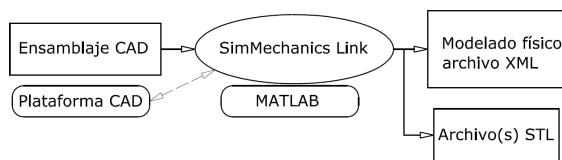


Figure 8: Exportación a software de análisis de sistemas multicuerpo

ido el modelo es el perteneciente a los ejes.

Bloque 'Ejes':

Como se observa en la figura 3, todos los bloques están conectados a él. Este subsistema a su vez está conectado al bloque world, que representa a las condiciones de contorno del sistema.

Está unido a tierra (el componente del mecanismo que permanece inmóvil) mediante una restricción de tipo "planar". Este tipo de restricciones, como su propio nombre indica, se caracterizan por permitir el movimiento con respecto a un plano determinado, presentando por tanto 3 grados de libertad (dos pares cinemáticos de tipo prismático, y uno de revolución). Los dos primeros pares se aplican a los ejes 'X' e 'Y' respectivamente, mientras que el correspondiente al giro se aplica al eje 'Z'.

En la figura 10 se puede observar el subsistema "world", compuesto por la restricción mencionada, sus condiciones iniciales, sus conexiones a tierra y a los ejes, y el bloque "environment", que permite tener en cuenta la fuerza de la gravedad, aplicando un valor de (0,0,-9.81) en su opción correspondiente.

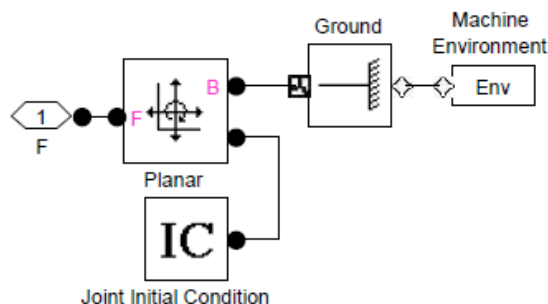


Figure 10: Condiciones iniciales del modelo

Bloque 'Rueda':

Este bloque es un subsistema compuesto por los siguientes elementos:

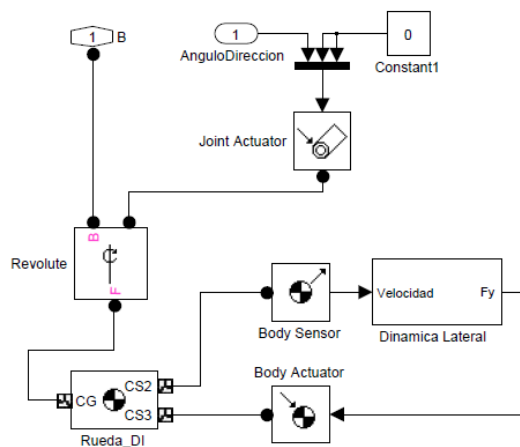


Figure 11: Subsistema rueda

Como se puede mostrar observar en la figura 11, el subsistema está compuesto por los siguientes elementos:

- **Cuerpo rueda:** se trata de la rueda correspondiente en cada caso (delanteras derecha e izquierda, y traseras derecha e izquierda). Este cuerpo posee las masas e inercias calculadas en la fase de Solidworks, así como su centro de gravedad y sus sistemas de coordenadas.

Por ejemplo, si se atiende a la rueda delantera izquierda, ésta se une al eje mediante el enlace del sistema de coordenadas CS4 (base) y 2 (base)

- **Junta:** En el caso de las ruedas traseras existe una restricción de tipo soldadura que representa la unión rígida de éstas al eje. En el caso de las ruedas delanteras, ésta es de revolución, ya que permite el giro de éstas para dirigir el vehículo. Dicho giro se consigue mediante el actuador que es alimentado por la señal deseada.
- **Cálculo de la dinámica lateral:** Este subsistema es el encargado de analizar las fuerzas que se producen cuando el vehículo toma una curva, y cómo interactúan con éste. Será analizado más adelante en el apartado

Bloque 'Carrocería':

Este sistema engloba tanto a la masa suspendida como a la masa no suspendida. Como se puede observar en la figura 12, este subsistema está compuesto por el sistema 'MNSuspendida' y por el sistema 'MSuspendida', cuyas masas, inercias y centros de gravedad se obtienen mediante CAD.

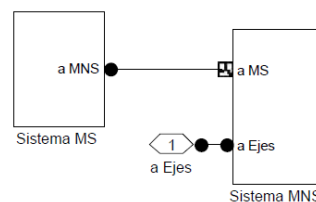


Figure 12: Subsistema carrocería

El subsistema masa no suspendida se compone de los elementos propios de la suspensión y demás componentes que sirven de sujeción entre la masa suspendida y los ejes. En general, el comportamiento de un vehículo mejora a medida que el peso de estos componentes disminuye. Está conectado por un lado a la masa suspendida en su centro de gravedad, y por el otro a los ejes en su sistema de coordenadas 2, por lo que se definen adyacentes ambos sistemas de coordenadas. Entre ambos cuerpos existe un par elemental de un grado de libertad, consistente en una

articulación de revolución sobre el eje X, que se corresponde con el movimiento de balanceo del vehículo. El movimiento producido en este par cinemático (giro del vehículo a lo largo de su eje longitudinal) es medido por un sensor que almacena el valor en una etiqueta, y cuya aplicación adquiere especial importancia en el cálculo de la fuerza lateral, como se veía en 14. Por último, existe un bloque “*Joint Spring & Damper*”, conectado con la junta de revolución. Esto significa que el movimiento descrito anteriormente no es libre, sino que tiene que vencer las resistencias de rigidez y resistencia viscosa propias de un sistema compuesto por un muelle y un amortiguador. Este bloque permite la asignación de los valores característicos de estos sistemas, que son los coeficientes de rozamiento viscoso y rigidez .

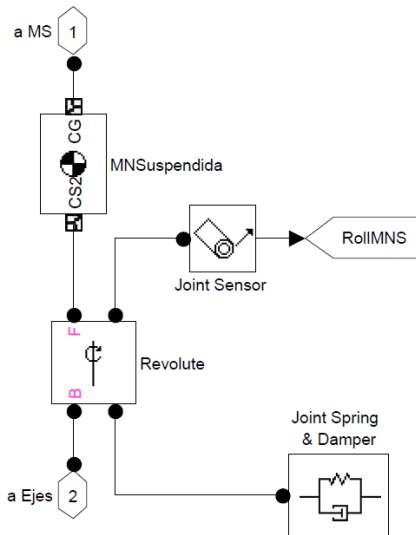


Figure 13: Subsistema masa no suspendida

La constante del muelle k_u está relacionada con el par expresado en $N \cdot m$ que la masa no suspendida tiene que vencer para que se produzca su movimiento de balanceo, y es función del desplazamiento angular (a medida que el vehículo avanza, la resistencia ofrecida por el sistema de suspensión será mayor). La constante de amortiguación, b_u , representa la disminución de la velocidad expresada rad/s

que va a sufrir la masa no suspendida en función del par con el que se produzca el movimiento de balanceo.

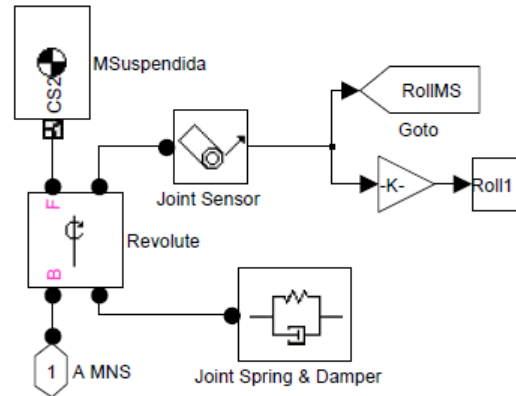


Figure 14: Subsistema masa suspendida

El subsistema ‘*masa suspendida*’ abarca al resto de masa no mencionado anteriormente, y supone alrededor de un 75% del peso total del vehículo. Está conectado al bloque ‘masa no suspendida’ de la misma forma que éste al bloque ejes. Como se puede ver en la figura 14, el resto de características de este bloque, salvo las relativas a masas y geometrías, son bastantes similares a las descritas para el caso de la masa no suspendida.

