

# Mecanismo de ancho de vía variable para vehículo eléctrico urbano de tres ruedas

M. Izquierdo<sup>1</sup>, I. Ulacia<sup>1</sup>, E. Olabarrieta<sup>2</sup>, I. Gallego<sup>1</sup>, I. Eraña<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Departamento de Mecánica y Producción Industrial, Mondragon Unibertsitatea, [mizquierdo@mondragon.edu](mailto:mizquierdo@mondragon.edu), [iulacia@mondragon.edu](mailto:iulacia@mondragon.edu), [igallego@mondragon.edu](mailto:igallego@mondragon.edu), [ierana@mondragon.edu](mailto:ierana@mondragon.edu)

<sup>2</sup> Departamento de Ingeniería Mecánica, IK4-TEKNIKER, [eneko.olabarrieta@tekniker.es](mailto:eneko.olabarrieta@tekniker.es)

---

*Debido a las dimensiones de los vehículos actuales, la baja tasa de ocupación de los mismos y el aumento de la población mundial, los fabricantes de vehículos están desarrollando diseños compactos orientados a la movilidad personal (1-2 personas). Además de la reducción de espacio es requisito indispensable mantener unos valores mínimos de confort y seguridad en el vehículo. Es por ello, por lo que el presente trabajo pretende desarrollar, fabricar y testear un mecanismo de ancho de vía variable para un vehículo de tres ruedas (2 delante y 1 detrás). De esta forma, dicho mecanismo permitirá al usuario aparcar en un tercio del espacio requerido por un vehículo convencional. En primer lugar, se muestra el desarrollo del mecanismo de variación de ancho de vía del eje delantero del vehículo incluyendo suspensiones y dirección. Para asegurar el correcto funcionamiento de todos los componentes diseñados, se ha desarrollado un modelo multi-cuerpo (MBS) del vehículo de tres ruedas. En el mismo, se ha definido un caso de carga crítica para la obtención de cargas transmitidas desde el neumático hasta el chasis del vehículo. Debido a la iteración necesaria entre el mecanismo de ancho de vía y el vehículo, se ha definido una lógica de control para el mecanismo, el cual controla de forma instantánea el ancho de vía del vehículo en función de la velocidad y aceleración del vehículo. Para poder testear todos los componentes desarrollados, se ha empleado un banco de suspensiones de cuarto de vehículo, donde han sido testeadas las suspensiones, y una estructura diseñada específicamente para el testeo del mecanismo de ancho de vía, donde se han mantenido las mismas condiciones de contorno y carga que en el vehículo en cuestión.*

---

## 1. Introducción

Debido a las dimensiones de los vehículos actuales, la baja tasa de ocupación de los mismos, los objetivos de emisiones para el 2020 [1] y el aumento de la población mundial, varias de las directrices de los fabricantes de vehículos se están centrando en el desarrollo de diseños compactos orientados a la movilidad personal (1-2 personas). Para ello, tienen como objetivo combinar el potencial que tienen las motocicletas y los vehículos de cuatro ruedas. Por un lado, se pretende enfatizar la agilidad y el reducido espacio que ocupan los vehículos de dos ruedas, mientras que por otro lado, se quieren mantener los valores de confort y seguridad obtenidos en los vehículos de cuatro ruedas.

Con ese objetivo, diferentes fabricantes (OEM) como Renault o Smart han lanzado al mercado vehículos de cuatro ruedas con unas dimensiones reducidas: Renault Twizy y Smart Fortwo. En la misma línea, distintos autores han publicado desarrollos de modelos de vehículos *Three Wheeler* [2-6], en los cuales se ha identificado la problemática de vuelco existente en situaciones de conducción en curva. Para aumentar el comportamiento dinámico y mejorar la respuesta frente a situaciones de conducción en curva, diferentes autores presentan mecanismos de inclinación de cabina, los cuales trasladan el centro de gravedad hacia el interior de la curva. De esta forma, consiguen aumentar la carga vertical en la rueda interna. Dónde presentan vehículos en fase de prototipo y testeo, como son: Carver, BMW Clever y Toyota i-Road. Por otro lado, varios estudios demuestran que el límite de vuelco de estos vehículos está directamente relacionado con la posición del centro de gravedad del mismo y su ancho de vía [2, 3].

Es por ello por lo que el presente trabajo pretende desarrollar, fabricar y testear un mecanismo de ancho de vía variable para un vehículo de tres ruedas (2 delante y 1 detrás), con el cuál mantendrá un mayor ancho de vía mientras el vehículo es conducido a altas velocidades y reducirá el ancho de vía en situaciones de conducción a baja velocidad y parking. De esta forma, dicho mecanismo permitirá al usuario aparcar el vehículo en un tercio del espacio requerido por un vehículo convencional.

En primer lugar, se muestra el desarrollo del mecanismo que permite reducir el ancho de vía del eje delantero para situaciones de conducción a baja velocidad y estacionamiento, incluyendo sistemas de suspensiones con amortiguadores inerciales y mecanismo de dirección [7]. Para asegurar el correcto funcionamiento de todos los componentes diseñados, se ha desarrollado un modelo multi-cuerpo (MBS) del vehículo de tres ruedas. En él, como evento crítico, se ha definido un caso de *pothole* obteniendo las cargas transmitidas desde el neumático hasta el chasis del vehículo.

Para poder testear todos los componentes desarrollados, se han empleado un banco de suspensiones de cuarto de vehículo [8], donde han sido testeadas las suspensiones, y una estructura diseñada específicamente para el testeo del mecanismo de ancho de vía, donde se han mantenido las mismas condiciones de contorno y carga que en el vehículo en cuestión.

## 2. Concepto de vehículo y especificaciones generales

El mecanismo desarrollado va a ser montado en el prototipo de vehículo de tres ruedas WEEVIL, el cual es un vehículo eléctrico de categoría L5 creado dentro de un proyecto Europeo de investigación. Como parte del proyecto de investigación, en este vehículo se pretenden instalar distintas tecnologías como son: mecanismo PINCER (*ParkINg Cross distance adaptER*), estructura de fibra de vidrio producida por el método de pultrusión en continuo, un sistema de transmisión que integra un motor de reluctancia conmutada (SRM) y una batería intercambiable. Considerando las cualidades mencionadas, el vehículo está orientado para uso urbano siendo ideal su empleo en grandes ciudades.