Subsistema ‘*dinámica longitudinal*’

En primer lugar, hay que poder obtener la velocidad a la que se desplaza el vehículo. Para ello se coloca un sensor en el cuerpo de referencia del sistema, que como fue comentado en el apartado lo componen los ejes. Este sensor, referido al sistema de coordenadas 8, se posiciona sobre el centro de gravedad de dicho cuerpo, y es del tipo “*body sensor*”, lo que significa que mide la información directamente sobre el cuerpo, y no a partir de una articulación que lo relacione con otro elemento. Los datos que se miden son:

- Posición: Expresada en m indica la posición en los ejes ‘X’, ‘Y’ y ‘Z’
- Velocidad: Expresada en m/s indica la velocidad en los ejes ‘X’, ‘Y’ y ‘Z’

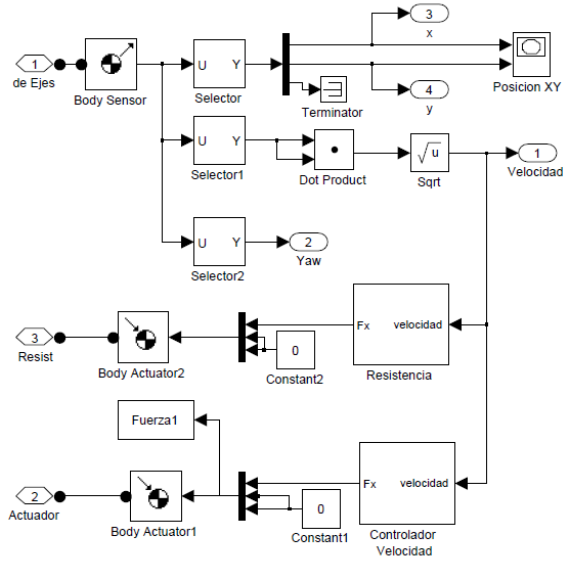


Figure 15: Subsistema dinámica longitudinal

- Velocidad angular: Expresada en rad/s indica la velocidad angular en torno a los ejes 'X', 'Y' y 'Z'

Dado que toda información está contenida en una línea multiplexada, se utilizan bloques selectores, para filtrarla, y terminadores, para eliminar los datos no relevantes, como por ejemplo el desplazamiento en el eje 'Z', que es nulo en todo momento.

Del primer grupo de valores, la posición 'X' e 'Y' se utiliza para representar la posición del vehículo en cada momento. Estos datos no son procesados para ningún otro tipo de cálculo, si no que se conectan directamente con el bloque 'posición X-Y', del tipo "XY scope".

Del siguiente grupo de valores, se seleccionan las velocidades en los ejes 'X' e 'Y', a partir de las cuales se obtiene la velocidad lineal del vehículo. Para ello, se realiza el producto vectorial de ambas componentes y se aplica la raíz cuadrada, con lo que se obtiene el módulo de dicha velocidad, que va a ser un valor muy importante tanto por su relevancia, como por la importancia para poder calcular otros valores.

Subsistema 'Resistencia':

En este subsistema se plasman las ecuaciones obtenidas en el apartado anterior. Presenta el siguiente aspecto:

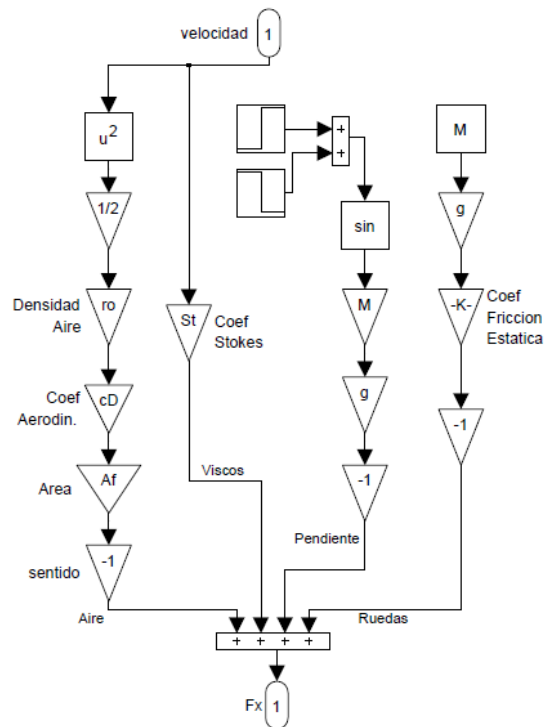


Figure 16: Subsistema resistencia

Donde:

El primer término de la sumatoria, representado en la columna de la izquierda de la figura se corresponde con la fuerza de rozamiento aerodinámico definida por 5.

- El segundo término de la sumatoria, representado en la segunda columna de la figura se corresponde con la fuerza de rozamiento viscoso definida por 2.
- El tercer término de la sumatoria, representado en la tercera columna de la figura se corresponde con la fuerza debida al peso, en función de la pendiente, definida por 6.
- El cuarto término de la sumatoria, representado

en la cuarta columna de la figura se corresponde con la fuerza de fricción estática definida por 1. Para disponer de los valores de las distintas constantes utilizadas en estos cálculos se realiza una función de extensión '.m'. En la tabla 2.1 se muestran algunos de ellos.

Subsistema 'Control de velocidad':

En la siguiente figura se representa el subsistema correspondiente al controlador de velocidad.

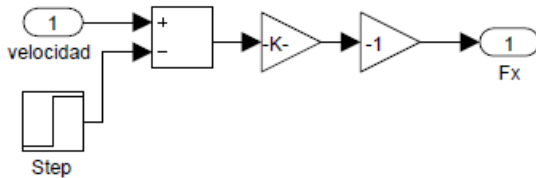


Figure 17: Control de velocidad

En este subsistema se compara la velocidad a la que circula el vehículo con la velocidad deseada, y se aplica una ganancia proporcional para obtener la fuerza que debe aportar el motor para conseguir esta velocidad.

Subsistema 'Dinámica lateral'

Como se podía observar en la figura 11, las ruedas disponen de un sensor y un actuador, que entran y salen respectivamente de un subsistema denominado 'Dinámica Lateral'. Además se puede observar que los sistemas de coordenadas a los que están conectados son CS2 y CS3. La posición de estos sistemas de coordenadas es la misma, y está trasladada un vector $[0,0,-0.225]$ con respecto al centro de gravedad de la rueda, CG, que a su vez es coincidente con el cuerpo adyacente (ejes). Puesto que el diámetro de las ruedas es de 0.450 m, se deduce que tanto que el sensor como el actuador obtienen la información y aplican la fuerza lateral justo en el punto de contacto entre el neumático y el suelo.

La unidad de medida de la fuerza aplicada por el actuador es el Newton (N), mientras que el sensor mide velocidades en los ejes 'X', 'Y' y 'Z' expresada en m/s. En la figura 18 se muestra el esquema general del subsistema 'Dinámica lateral':

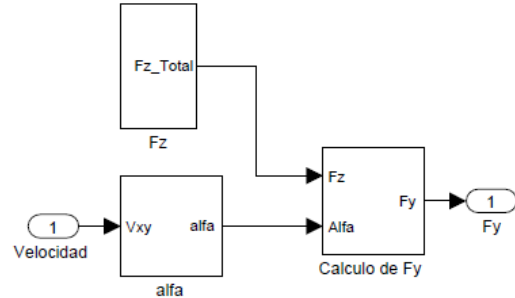


Figure 18: Subsistema dinámica lateral

Como se puede observar, este subsistema se compone a su vez de otros 3 subsistemas. Los dos primeros son los encargados de calcular la F_Z total y el ángulo de giro α , mientras que el tercero es el encargado de convertir la fuerza vertical en fuerza lateral, en función de dicho ángulo.

Subsistema F_Z

Se observa Subsistema F_Z , que está compuesto por la fuerza procedente del movimiento de balanceo, y por la fuerza del peso del vehículo:

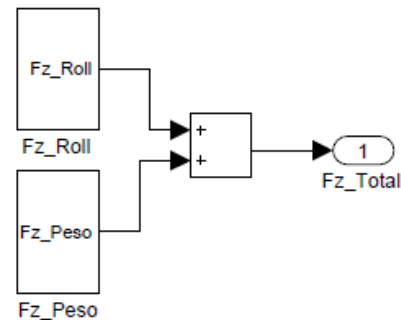


Figure 19: Fuerza total en eje 'Z'

Se comienza con el cálculo de la reacción vertical debida al movimiento de balanceo. Como muestra la figura 20, se lleva a cabo el cálculo descrito en 15, donde las etiquetas 'RollMNS' y 'RollMS' se obtienen el valor del ángulo de balanceo tanto de la masa no suspendida como de la masa suspendida respectivamente, tal y como se mostraba en las figura 1314.

Al multiplicarlos por las respectivas rigideces, se obtienen los momentos sobre el eje X ejercidos por las masas suspendidas y no suspendidas, que multiplicadas por $\frac{M}{2}$ permiten conocer reacción vertical en cada rueda F_{Zroll} , en el caso mostrado, la delantera derecha.

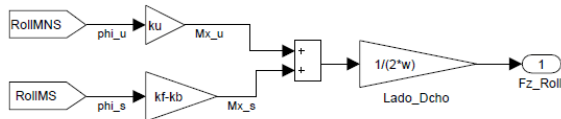


Figure 20: Reacción vertical debida al movimiento de balanceo

A continuación se da paso al cálculo de la reacción vertical en cada rueda como consecuencia del peso del vehículo F_{Zpeso} , como se describe en 6:

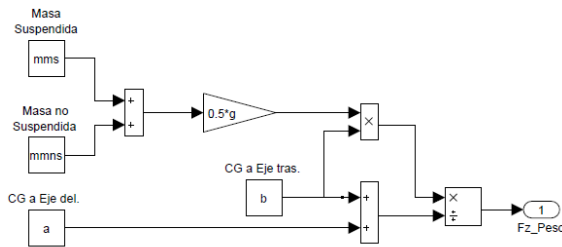


Figure 21: Reacción vertical consecuencia del peso

Por último, para obtener todos los datos necesarios en el cálculo de la fuerza lateral hace falta conocer el ángulo α , a partir del siguiente subsistema:

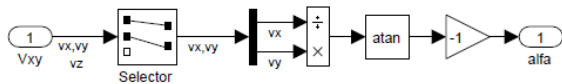


Figure 22: Obtención del ángulo de giro

Una vez que se dispone de todos los parámetros necesarios, para calcular la fuerza lateral F_Y según 8 se implementa el subsistema mostrado en la figura 23

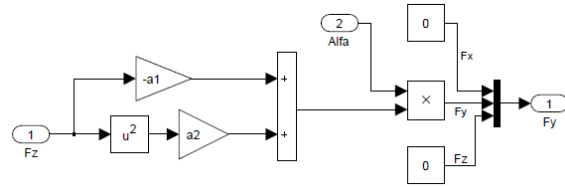


Figure 23: Cálculo de la fuerza lateral

4. Simulación

En esta sección se realizan una serie de ensayos que permiten analizar el comportamiento del modelo bajo cuatro escenarios típicos que se pueden presentar en la conducción habitual de un vehículo de estar características

4.1. Maniobra de cambio de carril

El vehículo, a una velocidad constante de 10m/s, realiza un cambio de carril como el que se muestra en la figura 24:

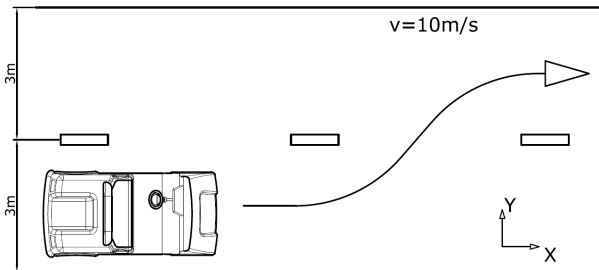


Figure 24: Maniobra de cambio de carril

La señal introducida al sistema de dirección para que el vehículo realice esta trazada es la mostrada en la figura 25, mientras que en la figura 26 se muestra la trayectoria seguida por el vehículo. Por último, en la figura 27 se muestra el movimiento de balanceo que sufre la masa suspendida del vehículo.

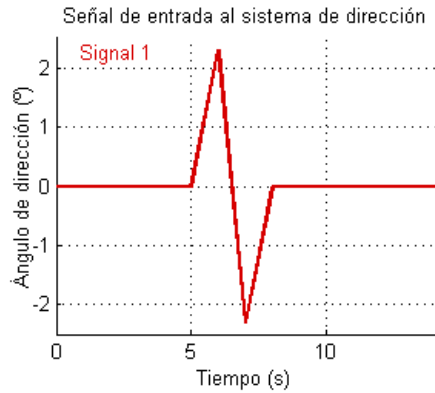


Figure 25: Señal sistema de dirección

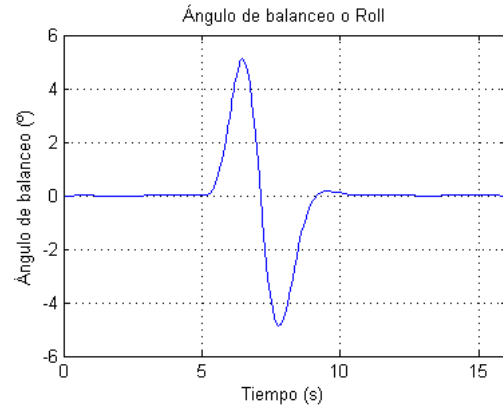


Figure 27: Ángulo de balanceo

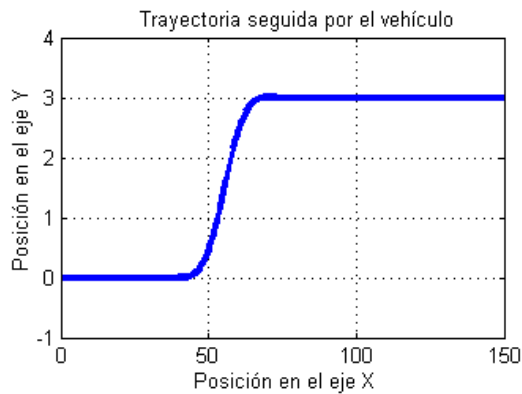


Figure 26: Trayectoria seguida por el vehículo

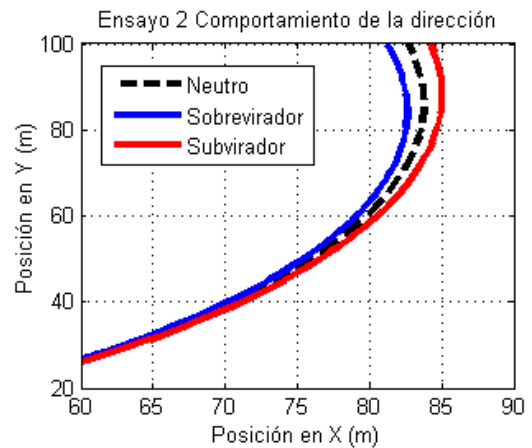


Figure 28: Subvirador, sobrevirador o neutro

4.2. Subvirador, sobrevirador o neutro

Para determinar las características de la dirección,[15] se somete al vehículo a un régimen de velocidad con aceleración constante, manteniendo también constante el ángulo de dirección en un valor de 2° , bajo tres configuraciones distintas. Como se puede observar en la siguiente figura, se analiza el comportamiento sobrevirador, neutro o subvirador en función de las distintas configuraciones:

No existe un criterio que permita determinar cuál de las tres configuraciones es la más adecuada, ya que depende del tipo de conducción que se persiga y de la aplicación del vehículo [14].

4.3. Dinámica longitudinal

Se somete al vehículo a un aumento de velocidad bajo una aceleración constante hasta alcanzar un valor de 10 m/s, según se muestra en 29. Se analiza cómo evolucionan las fuerzas de resistencia a medida

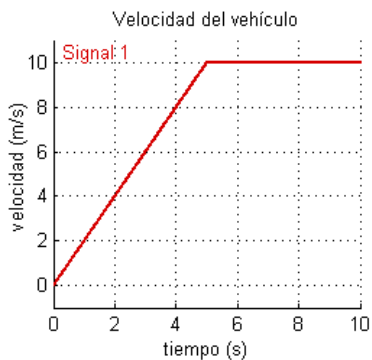


Figure 29: Señal de entrada de propulsión

que se alcanza dicha velocidad, así como el valor de la fuerza de propulsión que debe ser aportado al vehículo para que se satisfagan los requisitos. Además, se produce un cambio de pendiente a en el instante $t=6$ s., y a continuación se muestran los resultados del ensayo. En la figura 30 se observa la evolución temporal de la velocidad, la fuerza de tracción aplicada, y las fuerzas de resistencia generadas. Asimismo, en la figura 31 se puede observar el comportamiento de cada una de las fuerzas por separado.

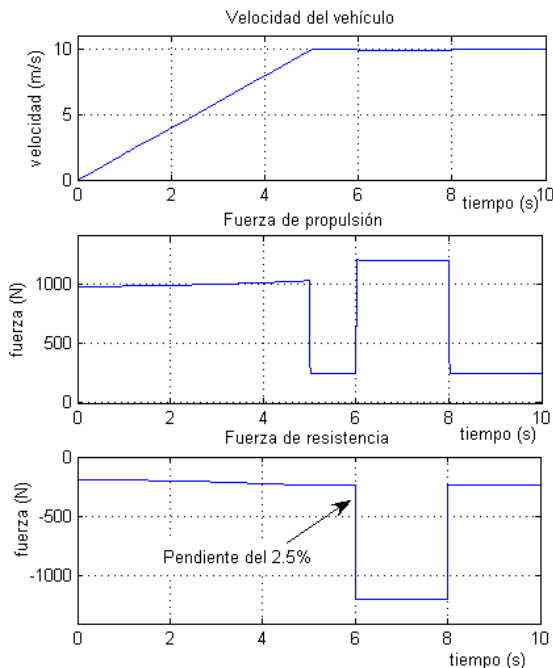


Figure 30: Ensayo de dinámica longitudinal

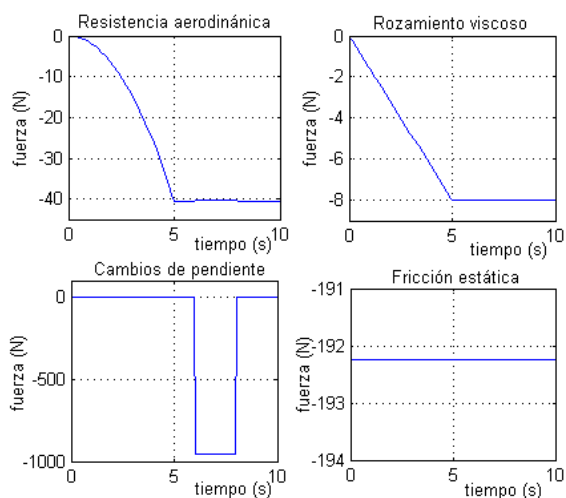


Figure 31: Fuerzas de resistencia

La fuerza de resistencia aerodinámica evoluciona

según el cuadrado de la velocidad. No obstante, dado el régimen de velocidades a los que será sometido el vehículo en su uso habitual, esta fuerza no representa una resistencia significativa.