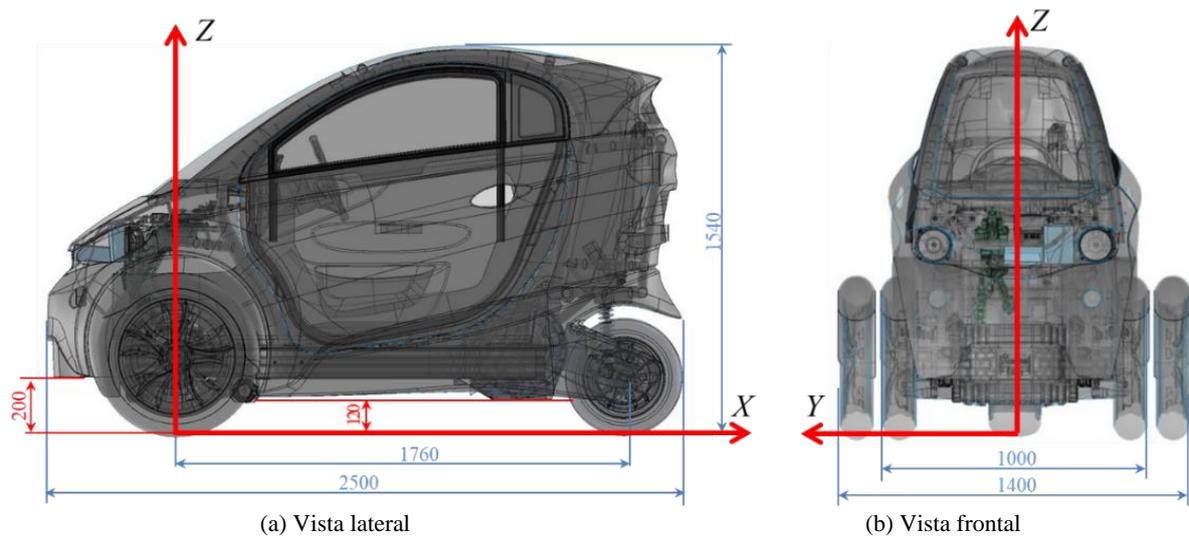
En la Tabla 1 se muestran las características y dimensiones generales de vehículo, el cual tiene una configuración de dos ruedas delanteras directrices y una trasera motriz (2F-1R). Por otro lado, la velocidad máxima de diseño de este *Three Wheeler* es de 80 km/h.

**Tabla 1:** Especificaciones de vehículo.

Características	Valor/descripción
Categoría de vehículo	L5-e
Entre-eje	1760 mm
Ancho de vía ancho (Centro de rueda / Ancho total)	1260/1400 mm
Ancho de vía estrecho (Centro de rueda / Ancho total)	860/1000 mm
Longitud total	2500 mm
Dimensión rueda delantera	130/70 R18
Dimensión rueda trasera	205/50 R10
Masa para situación Kerb	521 kg
Masa pasajero	75 kg
Kerb+1pass	596 kg
GVW	671 kg
Condición de carga Kerb+1pass (CGX, CGY, CGZ)	(759, 0, 434) mm
Ixx	86,68 kgm <sup>2</sup>
Iyy	264,18 kgm <sup>2</sup>
Izz	242,93 kgm <sup>2</sup>

Analizando las dimensiones generales presentadas, este vehículo puede ser aparcado en el tercio del espacio requerido para estacionar un automóvil convencional, que es el espacio equivalente necesario para estacionar una motocicleta. Estas especificaciones hacen que el usuario combine las características de confort de un automóvil con la agilidad y la capacidad de estacionamiento de una motocicleta.

Debido a la previsión de aparcamiento en batería en zonas orientado al aparcamiento en línea, como se muestra en la Figura 1 los extremos delantero y trasero del vehículo están diseñados con una distancia al suelo suficiente para evitar colisiones entre la carrocería del automóvil y bordillos de acera de hasta 200 mm. A su vez, la altura libre mínima definida en el entre-eje del vehículo es de 120 mm, distancia necesaria para subir un bordillo sin producir ningún daño en la parte inferior del vehículo.



**Figura 1:** Dimensiones generales de vehículo.

Los parámetros de masa del vehículo, CG e inercia mostrados en la Tabla 1, se miden teniendo en cuenta los ejes de referencia presentados en la Figura 1. Estos valores son estimados partir de los datos CAD del vehículo, el cual se ha construido siguiendo todas las especificaciones definidas por los fabricantes de los componentes.

### 3. Diseño y cálculo del mecanismo de variación de ancho de vía

El mecanismo de variación de ancho de vía está diseñado para ser instalado en el prototipo WEEVIL, aunque también podría ser instalado en cualquier vehículo de categoría L5. Este mecanismo está compuesto por un sistema activo que permite aumentar o disminuir el ancho del eje delantero del vehículo. El objetivo principal de este mecanismo es reducir el espacio de estacionamiento lateral requerido, manteniendo un comportamiento dinámico satisfactorio del vehículo.

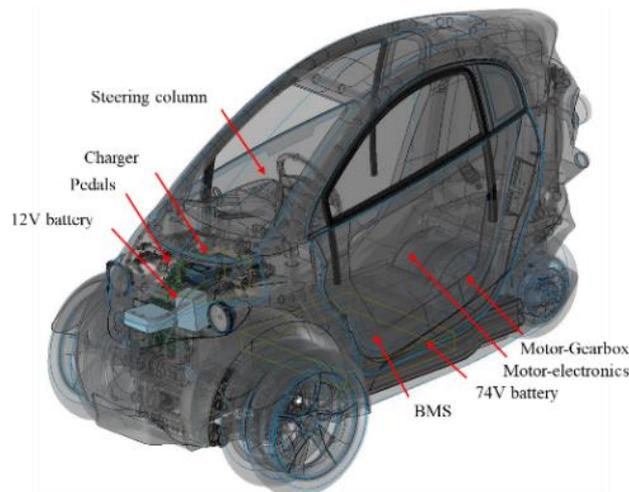
#### 3.1. Requerimientos del mecanismo

El desarrollo debe cumplir con los requisitos definidos a continuación:

- Variación de ancho de vía de 1400 mm a 1000 mm mientras el vehículo está siendo conducido
- El desplazamiento de las ruedas debe ser únicamente lateral, debido a los requisitos de confort y longitud de vehículo definidos
- No es necesaria la aplicación de variación de convergencia en ruedas debido a la tolerancia de montaje y alineación de dirección de los vehículos similares [9-12]
- Espacio limitado para el mecanismo. Esta limitación es debida al método de fabricación del chasis, a la necesidad de mantener el frontal del vehículo libre para las estructuras de impacto y a la necesidad de incluir el resto de componentes indispensables para el correcto funcionamiento de un vehículo eléctrico, Figura 2.
- Tensión de vehículo: batería principal 72 V-80 V; auxiliar 12 V
- Mecanismo de suspensión y dirección que permitan variar el ancho de vía

Debido a la novedad del mecanismo y a la falta de bibliografía referente a la fricción entre el neumático seleccionado y suelo para situaciones dinámicas y deslizamiento lateral, se han realizado las siguientes hipótesis:

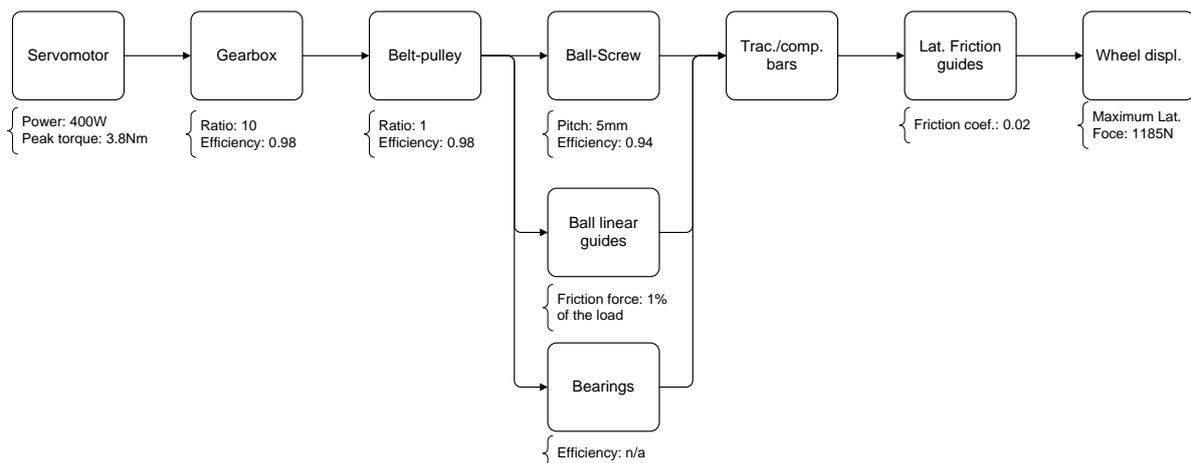
- A pesar de que el vehículo tiene que ser conducido en un rango de velocidad determinado para darse el movimiento de apertura o cierre del mecanismo, a la hora de realizar el dimensionamiento de los componentes a instalar en el mecanismo se ha estimado una fricción estática entre el neumático seleccionado y suelo de 0.8, la cual equivale a una condición de asfalto seco [13].
- La condición de carga GVW (*Gross Vehicle Weight*) es definida para el dimensionamiento de componentes. En esta situación, la carga vertical medida en los neumáticos alcanza su valor máximo.



**Figura 2:** Ubicación de los componentes indispensables del vehículo.

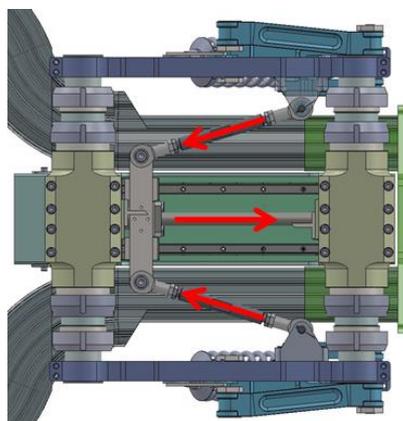
### 3.2. Selección de componentes mecánicos

Tras el análisis de distintas configuraciones y considerando los requisitos técnicos mencionados en el apartado anterior, se desarrolla un mecanismo que integra un actuador central con el objetivo de conseguir un mecanismo robusto y simétrico. Para ello, se emplea un servomotor el cual por medio de los componentes de transmisión determinados en la Figura 3 actúa sobre un husillo a bolas desplazando las ruedas de forma lateral.

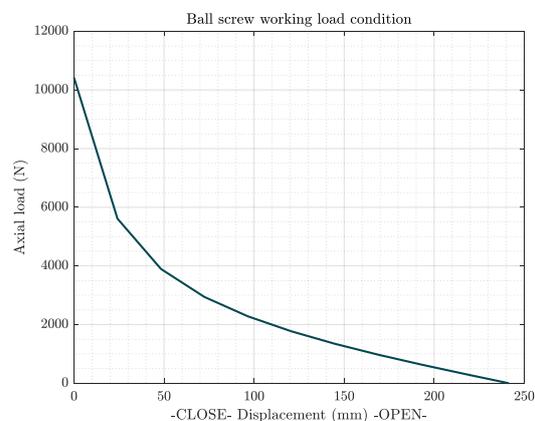


**Figura 3:** Componentes empleados en el mecanismo de variación de ancho de vía.

Para el dimensionamiento de los componentes, se han definido las cargas laterales generadas en el neumático, obteniendo de esta forma la variación de carga del husillo en función de su posición, Figura 4(b). Esta variación es debida a la geometría definida en las barras de tracción compresión, las cuales se muestran en la Figura 4(a).



(a) Disposición de barras tracción/compresión



(b) Distribución de carga

**Figura 4:** Condición de carga del husillo.

En la Tabla 2, se muestran los valores de carga máximos y mínimos calculados para las barras de tracción compresión y husillo.

**Tabla 2:** Cargas calculadas para el mecanismo de variación.

$F_y$ (Tyre lateral peak force) (N)	1185
Traction/compression bar axial load CLOSE (N)	5405
Traction/compression bar axial load OPEN (N)	254
Ball screw axial total load CLOSE (N)	10420
Ball screw axial total load OPEN (N)	0

Una vez definidas las cargas e identificadas las situaciones más críticas para cada componente, se dimensionan el resto de componentes, definiendo así la potencia mínima necesaria para la selección del servomotor.