La fuerza de resistencia por rozamiento viscoso aumenta de forma lineal con la velocidad, pero no representa una resistencia al avance con influencia significativa sobre el comportamiento del vehículo. La fuerza de resistencia por cambios de pendiente es aquella a la que el vehículo se ve sometido por el hecho de afrontar una pendiente del 2.5%. Como se observa en la figura, supone el mayor componente de resistencia al avance con el que se encuentra el vehículo. La fuerza de resistencia por fricción estática supone una considerable fuerza de resistencia, que es constante a lo largo del tiempo, ya que no depende de la velocidad, sino que es función exclusivamente del peso y de los coeficientes de fricción de los neumáticos, como se expresó en 1.

4.4. Determinación de las condiciones de vuelo

Se hace tomar una curva al vehículo en tres regímenes de velocidad distintos, bajo una consigna de dirección determinada, común para los tres casos. Se observan los resultados.

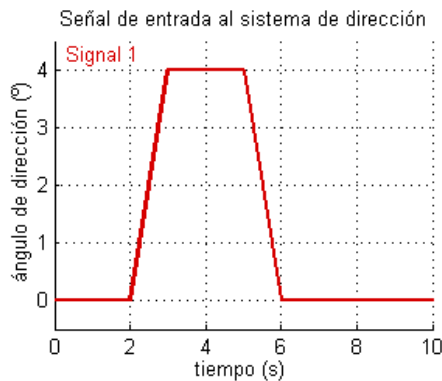


Figure 32: Señal de entrada a la dirección

En la figura 33 se observan las trayectorias seguidas bajo las tres hipótesis, mientras que en la figura 34 se pueden apreciar los ángulos de balanceo que sufre el vehículo bajo cada una de las configuraciones del ensayo.

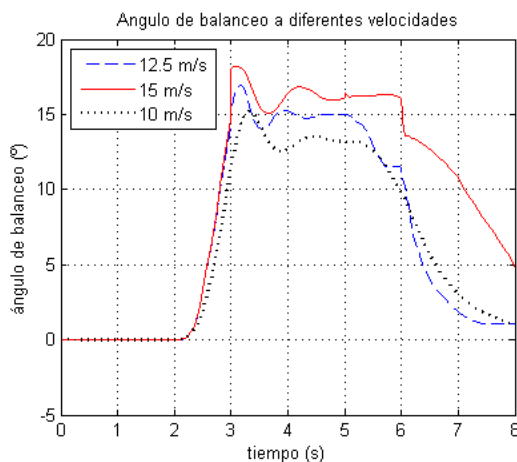


Figure 34: Ángulos de balanceo

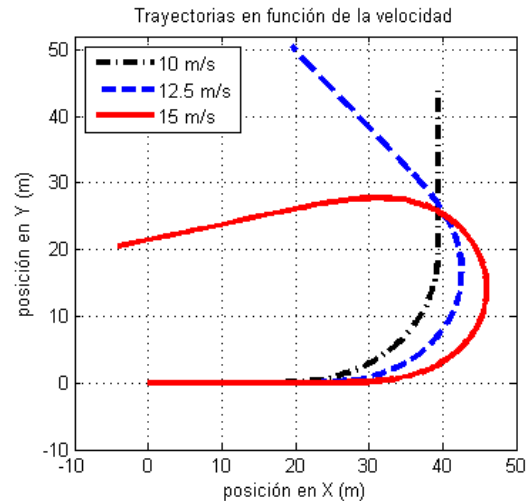


Figure 33: Trayectorias seguidas

A partir de 15° se considera un valor del ángulo de balanceo excesivo, con lo que la realización de esta maniobra a 15 m/s desencadena un grave riesgo de vuelco del vehículo [16].

5. Mejora propuesta

Sobre el modelo validado presentado en los apartados anteriores, se incorporan unas modificaciones, cuyo impacto pretende ser calculado, con objeto de determinar en qué modo repercuten en el comportamiento del vehículo. En la figura 35 se puede apreciar una comparativa entre un modelo con la disposición de las baterías que presenta el vehículo actualmente, y una propuesta de mejora con una nueva distribución de las mismas.

Se vuelve a realizar el ensayo de cambio de carril desarrollado en el apartado En la figura 36 se representan comparativamente las trayectorias seguidas tanto por el vehículo con su configuración original como por el vehículo con la propuesta de mejora, en la que se colocan las baterías distribuidas en torno a cada una de las ruedas. En la figura 37 se pueden observar los ángulos de balanceo que sufre cada uno de los modelos.

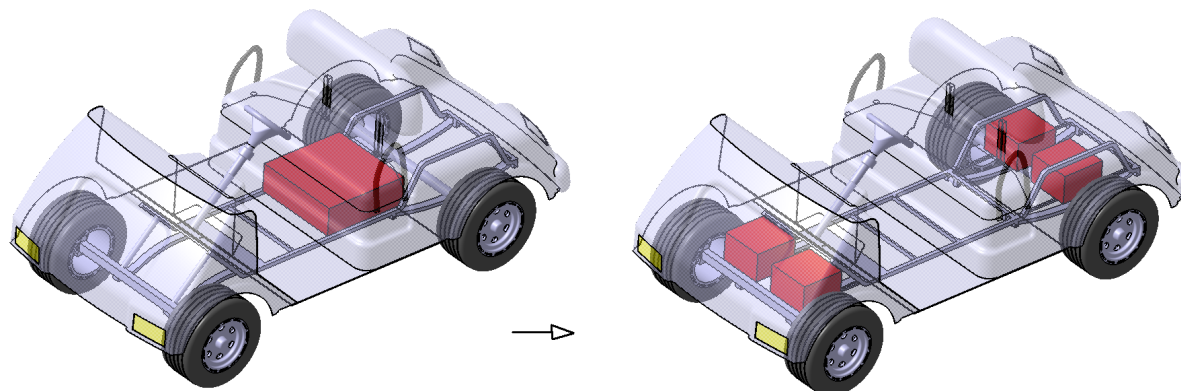


Figure 35: Mejora propuesta

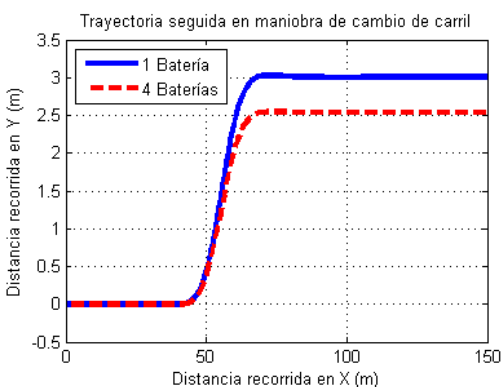


Figure 36: Comparativa de trayectorias

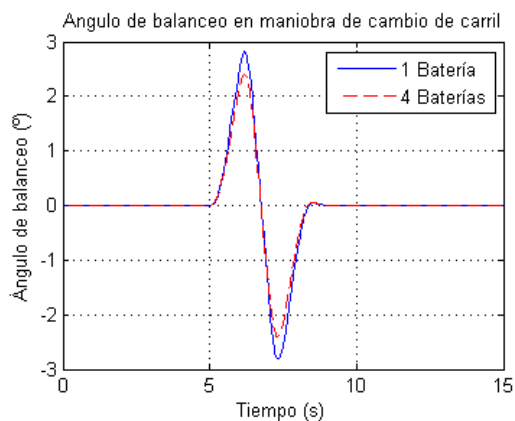


Figure 37: Comparativa de ángulos de balanceo

6. Conclusiones

Como se aprecia, el comportamiento mejora notablemente con la segunda de las configuraciones, es decir, el reparto de la masa de las baterías en cuatro puntos distintos. Al estar más alejados del eje de balanceo aumentan la inercia de la masa suspendida, con lo que ante una misma entrada al sistema de dirección, a igualdad de velocidad, el vehículo reacciona de forma más rápida y además se balancea menos, aumentando la sensación de confort, la estabilidad y en consecuencia la seguridad del vehículo.

Se ha elaborado un modelo que permite analizar el comportamiento dinámico de un vehículo eléctrico, de una forma fácil, modular y económica. Se ha presentado una herramienta que permite obtener las ventajas que ofrecen los software CAD en el diseño de sistemas mecánicos, y exportar los datos obtenidos a entornos de trabajo más idóneos en el campo de la simulación, que simplifica notablemente la elaboración de dicho modelo. Una vez que se obtiene el modelo se han realizado ensayos en los que se deter-

mina el comportamiento dinámico del vehículo en una maniobra de cambio de carril. Además, se pueden observar los efectos de las distintas configuraciones en el sistema de suspensión para conseguir un vehículo sobrevirador, subvirador o neutro. Por otro lado, se puede analizar de forma pormenorizada el efecto de las fuerzas de resistencia, y cómo repercuten en la demanda energética solicitada al motor eléctrico. También se han analizado varias formas de conducción, para determinar en qué condiciones se puede incurrir en maniobras de riesgo por peligro de vuelco. Una vez validado el modelo, ha sido posible comprobar el efecto de la introducción de modificaciones en el diseño prototipo. Uno de los aspectos destacables radica en la importancia que en el reparto de masas adquiere la incorporación en el vehículo de un componente que no estaba presente hasta ahora en los vehículos convencionales como son las baterías. Este componente va a desempeñar un papel fundamental en el desafío de hacer de los vehículos futuros un medio de transporte más seguro y eficiente desde el punto de vista dinámico. Desde este trabajo se ha propuesto una modificación en la distribución del peso de las baterías con respecto a la que presenta el modelo inicial que mejora la estabilidad, ya que aumenta la inercia con respecto al eje longitudinal. Por último, mencionar que dada la modularidad del modelo, éste queda abierto para la continuación en investigación acerca de mejoras en el sistema de propulsión, inclusión de fuentes de energía alternativas, sistemas de navegación autónoma, asistencia a la frenada, etc.