### 3.3. Estrategia de control electrónico

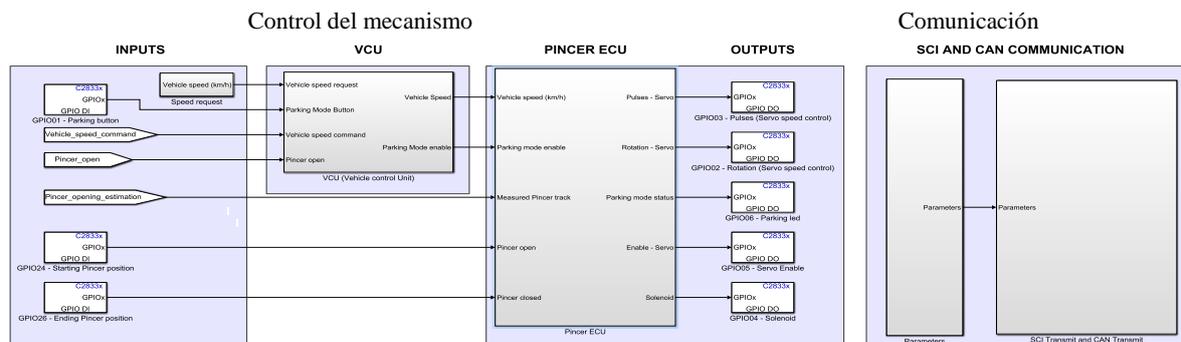
Como el mecanismo está incluido en un vehículo y está destinado a ser utilizado en situaciones de estacionamiento mientras el vehículo está siendo conducido, es requisito indispensable mantener una comunicación instantánea entre el control del mecanismo y del vehículo. Para eso, a pesar de que la lógica de control diseñada es responsable del correcto funcionamiento del mecanismo desarrollado, se requiere una comunicación de señales de entrada y salida del mecanismo. Esta comunicación se da entre la unidad de control del vehículo (VCU) y la unidad de control del mecanismo (PCU), cuyas tramas van a ser enviadas por comunicación CAN (*Controller Area Network*). Al igual que el diseño mecánico realizado, el diseño electrónico no depende de otros componentes del vehículo, por lo que es posible instalarlo en otros vehículos de categoría L5.

La lógica del mecanismo completo está integrada en una PCU, que está alimentada por la batería auxiliar del vehículo (12 V) y está compuesta por una tarjeta de control Texas Instruments F28335 y la electrónica de acondicionamiento de señal necesaria. Las principales señales de entrada y salida para esta unidad de control se muestran en la Tabla 3.

**Tabla 3:** Datos de entrada y salida de la PCU.

Entrada	Salida
Velocidad instantánea de vehículo	Dirección de rotación del servomotor
Estado del pulsador de situación de parking	Velocidad del servo motor
Estado del final de carrera para el mecanismo abierto	Led de situación de parking
Estado del final de carrera para el mecanismo cerrado	Drive activo
	Información del estado del mecanismo

La tarjeta de control mencionada ha sido programada por medio de Matlab/Simulink, donde se distinguen dos bloques: control del mecanismo y comunicación. Ver Figura 5.



**Figura 5:** Algoritmo de control.

Como se ha mencionado, en relación con las entradas definidas, la lógica de control diseñada va a definir si el mecanismo puede comenzar su movimiento de apertura o no. Dependiendo de las señales introducidas en la PCU, el mecanismo puede abrir el ancho de vía, cerrar el ancho de vía o detener el movimiento de variación de ancho. Una vez que se detiene la variación de ancho y teniendo en cuenta la información recibida, el mecanismo puede continuar con la condición de apertura/cierre o la operación reversa limitando la aceleración y la velocidad del vehículo. Además, en caso de ser necesario, la PCU puede enviar mensajes de advertencia a la VCU.

Esta estrategia de control ha sido probada virtualmente utilizando Matlab/Simulink, donde las entradas de los vehículos son introducidas por un simulador de protocolo CAN. Este simulador envía en tiempo real la velocidad del vehículo y el mecanismo cambia sus condiciones de trabajo como si estuviera instalado en el vehículo real.

## 4. Desarrollo del mecanismo de suspensión y dirección

Así como para el mecanismo de variación de ancho de vía, en el diseño de los componentes de la suspensión y dirección, el espacio disponible en el extremo frontal del vehículo y el movimiento de variación de ancho de vía son los factores limitantes. Es por esa razón, por la que no es posible instalar un mecanismo de suspensión y/o dirección convencional, siendo necesario el desarrollo de los mismos.

### 4.1. Requisitos de suspensión y dirección

Aparte de los requisitos de espacio y topología mencionados, es necesario considerar las siguientes especificaciones:

- requisitos de agarre y confort similares a los de los vehículos convencionales. Considerando las dimensiones del vehículo y las frecuencias de resonancia de los vehículos de 4 ruedas y dos ruedas mostradas en bibliografía [13-14], para la suspensión desarrollada se han seleccionado unas frecuencias de 1,9 Hz y 15 Hz de forma respectiva para la masa suspendida y no suspendida.
- desde el punto de vista de estética, se ha definido un desplazamiento de masa suspendida de 15 mm para la variación de carga de *Kerb* a GVW.
- del análisis bibliográfico, se ha definido una rigidez de neumático de 269 N/mm [4].
- el radio mínimo de giro del vehículo está definido en 3,5 m.
- el sistema de dirección debe satisfacer los requisitos de geometría de Ackerman.

### 4.2. Dimensionamiento y selección de componentes

El tipo de suspensión delantera instalada es una suspensión *trailing arm* modificada, donde las unidades de muelles y amortiguadores se colocan en una posición inclinada y longitudinal a la dirección de conducción del vehículo. Esta suspensión permite la traslación transversal de todo el sistema de suspensión para el caso en el que se activa el mecanismo de variación del ancho de vía.

El sistema de dirección consiste en una dirección por cable mecánico que transmite el par desde la caja de dirección al a la rueda por medio de un sistema de poleas, proporcionando la flexibilidad necesaria para variar el ancho de vía delantero. Este mecanismo de dirección también tiene un sistema de barras para satisfacer la geometría de dirección de Ackermann.

Los muelles, amortiguadores y *bump-stops*, se seleccionan de un fabricante de amortiguadores determinado, ya que proporcionan una producción personalizada e incluyen una válvula *Corner Control Valve* (CCV) en el interior del amortiguador. Esta válvula varía la fuerza del amortiguador en función de la aceleración lateral medida. Debido al mecanismo de variación de ancho de vía y el espacio reducido en la parte delantera del vehículo, no es factible instalar una barra estabilizadora, por lo que esta tecnología podría ser ideal para mejorar las características de vuelco del vehículo de tres ruedas.

En base a la tasa de ocupación de vehículos orientados a uso urbano [16-17], los componentes de suspensión de tres ruedas están optimizados para el caso de carga *kerb* + 1. Los resultados obtenidos se muestran en la Tabla 4:

**Tabla 4:** Datos de suspensión.

FRONT	Frecuencia de masa suspendida (Hz)	1,9
	Frecuencia de masa no suspendida (Hz)	18
	<i>Motion ratio</i>	0,66
	Recorrido de compresión de rueda (mm)	70
	Recorrido de extensión de rueda (mm)	40
	Rigidez de muelle (N/mm)	32
Longitud de <i>bump-stop</i> (mm)		20
REAR	Frecuencia de masa suspendida (Hz)	2,4
	Frecuencia de masa no suspendida (Hz)	17,7
	<i>Motion ratio</i>	0,95
	Recorrido de compresión de rueda (mm)	70
	Recorrido de extensión de rueda (mm)	30
	Rigidez de muelle (N/mm)	32
Longitud de <i>bump-stop</i> (mm)		20

Para tener un vehículo con una conducción confortable y unos valores mínimos de dinámica vehicular, es necesario instalar amortiguadores adecuados, los cuales se definen con coeficientes tales como la amortiguación media total, la asimetría del amortiguador o el factor de progresividad [18]. Estos parámetros de amortiguador son definidos en la Tabla 5.

**Tabla 5:** Especificaciones de amortiguador.

Ratio de amortiguamiento ( $\xi$ ) (-)	0,35
Asimetría de amortiguador (%)	30/70
Factor de progresividad ( $\lambda$ ) (-)	1
Factor de velocidad alta de amortiguador (-)	1,5

Para la definición del subsistema de dirección, se define un objetivo de radio de giro mínimo para el vehículo de 3,5 m. En los cálculos preliminares de la dirección, en los cuales no se considera la geometría de Ackerman, se calcula un ángulo de  $28^\circ$  en rueda. Esos cálculos se realizan teniendo en cuenta que el CG del vehículo se coloca en el centro del mismo. Por otro lado, es necesario mencionar que este ángulo puede variar cuando se aplica la condición de Ackerman, aumentando el ángulo de la rueda interna y disminuyendo el ángulo de la rueda externa.

Para satisfacer las condiciones de manejo de Ackerman, se diseña un mecanismo de barras. Este mecanismo optimiza la condición de Ackerman cuando el ángulo de dirección es de  $18^\circ$ , el cual es equivalente a conducir el vehículo en un radio de 5,5 m. Para esta condición, las ruedas delanteras interiores tienen los siguientes valores de referencia de Ackerman:  $= 20,1^\circ$  y  $= 16,2^\circ$ . En el sistema de dirección diseñado, el error de Ackerman es menor a  $0,2^\circ$  cuando el mecanismo se encuentra en su posición de abierto.

Para dar la flexibilidad necesaria al sistema de dirección, se instala el mecanismo de cremallera conectado a una polea que está ubicada debajo del panel delantero del vehículo. Esos componentes actúan directamente en un conjunto de polea/cable, desde donde la rotación de la polea se transmite a las ruedas delanteras del vehículo, orientando cada rueda del vehículo con el ángulo de dirección deseado.

## 5. Validación virtual del PINCER, suspensión y dirección

Paralelamente al diseño del mecanismo, se ha desarrollado un modelo de MBS de tres ruedas (el cual no es detallado para buscar la claridad del trabajo) con el cual se obtienen las cargas máximas a ser introducidas en los cálculos FEM. El evento de *pothole* es considerado como el evento más crítico, obteniendo los casos de carga mostrados en la Tabla 6.

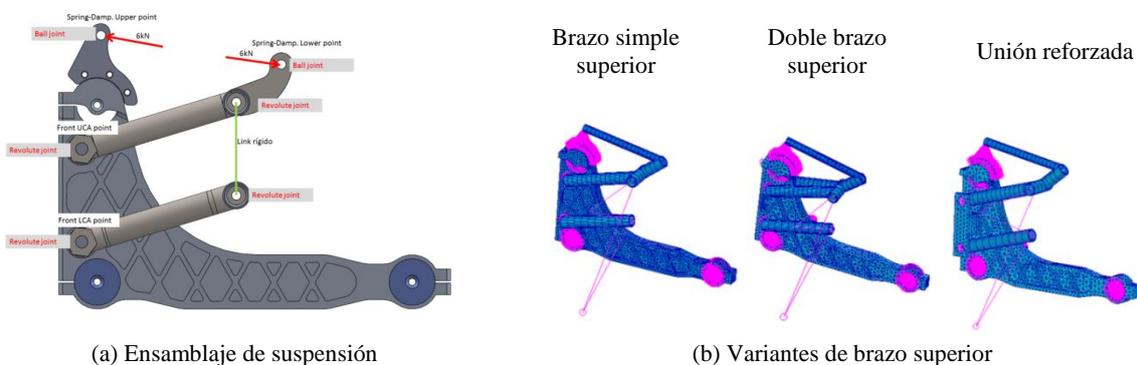
**Tabla 6:** Condición de *pothole* definida.

	$F_x$	$F_y$	
Front left wheel centre	+6390 N	+2112 N	-16074 N
Front left contact patch	-	-	+21050 N

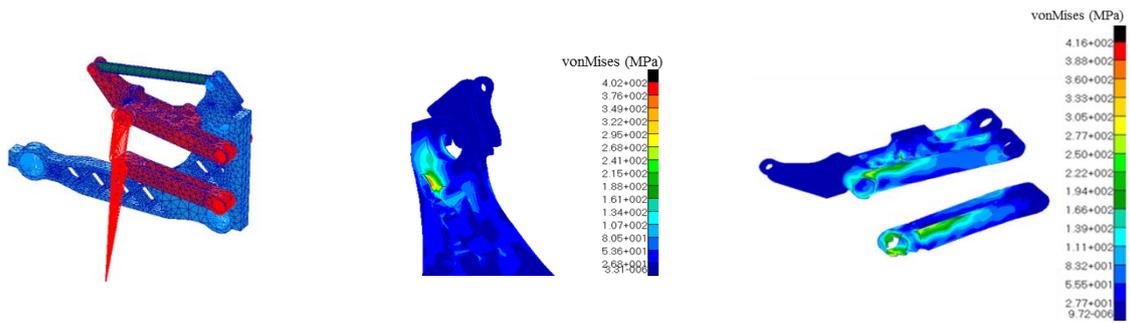
Para el análisis de componentes, no solo le ha considerado el evento *pothole*, sino que también se han considerado las cargas generadas por el mecanismo de variación de ancho de vía.