7. Trabajos futuros

El alcance de este trabajo ha tenido como objetivo desarrollar un modelo que con un cierto grado de aproximación representa el comportamiento dinámico de un vehículo eléctrico. No obstante, existen algunos aspectos que pueden ser mejorados, ya que como se planteaba en el apartado 2 se han llevado a cabo una serie de simplificaciones, y por tanto se puede ajustar el modelo con una mayor fiabilidad. De esto se deduce, que a priori, pueden tener lugar las siguientes líneas de actuación:

- Mejora del modelo del sistema de suspensión, de

manera que permita una representación más fiel del sistema real.

- Desarrollo del modelo de tracción de acuerdo al sistema real, teniendo en cuenta las reacciones que se producen desde que se aplica una señal en el acelerador hasta que las ruedas motrices entregan el par necesario para el avance del vehículo.
- Ampliación del número de componentes del vehículo que son modelados, así como una mayor precisión tanto en forma como en materiales asignados.

Por otro lado, existen una serie de mejoras encaminadas a la innovación en el diseño de vehículos eléctricos, dado el emergente sector que representan en el ámbito de la automoción. Entre este tipo de innovaciones, que no son de aplicación en vehículos convencionales, se pueden destacar:

- La implementación de un sistema de frenada que permita la recuperación de la energía cinética que posee el vehículo mientras se encuentra en movimiento, para su almacenaje y posterior utilización.
- La implementación de un sistema de reparto de cargas en tiempo real, de modo que se modifique la ubicación de los elementos como las baterías en función de unos requerimientos de confort y comportamiento dinámico.
- La implementación de un sistema que analice los intercambios energéticos que se producen entre los diferentes sistemas del vehículo, y entre éste y su entorno.

Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado con el Proyecto del Plan Nacional DPI2010-21589-C05-04 del Ministerio de Ciencia e Innovación y Fondos FEDER.

A partir de este trabajo, tiene lugar la publicación de un artículo con el mismo nombre en el X Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica celebrado en Septiembre de 2011.

Referencias

- [1] L. I. Silva, G. A. Magallan, C. H. D. Angelo, and G. O. Garcia, "Vehicle dynamics using multi-bond graphs: Four wheel electric vehicle modeling," in *Industrial Electronics, 2008. IECON 2008. 34th Annual Conference of IEEE*, 2008, pp. 2846–2851, iD: 1.
- [2] F. E. Cellier, *Continuous system modeling*. New York etc.: Springer-Verlag, 1991, francois E. Cellier; ; 24 cm.
- [3] D. Zimmer, "A modelica library for multibond graphs and its applications in 3d-mechanics," Master's thesis, ETH Zurich, 2006.
- [4] L. Silva, G. Magallan, P. de la Barrera, C. De Angelo, and G. Garcia, "Modeling of electric vehicles dynamics with multi-bond graphs," in *Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), 2010 IEEE*, sept. 2010, pp. 1 –7.
- [5] J. V. Gil, "Un metodo general, sencillo y eficiente, para la definicion y simulacion numerica de sistemas multicuerpo," 01 ene 2006. [Online]. Available: <http://dialnet.unirioja.es/servlet/tesis?codigo=2787&orden=0&info=link>
- [6] J. G. de Jalon and A. Callejo, "A straight methodology to include multibody dynamics in graduate and undergraduate subjects," *Mechanism and Machine Theory*, vol. 46, no. 2, pp. 168–182, 2 2011.
- [7] J. M. da Fonte Terras, A. Neves, D. M. Sousa, and A. Roque, "Modelling and simulation of a commercial electric vehicle," in *Intelligent Transportation Systems (ITSC), 2010 13th International IEEE Conference on*, 2010, pp. 1588–1593, iD: 1.
- [8] A. Lechowicz and J. Zimon, "Determination of the electric drive car parameters using matlab/simulink," in *Electrodynamic and Mechatronics, 2009. SCE 11 '09. 2nd International Students Conference on*, 2009, pp. 27–28, iD: 1.
- [9] M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, and F. Zhou, "Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles," in *Advanced Computer Control (ICACC), 2010 2nd International Conference on*, vol. 4, march 2010, pp. 411 –416.
- [10] Y. Chen and Z. Lu, "Simulation analysis of vertical and lateral dynamics of an electric vehicle driven by two rear hub-motors," in *Mechatronics and Automation, 2009. ICMA 2009. International Conference on*, aug. 2009, pp. 3613 –3618.
- [11] I. Baturone, F. Moreno-Velo, S. Sanchez-Solano, and A. Ollero, "Automatic design of fuzzy controllers for car-like autonomous robots," *Fuzzy Systems, IEEE Transactions on*, vol. 12, no. 4, pp. 447 – 465, aug. 2004.
- [12] K. Moriwaki, "Autonomous steering control for electric vehicles using nonlinear state feedback h[infinity] control," *Nonlinear Analysis*, vol. 63, no. 5-7, pp. e2257 – e2268, 2005, invited Talks from the Fourth World Congress of Nonlinear Analysts (WCNA 2004). [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0362546X05003950>
- [13] T. D. Gillespie, *Fundamentals of vehicle dynamics*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992, thomas D. Gillespie; : il. ; 25 cm.

- [14] F. A. Izquierdo, C. V. Alvarez, and V. D. Lopez, *Teoría de los vehículos automóviles*. Madrid: Sección de Publicaciones de Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid, 2001, Francisco Aparicio Izquierdo, Carlos Vera Alvarez, Vicente Díaz Lopez; ;24 cm; Bibliografía: p. 551-554.
- [15] M. Abe and W. Manning, “Fundamentals of vehicle dynamics,” in *Vehicle Handling Dynamics*. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2009, pp. 47 – 118. [Online]. Available: <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9781856177498000039>
- [16] J. P. Trovao, P. G. Pereirinha, and H. M. Jorge, “Simulation model and road tests comparative results of a small urban electric vehicle,” in *Industrial Electronics, 2009. IECON '09. 35th Annual Conference of IEEE*, 2009, pp. 836–841.

Anexos

ANEXO I

Propiedades físicas de los componentes

Propiedades físicas de **MSuspendida_chasis** (Part Configuration - Predeterminado)

Sistema de coordenadas de salida: -- predeterminado --

Densidad = 0.00 kilogramos por milímetro cúbico

Masa = 32.51 kilogramos

Volumen = 0.00 metros³

Área de superficie = 0.88 metros²

Centro de masa: (metros)

$$X = 0.05$$

$$Y = 0.00$$

$$Z = 0.12$$

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * metros²)

Medido desde el centro de masa.

$$I_x = (1.00, 0.00, 0.00) \quad P_x = 1.31$$

$$I_y = (0.00, 1.00, 0.00) \quad P_y = 11.17$$

$$I_z = (-0.00, 0.00, 1.00) \quad P_z = 12.11$$

Momentos de inercia: (kilogramos * metros²)

(Medido desde el centro de masa y alineado con el sistema de coordenadas resultante)

$$L_{xx} = 1.31 \quad L_{xy} = 0.00 \quad L_{xz} = 0.04$$

$$L_{yx} = 0.00 \quad L_{yy} = 11.17 \quad L_{yz} = 0.00$$

$$L_{zx} = 0.04 \quad L_{zy} = 0.00 \quad L_{zz} = 12.11$$

Momentos de inercia: (kilogramos * metros²)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$$I_{xx} = 1.79 \quad I_{xy} = 0.00 \quad I_{xz} = 0.25$$

$$I_{yx} = 0.00 \quad I_{yy} = 11.74 \quad I_{yz} = 0.00$$

$$I_{zx} = 0.25 \quad I_{zy} = 0.00 \quad I_{zz} = 12.20$$

Propiedades físicas de **Rueda_TD** (Part Configuration - Predeterminado)

Sistema de coordenadas de salida: -- predeterminado --

Densidad = 0.00 kilogramos por milímetro cúbico

Masa = 23.21 kilogramos

Volumen = 23213228.12 milímetros³

Área de superficie = 744086.22 milímetros²

Centro de masa: (milímetros)

$$X = -825.00$$

$$Y = -476.07$$

$$Z = 0.00$$

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * milímetros²)

Medido desde el centro de masa.

$$I_x = (0.00, 0.00, 1.00) \quad P_x = 448849.53$$

$$I_y = (1.00, 0.00, 0.00) \quad P_y = 448849.53$$

$$I_z = (0.00, 1.00, 0.00) \quad P_z = 743268.97$$

Momentos de inercia: (kilogramos * milímetros²)