### 5.1. Subsistema de suspensión

Para el evento de *pothole* se define la condición crítica cuando la suspensión está en su posición de máxima compresión, donde el muelle y amortiguador están completamente comprimidos. Para esta situación, las cargas definidas se aplican manteniendo las condiciones de contorno que se muestran en la Figura 6(a). Además, se analizan tres tipos de brazo de suspensión superior (los cuales se muestran en la Figura 6(b)) para reducir el par y la carga generados en la articulación del brazo superior.

**Figura 6:** Análisis del brazo superior.

Para el presente estudio, se selecciona la opción de un doble brazo superior, debido a la mayor rigidez y la mejor transmisión de carga que ofrece en comparación con las otras opciones consideradas. La Figura 7 muestra la distribución de tensiones de vonMises de esta parte



(a) Modelo FEM de suspensión

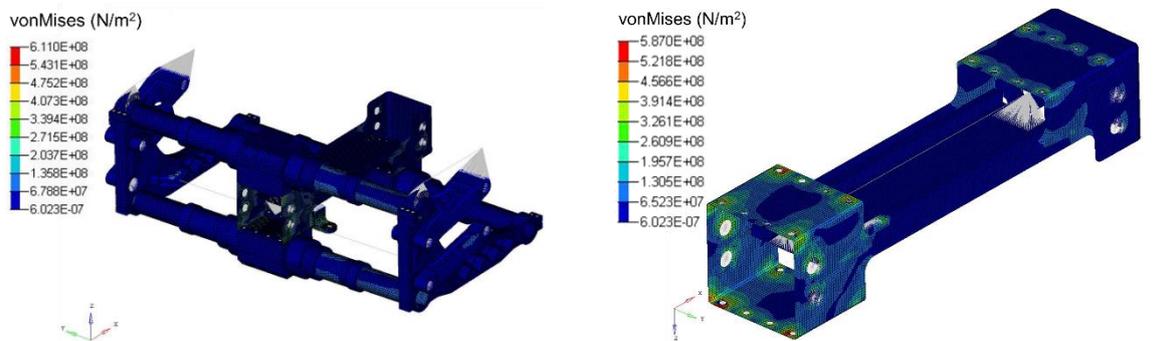
(b) Máximo valor de tensión en los componentes de suspensión

**Figura 7:** Modelo FEM y resultados de suspensión.

Como se ha mostrado en la Figura 7, la carga máxima identificada en los componentes analizados debidos a la situación de *pothole* es de 415 MPa.

### 5.2. Subsistema de mecanismo y guiado

En el caso de los componentes del mecanismo de ancho de vía, se ha identificado que la condición crítica sigue siendo la condición de *pothole*, registrando unos valores de tensiones máximas en las zonas de unión entre el chasis del PINCER y el sistema de guiado lateral, Figura 8(a),(b). De este mismo modelo de simulación se han podido obtener los valores de cargas radiales transmitidas a los casquillos de guiado, verificando que trabajan por debajo del límite de carga definido por el fabricante.



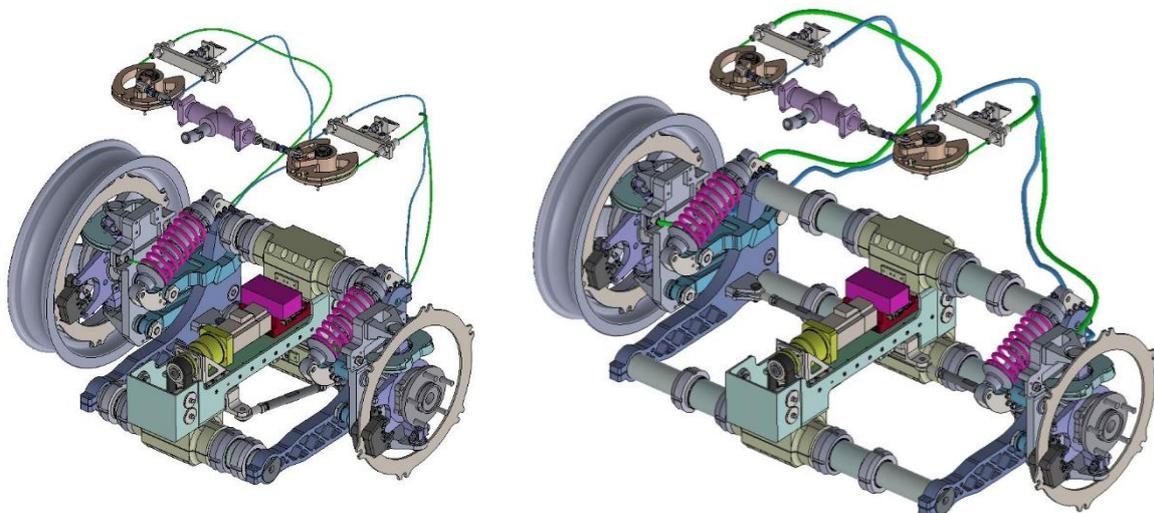
(a) Resultado FEM de mecanismo

(b) Máximo valor de tensión en el chasis del mecanismo

**Figura 8:** Resultados FEM obtenidos para el mecanismo.

## 6. Diseño final del mecanismo desarrollado

En esta sección, se presenta el mecanismo de eje delantero desarrollado. Como se puede ver en la Figura 9, una de las principales ventajas del sistema diseñado es que es completamente independiente del conjunto del vehículo y que se puede adaptar fácilmente a otro vehículo de categoría L5.



(a) Mecanismo en posición cerrado

(b) Mecanismo en posición abierta

**Figura 9:** Diseño final del mecanismo desarrollado.

## 7. Testeos y validaciones realizadas

En el presente apartado se agrupan los testeos experimentales realizados, entre los cuales se distinguen las pruebas de suspensión, llevadas a cabo en un banco de suspensiones de cuarto de vehículo, y las pruebas de validación del mecanismo, los cuales se han realizado en una bancada que mantiene la carga y uniones del vehículo en cuestión.

### 7.1. Equipamiento de testeo

Para los testeos de la suspensión desarrollada, como se ha mencionado anteriormente [8] se ha empleado el banco de suspensiones de cuarto de vehículo mostrado en la Figura 10, el cual tiene las características mostradas en la Tabla 7.



**Figura 10:** Banco de suspensiones de cuarto de vehículo.

**Tabla 7:** Especificaciones del banco de suspensiones.

Actuador hidráulico	28 kN
Capacidad del actuador	Amplitud de 75 mm a 2 Hz Amplitud de 5 mm a 25 Hz
Carrera máxima	150 mm
Máx. masa del cuarto	750 kg

Para poder testear la suspensión desarrollada con los valores y cargas del vehículo, se ha ajustado su masa y condiciones de suspensión, obteniendo los valores de la Tabla 8.

**Tabla 8:** Comparación de datos teóricos y experimentales instalados.

	Valores teóricos	Valores medidos e instalados
Rigidez de neumático a 2,5 bar (N/mm)	269	231
Rigidez de muelle (N/mm)	32,1	32
<i>Motion Ratio</i>	0,66	0,57
Masa no suspendida (kg)	32,7	32,7
Masa suspendida (kg)	136,7	138,5
<b>Valores de frecuencias calculadas</b>		
Frecuencia de masa no suspendida	15	13,9
Frecuencia de masa suspendida	1,9	1,8

Por otro lado, para la validación del mecanismo de ancho de vía, se ha desarrollado la estructura mostrada en la Figura 11 en la cual se mantienen las uniones disponibles en el vehículo. Además, se ha incluido la masa requerida en la estructura, de forma que en el eje delantero se obtiene la misma carga vertical que tendrá cuando el mecanismo sea instalado en el prototipo del vehículo. La plataforma desarrollada se mueve hacia adelante y hacia atrás mientras se activa el mecanismo de ancho de vía. La actuación del servomotor se realiza en su condición nominal. En estas pruebas, para activar el mecanismo, la lógica de control requiere de una velocidad mínima definida en el vehículo. En esta línea, y considerando el espacio disponible dentro del laboratorio, todas las pruebas se realizan a menos de 16 km/h (10 mph).



**Figura 11:** Estructura de testeo de mecanismo.

### 7.2. Resultados de suspensión

En lo referente a los resultados de suspensión, en primer lugar, se muestran las comparaciones cinemáticas realizadas. En la Figura 12 se comparan los valores de *Motion Ratio* medidos. En la gráfica, se han omitido los datos iniciales y finales de los resultados experimentales, debido a las altas desviaciones introducidas por la activación del *bump stop*. Es por eso por lo que, para la comparación, solo se consideran secciones lineales.

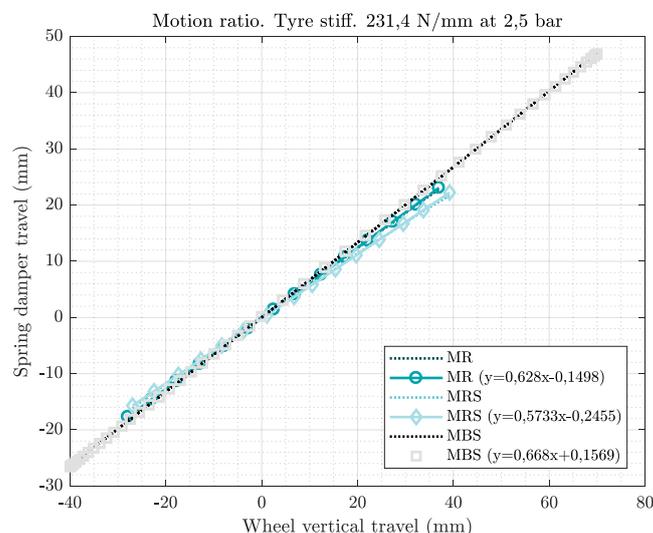
Analizando los resultados mostrados, se aprecia que la pendiente de la línea de tendencia teórica (leyenda MBS del gráfico) es igual que el valor mostrado en la Tabla 4. Por otro lado, para el caso experimental en el cual el muelle de suspensión no está instalado (leyenda MR del gráfico), se aprecia una pequeña desviación. Estas ligeras desviaciones son equivalentes a un aumento del recorrido vertical de la rueda de 5,4 mm o en un 5% para mantener el recorrido definido de 70 mm de amortiguador. Esas desviaciones pueden ser producidas por:

- Tolerancias de fabricación
- Desviaciones de ensamblaje
- Carga introducida por las masas de componentes
- Carga introducida por la presión del gas y fuerza de fricción del amortiguador

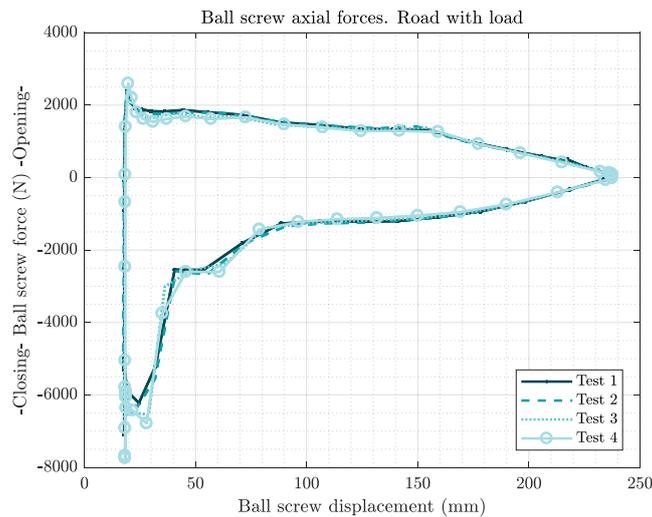
Además, cuando se instala el resorte en el conjunto de suspensión (leyenda de MRS del gráfico), las desviaciones también aumentan. Como se ha mencionado anteriormente, estas desviaciones son mayormente generadas por las cargas introducidas desde el muelle. En este caso, las deformaciones producidas en el conjunto de la suspensión son más altas, lo que lleva a un aumento total del recorrido de 16 mm o 15% para mantener el recorrido definido de 70 mm del amortiguador.

### 7.3. Resultados de mecanismo de variación de ancho de vía

Como resultado del testeo dinámico del mecanismo de ancho de vía, se han tenido los resultados mostrados en la Figura 13.