(Medido desde el centro de masa y alineado con el sistema de coordenadas resultante)

$$L_{xx} = 448849.53 \quad L_{xy} = 0.00 \quad L_{xz} = 0.00$$

$$L_{yx} = 0.00 \quad L_{yy} = 743268.97 \quad L_{yz} = 0.00$$

$$L_{zx} = 0.00 \quad L_{zy} = 0.00 \quad L_{zz} = 448849.53$$

Momentos de inercia: (kilogramos * milímetros²)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$$I_{xx} = 5709998.13 \quad I_{xy} = 9117210.93 \quad I_{xz} = 0.00$$

$$I_{yx} = 9117210.93 \quad I_{yy} = 16542772.36 \quad I_{yz} = 0.00$$

$$I_{zx} = 0.00 \quad I_{zy} = 0.00 \quad I_{zz} = 21509501.52$$

Propiedades físicas de **Ejes** (Part Configuration - Predeterminado)

Sistema de coordenadas de salida: -- predeterminado --

Densidad = 0.00 kilogramos por milímetro cúbico

Masa = 8.81 kilogramos

Volumen = 1144645.08 milímetros³

Área de superficie = 326633.92 milímetros²

Centro de masa: (milímetros)

$$X = -668.70$$

$$Y = 0.00$$

$$Z = 0.00$$

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * milímetros²)

Medido desde el centro de masa.

$$I_x = (0.90, -0.44, 0.00) \quad P_x = 875197.77$$

$$I_y = (0.44, 0.90, 0.00) \quad P_y = 2346690.74$$

$$I_z = (0.00, 0.00, 1.00) \quad P_z = 3213084.45$$

Momentos de inercia: (kilogramos * milímetros²)

(Medido desde el centro de masa y alineado con el sistema de coordenadas resultante)

$$L_{xx} = 1156433.18 \quad L_{xy} = -578569.42 \quad L_{xz} = 0.00$$

$$L_{yx} = -578569.42 \quad L_{yy} = 2065455.32 \quad L_{yz} = -0.00$$

$$L_{zx} = 0.00 \quad L_{zy} = -0.00 \quad L_{zz} = 3213084.45$$

Momentos de inercia: (kilogramos * milímetros²)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.

$$I_{xx} = 1173455.66 \quad I_{xy} = -319555.35 \quad I_{xz} = 0.00$$

$$I_{yx} = -319555.35 \quad I_{yy} = 6006615.07 \quad I_{yz} = -0.00$$

$$I_{zx} = 0.00 \quad I_{zy} = -0.00 \quad I_{zz} = 7171266.67$$

Propiedades físicas de **MNSuspendida** (Part Configuration - Predeterminado)

Sistema de coordenadas de salida: -- predeterminado --

Densidad = 0.00 kilogramos por milímetro cúbico

Masa = 16.02 kilogramos

Volumen = 782390.83 milímetros³

Área de superficie = 228656.40 milímetros²

Centro de masa: (milímetros)

$$X = -303.09$$

$$Y = 0.00$$

$$Z = 1.82$$

Ejes principales de inercia y momentos principales de inercia: (kilogramos * milímetros²)

Medido desde el centro de masa.

$$I_x = (1.00, 0.00, 0.02) \quad P_x = 187718.45$$

$$I_y = (0.00, 1.00, 0.00) \quad P_y = 3140891.21$$

$$I_z = (-0.02, 0.00, 1.00) \quad P_z = 3320567.29$$

Momentos de inercia: (kilogramos * milímetros²)

(Medido desde el centro de masa y alineado con el sistema de coordenadas resultante)

$$L_{xx} = 188437.66 \quad L_{xy} = 0.00 \quad L_{xz} = 47462.23$$

$$L_{yx} = 0.00 \quad L_{yy} = 3140891.21 \quad L_{yz} = 0.00$$

$$L_{zx} = 47462.23 \quad L_{zy} = 0.00 \quad L_{zz} = 3319848.08$$

Momentos de inercia: (kilogramos * milímetros²)

Medido desde el sistema de coordenadas de salida.



$$I_{xx} = 188457.55 \quad I_{xy} = 0.00 \quad I_{xz} = 44144.65$$

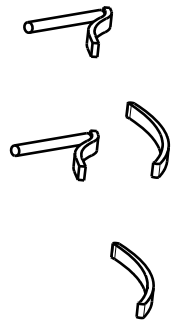
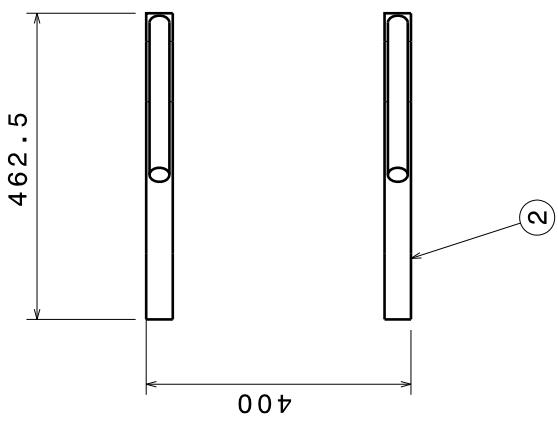
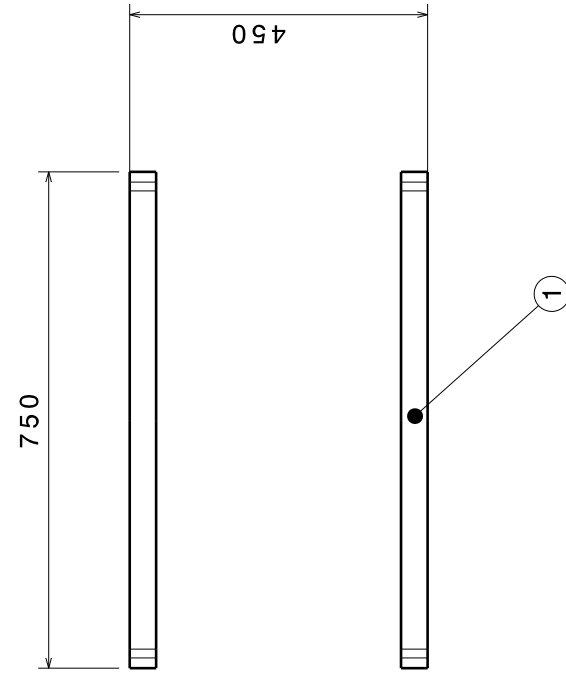
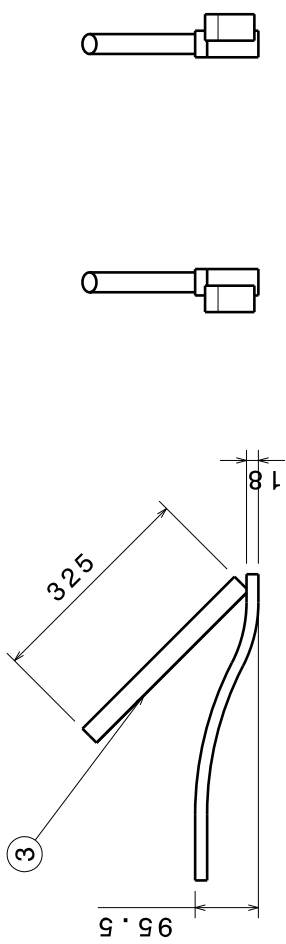
$$I_{yx} = 0.00 \quad I_{yy} = 3694348.44 \quad I_{yz} = 0.00$$

$$I_{zx} = 44144.65 \quad I_{zy} = 0.00 \quad I_{zz} = 3873285.42$$


ANEXO II



Planos

Conjunto:		Cantidad:	Ed.	Q.	Revisión	Fecha	Observaciones
 		PLANO REALIZADO EN CAD. NO MODIFICAR MANUALMENTE					

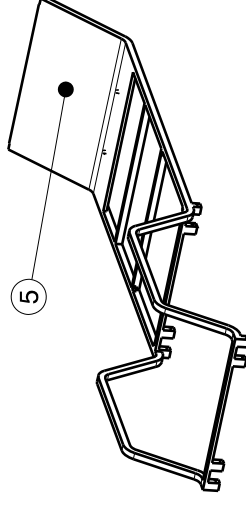
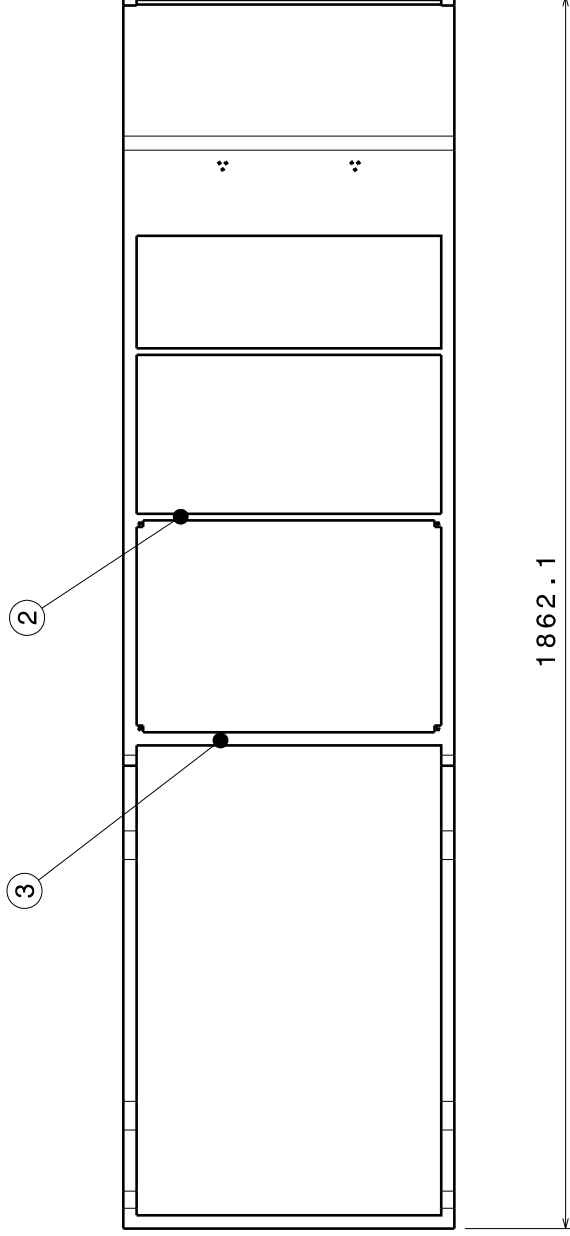
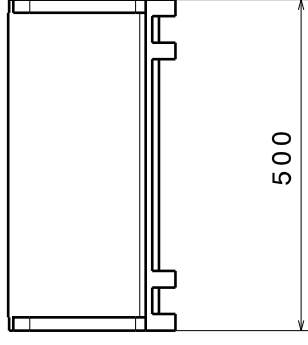
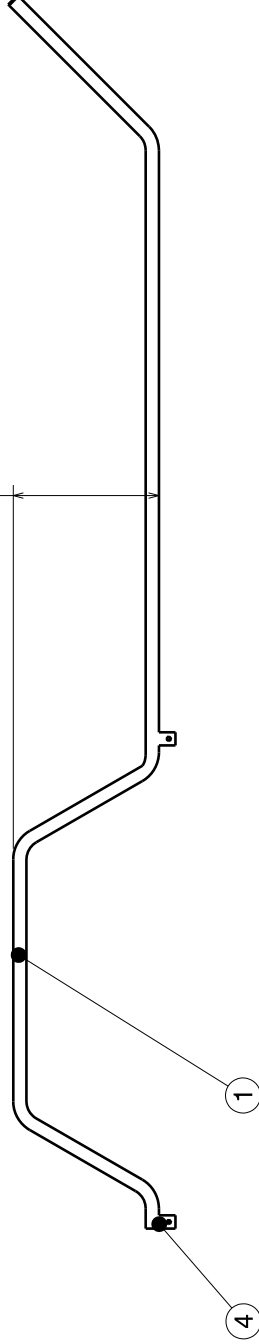


3	01-012	AMORTIGUADOR DELANTERO	2	
2	00-11	BALLESTA DELANTERA	2	
1	00-10	BALLESTA TRASERA	2	
POS.	REF.	DENOMINACIÓN	CANT.	observac.

Dibujado	Comprobado	Material	Acabado
Nombre	J. L. TORRES A. GIMENEZ		
Firma			
Fecha	27-10-07	GRUPO: AA000	Ref. Similar:
Denominación	CONJUNTO MASA NO SUSP.		Sustituye al:
Sistema CAD:	Formato plano: DIN-A3	Pieza N°:	Escala:
Productos: VEHICULO ELECT		01-04	Edición


Conjunto:		Cantidad:	Ed.	Q.	Revisión	Fecha	Observaciones
 		PLANO REALIZADO EN CAD. NO MODIFICAR MANUALMENTE					


220

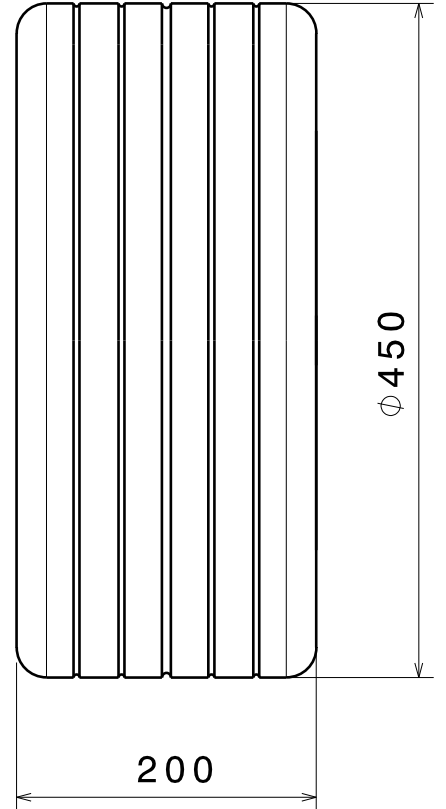
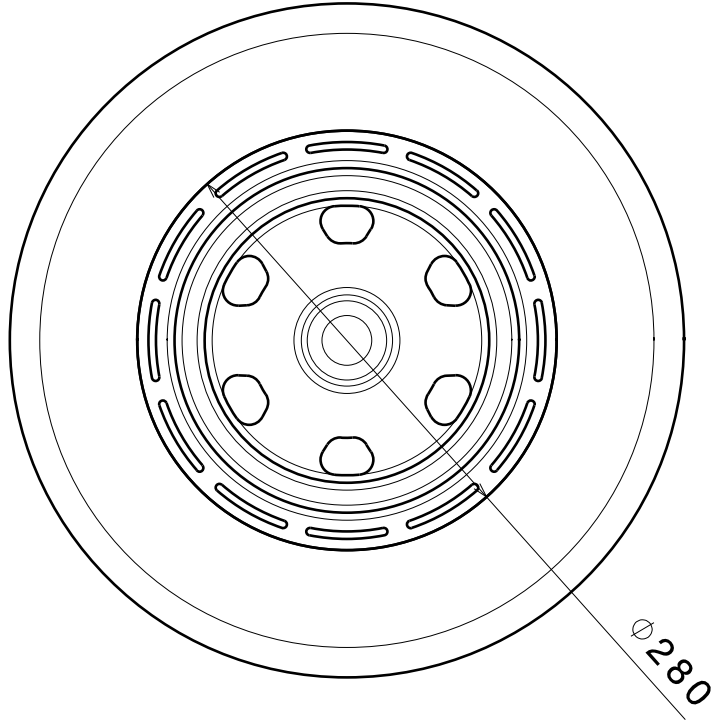
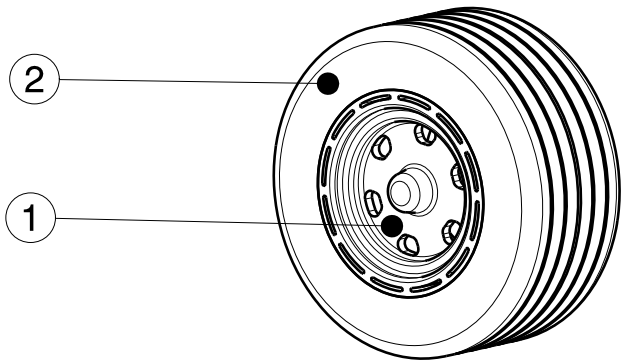


Isometric view
Scale: 1:15


5	00-07	REFUERZO DELANTERO	1	
4	00-06	SOP. BALLESTA TR.	4	
3	00-05	TRAVESAÑO TRASERO	2	
2	00-04	TRAVESAÑO CENTRAL	2	
1	00-03	LARGUERO	2	
POS. REF.	DENOMINACIÓN	CANT.	observac.	



Dibujado	Comprobado	Material	Acabado
Nombre J. L. TORRES	A. GIMENEZ		
Firma 			
Fecha 27-10-07		GRUPO: AA000	Ref. Similar: Sustituye al:
Denominación	CONJUNTO CHASIS		
Sistema CAD: Productos:VEHICULO ELECT	Formato plano: DIN-A3	Pieza Nº: 01-01	Escala: Edición