**Figura 12:** Resultado de *Motion Ratio*.



**Figura 13:** Resultado dinámico del mecanismo de variación de ancho de vía..

De estos resultados se concluye que:

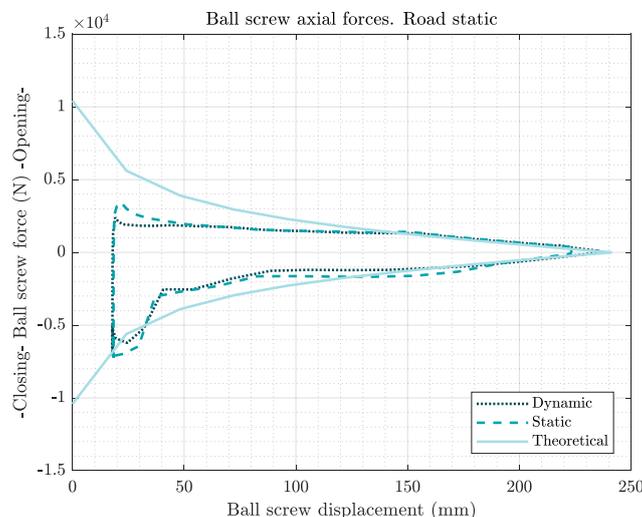
- La carga introducida en el husillo es mayor que la teórica esperada.
- Se distingue una clara asimetría en el ciclo, ya que en las transiciones de apertura las cargas son mayores que para la operación de cierre.

Estas desviaciones en las mediciones están dadas debido al incremento de fricción que se está dando en el deslizamiento de los casquillos, los cuales están influenciados por:

- i. Desviaciones de fabricación: se identifica que las tolerancias geométricas y dimensionales de los componentes de guiado no han sido mantenidas.
- ii. Desviaciones de montaje: debido a las desviaciones de los componentes fabricados, el montaje y la alineación correcta del mecanismo son complejos.
- iii. Materiales para los casquillos deslizantes: los casquillos instalados, según catálogo, tienen un coeficiente de fricción más alto que los inicialmente seleccionados.

Una vez analizadas las condiciones de testeo dinámicas, se analiza la posibilidad de realizar un testeo estático. Para ello, se considera la relación de variación de coeficiente de fricción entre neumático y suelo en función de la velocidad del mismo. Para velocidades inferiores a 10mph se considera que la fricción para cualquier superficie se mantiene por debajo de 0,8 [13].

De este análisis estático, se obtiene el resultado mostrado en la Figura 14, en la cual se comparan los valores de carga de husillo teóricos con los experimentales estáticos y dinámicos. De las mediciones se concluye que a pesar de que la situación de testeo es estática, las cargas medidas en el husillo se mantienen por debajo de los valores máximos de diseño. También se aprecia que, en línea con la predicción de la variación de fricción, los valores de carga estática no difieren de forma considerable de las mediciones dinámicas.



**Figura 14:** Comparación dinámica y estática del mecanismo de variación de ancho de vía..

## 8. Conclusiones

En este trabajo, se presenta el diseño y desarrollo de un novedoso mecanismo de variación de ancho de vía para un vehículo de categoría L5, donde se definen por completo los mecanismos de suspensión, dirección y control.

Por medio de un análisis virtual, se validan todos los componentes desarrollados. Por un lado, se han aplicado las cargas generadas por el propio mecanismo en situaciones de apertura y cierre. Por otro lado, se han analizado y verificado el estado de los componentes bajo las cargas de *pothole* introducidas por la carretera.

Para la validación de los componentes descritos, se ha desarrollado y construido el equipamiento necesario para testear amortiguadores, cuartos de vehículo y el mecanismo de variación de ancho de vía. En el banco de suspensiones, se han caracterizado los amortiguadores fabricados y se han medido las características de la suspensión desarrollada. Por otro lado, en el equipamiento de testeo del mecanismo, se han obtenido los valores de cargas de apertura y cierre para distintas condiciones, validando el correcto funcionamiento del mismo.

## 9. Referencias

- [1] Regulation (CE) n° 443/2009 European parliament. (2009)
- [2] Van Valkenburgh P. G., “Evaluation of electric and hybrid 3-wheeled vehicles for handling and stability”, DOT HS 806 093. (1981)
- [3] Huston J. and Graves B.J., “Three Wheeled Vehicle Dynamics”, *SAE Technical Paper* 820139, (1982)
- [4] Barker M. I., “Chassis design and dynamics of a tilting three-wheeled vehicle”, Doctoral Thesis, University of Bath, (2006)
- [5] Amati N., Festini A., Pelizza L. and Tonoli A., “Dynamic modelling and experimental validation of three wheeled tilting vehicles”, *Vehicle System Dynamics*, 49(6):889-914, (2011)
- [6] Berote J., Darling J. and Plummer A., “Lateral dynamics simulation of a three-wheeled tilting vehicle”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 229(3):342-356, (2015)
- [7] Izquierdo M., “Wheel track variation mechanism comprising inertial dampers to enhance the dynamic performance of an electric three wheeler”, PhD thesis, Mondragon Unibertsitatea, Mondragon, (2018)
- [8] Izquierdo M., Ulacia I., Ruiz de Samaniego E., Alvez s., Eraña I., Gallego I. “Análisis cinemático y dinámico en “Quarter Car” de una suspensión McPherson”, *XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica CNIM*. Málaga. (2014).
- [9] Renault Twizy workshop manual, wheel alignments. (2013)
- [10] Rotundo R. and Amato L., “Robust design of an automotive suspension: A study on the reduction of tolerances”, *SAE Paper No. 2008-01-0712*, (2008)
- [11] Lanzavecchia M. and Radice P.M., “Road vehicle robust design: Chassis and suspension tolerances impact on the handling and stability behaviour”, *SAE Paper No. 2008-01-0710*, (2008)
- [12] Kim S.K., Kim S.S., Cho Y.G. and Jung H.K., “Accumulated tolerance analysis of suspension by geometric tolerances based on multibody elastokinematic analysis”, *International Journal of Automotive Technology*, 17(22): 55-263, (2016)
- [13] Gillespie T. D., “Fundamentals of Vehicle Dynamics”, SAE Inc. Warrendale, (1992). ISBN: 1-56091-199-9
- [14] Reimpell J., Stoll H., “The Automotive Chassis: Engineering Principles”, SAE Inc. Warrendale, PA, USA., (1996). ISBN: 0-7680-06570
- [15] Cossalter V., Doria A., Garbin S. and Lot R., “Frequency-domain method for evaluating the ride comfort of a motorcycle”, *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 44(4):339-355, (2007)
- [16] Vehicle mileage and occupancy (NTS09). <https://www.gov.uk/government/statistical-data-sets/nts09-vehicle-mileage-and-occupancy>. 27/07/2017
- [17] Car occupancy rates between 2004 and 2008. <http://www.eea.europa.eu/data-and-maps/indicators/occupancy-rates-of-passenger-vehicles/occupancy-rates-of-passenger-vehicles-1>. 27/07/2017
- [18] Dixon J., “The Shock Absorber Handbook”, SAE, Inc., Warrendale, PA, (1999). ISBN: 0-7680-0050-5