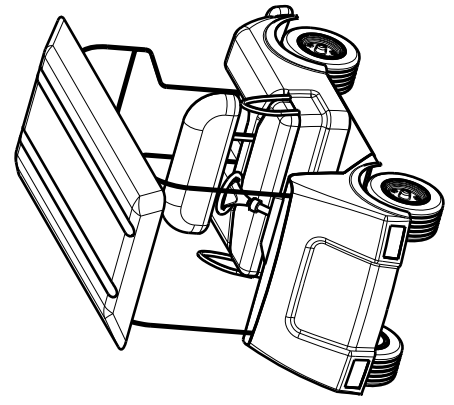
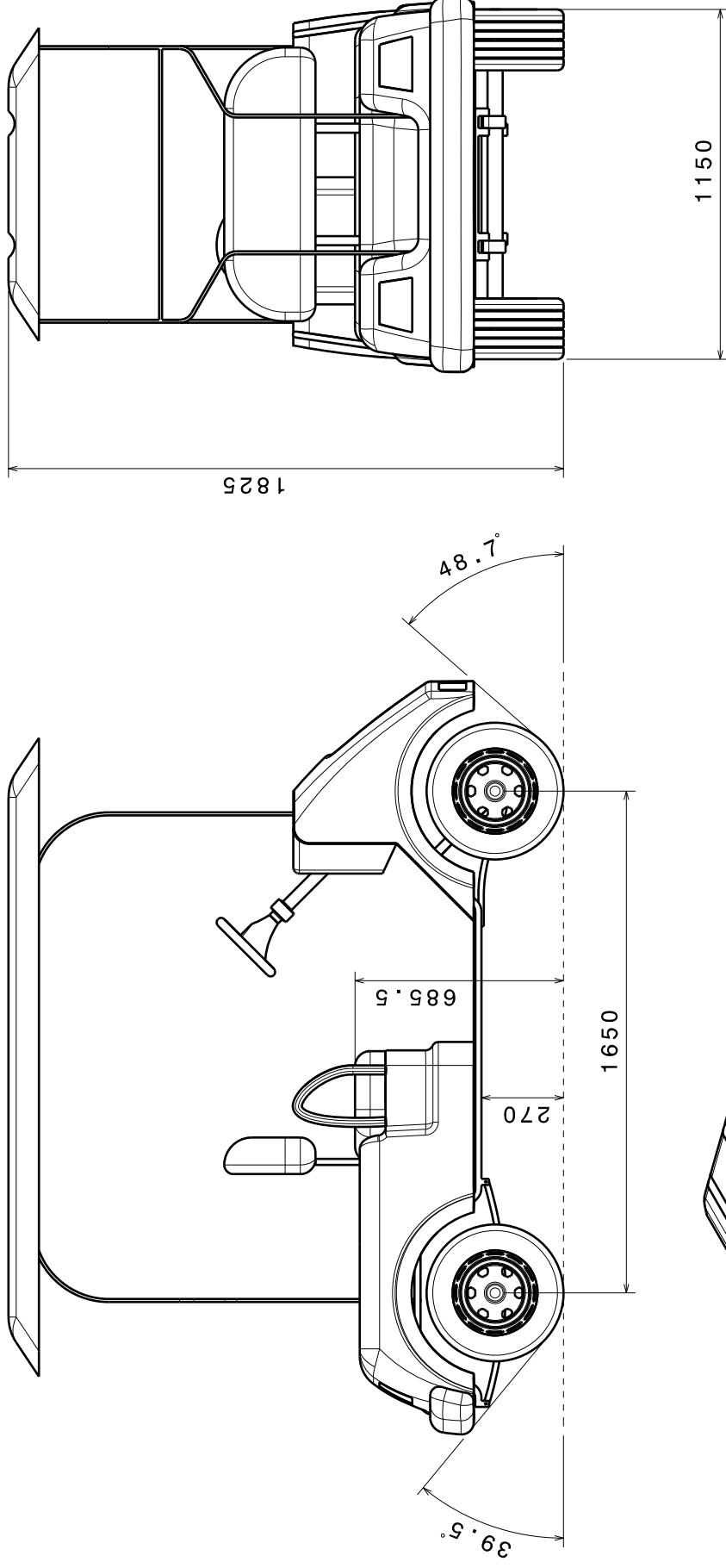
Conjunto:	Cantidad:	Ed.	Q.	Revisión	Fecha	Observaciones
 PLANO REALIZADO EN CAD. NO MODIFICAR MANUALMENTE						






2	00-02	NEUMATICO D.I.	1	
1	00-01	LLANTA D.I.	1	
POS.	REF.	DENOMINACIÓN	CANT.	observac.

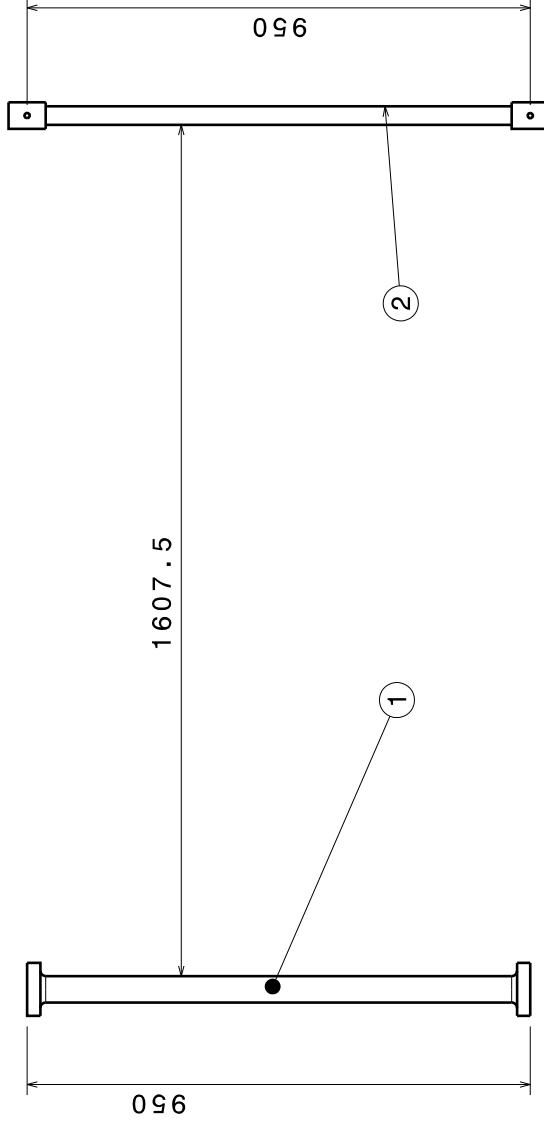
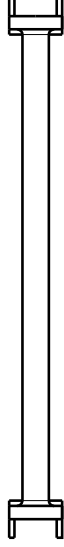
	Dibujado	Comprobado		Material	Acabado
Nombre	J.L.TORRES	A.GIMENEZ			
Firma					
Fecha	27-05-11	06-06-11		GRUPO: AA000	Ref. Similar:
Denominación					Sustituye al:
CONJUNTO RUEDA D.I.					
Sistema CAD:	Formato plano: DIN-A4			Pieza N°:	Escala: 1/5
Productos:VEHICULO ELECT.				01-02	Edición

Conjunto:		Cantidad:	Ed.	Q.	Revisión	Fecha	Observaciones
 		PLANO REALIZADO EN CAD. NO MODIFICAR MANUALMENTE					




Dibujado	Comprobado	Material	Acabado
Nombre J. L. TORRES A. GIMENEZ			
Firma 			
Fecha 27-05-11	06-06-11	GRUPO: AA000	Ref. Similar: Sustituye al:
Denominación		DIMENSIONES PRINCIPALES	
Sistema CAD:	Formato plano: DIN-A3	Pieza Nº:	Escala:
Productos: Vehículo Elect		10-01	Edición

Conjunto:		Cantidad:	Ed.	Q.	Revisión	Fecha	Observaciones
 		PLANO REALIZADO EN CAD. NO MODIFICAR MANUALMENTE					



2	00-31	EJE DELANTERO	1	
1	00-30	EJE TRASERO	1	
POS.	REF.	DENOMINACIÓN	CANT.	Observaciones

Dibujado	Comprobado	Material	Acabado
Nombre	J. L. TORRES A. GIMENEZ		
Firma			
Fecha	27-10-07	GRUPO: AA000	Ref. Similar:
Denominación	CONJUNTO EJES		Sustituye al:
Sistema CAD:	Formato plano: DIN-A3	Pieza N°:	Escala:
Productos:VEHICULO ELECT		01-05	Edición

Resumen La introducción de sistemas de propulsión eléctricos en automóviles está contribuyendo a reducir el consumo de combustibles fósiles y optimizar la eficiencia de los nuevos vehículos. En este trabajo se analiza y simula el comportamiento dinámico de un vehículo eléctrico. Para ello se formulan las ecuaciones correspondientes y se construye un prototipo tridimensional que permite la obtención de los datos relativos a masas e inercias de sus componentes. Todas estas variables son implementadas en un modelo que se analiza en la herramienta para el análisis de sistemas multicuerpo Simmechanics. La principal aportación de este trabajo consiste en la propuesta, una vez validado el modelo, de una modificación en el reparto de masas del vehículo que mejora el comportamiento dinámico del mismo. Además, gracias a la integración de este modelo en entorno MATLAB/Simulink se posibilitan futuras incorporaciones de sistemas de control como navegación autónoma, ayuda a la frenada o control de estabilidad entre otros.

The introduction of electric propulsion systems in automobiles is helping to reduce fossil fuel consumption and optimize the efficiency of new vehicles. This paper analyzes and simulates the dynamic behavior of an electric vehicle. Dynamic equations are formulated and a three-dimensional prototype is built, which allows the collection of data on mass and inertia of its components. All these variables are implemented in a model that is analyzed by the tool for the analysis of Multibody systems SimMechanics. The main contribution of this paper is the proposal, once validated the model, of a change in the distribution of mass of the vehicle which improves the dynamic performance of it. And thanks to the integration of this model in MATLAB / Simulink, future additions such as navigation systems, autonomous control, brake assist and stability control, among others are possible.

