



UNIVERSIDAD DE MÁLAGA
ESCUELA DE INGENIERÍAS INDUSTRIALES

Tesis Doctoral

**Metodología experimental para la
identificación de los parámetros de suspensión
en vehículos automóviles**

Programa de Doctorado:

Ingeniería Mecánica y Eficiencia Energética

Autor: ENRIQUE CARABIAS ACOSTA

Director: JUAN JESÚS CASTILLO AGUILAR

Marzo 2022





UNIVERSIDAD
DE MÁLAGA

AUTOR: Enrique Carabias Acosta

 <https://orcid.org/0000-0001-9126-8202>

EDITA: Publicaciones y Divulgación Científica. Universidad de Málaga



Esta obra está bajo una licencia de Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-SinObraDerivada 4.0 Internacional:

<http://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/legalcode>

Cualquier parte de esta obra se puede reproducir sin autorización pero con el reconocimiento y atribución de los autores.

No se puede hacer uso comercial de la obra y no se puede alterar, transformar o hacer obras derivadas.

Esta Tesis Doctoral está depositada en el Repositorio Institucional de la Universidad de Málaga (RIUMA): riuma.uma.es





DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD DE LA TESIS PRESENTADA PARA OBTENER EL TÍTULO DE DOCTOR

D. ENRIQUE CARABIAS ACOSTA

Estudiante del programa de doctorado INGENIERÍA MECÁNICA Y EFICIENCIA ENERGÉTICA de la Universidad de Málaga, autor de la tesis presentada para la obtención del título de doctor por la Universidad de Málaga, titulada:

"METODOLOGÍA EXPERIMENTAL PARA LA IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS DE SUSPENSIÓN EN VEHÍCULOS AUTOMÓVILES".

Realizada bajo la tutorización y dirección de D. JUAN JESÚS CASTILLO AGUILAR.

DECLARO QUE:

La tesis presentada es una obra original que no infringe los derechos de propiedad intelectual ni los derechos de propiedad industrial u otros, conforme al ordenamiento jurídico vigente (Real Decreto Legislativo 1/1996, de 12 de abril, por el que se aprueba el texto refundido de la Ley de Propiedad Intelectual, regularizando, aclarando y armonizando las disposiciones legales vigentes sobre la materia), modificado por la Ley 2/2019, de 1 de marzo.

Igualmente asumo, ante a la Universidad de Málaga y ante cualquier otra instancia, la responsabilidad que pudiera derivarse en caso de plagio de contenidos en la tesis presentada, conforme al ordenamiento jurídico vigente.

En Málaga, a 3 de marzo de 2022 .

Fdo.: Enrique Carabias Acosta
Doctorando.

Fdo.: Juan Jesús Castillo Aguilar
Director y Tutor de tesis.



AUTORIZACIÓN LECTURA

D. JUAN JESÚS CASTILLO AGUILAR, Profesor Titular de la Universidad de Málaga, en calidad de Tutor y Director, AUTORIZA:

La presentación de la Tesis Doctoral realizada por D. ENRIQUE CARABIAS ACOSTA, titulada “METODOLOGÍA EXPERIMENTAL PARA LA IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS DE SUSPENSIÓN EN VEHÍCULOS AUTOMÓVILES”, por considerar que se han alcanzado los objetivos de investigación propuestos y que reúne los requisitos formales y científicos para obtener el título de Doctor por la Universidad de Málaga.

Así mismo hace constar que las publicaciones que avalan esta Tesis Doctoral han sido desarrolladas como parte de la investigación que en ella se desarrollan y que no han sido utilizadas en tesis anteriores.

Fdo.: Juan Jesús Castillo Aguilar
Tutor y Director de tesis

En Málaga, a 3 de marzo de 2022.



Universidad de Málaga

Escuela de Ingenierías Industriales

Área de Ingeniería Mecánica

Tesis Doctoral

**Metodología experimental para la
identificación de los parámetros de suspensión
en vehículos automóviles**

ENRIQUE CARABIAS ACOSTA

Marzo 2022

RESUMEN:

El objetivo de esta Tesis es el desarrollo de un método de evaluación de los componentes del sistema de suspensión en vehículos automóviles, sin desmontaje de los mismos, cuyos resultados puedan utilizarse para determinar, cuantitativa y cualitativamente, la incidencia en la seguridad que tiene su grado de deterioro. El estudio se centra en el amortiguador, principal causante del funcionamiento incorrecto del sistema.

El sistema de suspensión es el conjunto de dispositivos elásticos y amortiguadores dispuestos entre el suelo y la carrocería destinados a proporcionar comodidad y seguridad a los pasajeros y protección a las mercancías transportadas.

Desde el punto de vista de la seguridad activa, la suspensión tiene la función de garantizar el mejor contacto posible entre neumático y calzada, por lo que es determinante en la evolución de las fuerzas verticales que intervienen en el comportamiento dinámico del vehículo.

Los elementos elásticos de la suspensión, en general, son componentes muy fiables que no varían significativamente sus características con el tiempo. Sin embargo, no ocurre lo mismo con los amortiguadores, por lo que su deterioro supone una disminución de la seguridad en maniobras comprometidas de tracción, frenado o direccionales.

La inspección de los elementos elásticos es relativamente sencilla, pero excepto en casos muy evidentes de pérdida de aceite, para detectar el fallo de un amortiguador se necesitan métodos dinámicos más complejos, que en ocasiones requieren desmontar los componentes de la suspensión.

Los equipos comerciales existentes para la evaluación del estado de los amortiguadores sin desmontaje en muchos casos no son capaces de detectar y en ningún caso cuantificar su grado de deterioro. Por este motivo se pueden encontrar en la bibliografía numerosas propuestas para mejorar los métodos de diagnóstico actuales.

Del estudio de estas propuestas se evidencia la dificultad para establecer un criterio objetivo único de aceptación o rechazo de un amortiguador. Esto es debido a que los sistemas de suspensión se diseñan con unos parámetros que son específicos para cada vehículo. Por lo tanto, identificar dichos parámetros, centrándose en la curva de comportamiento del amortiguador, es el método más fiable para poder evaluar el correcto funcionamiento del sistema; ya que permite realizar simulaciones dinámicas en maniobras comprometidas, en diferentes condiciones de adherencia, carga, etc.; relacionando la respuesta en cada caso con el estado de los amortiguadores.

Los amortiguadores utilizados en vehículos se diseñan con un comportamiento no lineal, diferente en extensión y en compresión y habitualmente, también diferente en alta y baja velocidad. Actualmente no existe ningún equipo en explotación que permita obtener la curva característica de un amortiguador sin desmontarlo, ni siquiera como parámetro lineal aproximado.

En este trabajo se analizan las diferentes metodologías que consiguen experimentalmente resultados cuantitativos. Todas tienen en común que obtienen coeficientes de amortiguamiento constantes. Pero como se ha podido comprobar experimentalmente, con valores de amortiguamiento lineales no es posible predecir correctamente las fuerzas verticales en el contacto del neumático con el suelo. Por lo tanto, tampoco el comportamiento del vehículo en situaciones en las que se presentan diferentes combinaciones de velocidades de extensión-compresión en el amortiguador, lo que ocurre en la mayoría de los casos.

La metodología que se propone en esta Tesis para la obtención de la curva fuerza-velocidad de un amortiguador parte de la hipótesis de que caracterizando el movimiento de un vehículo cuando se excita el sistema de suspensión es posible, mediante el método de optimización adecuado, identificar los parámetros de las ecuaciones del modelo dinámico que definen su comportamiento; en concreto, las curvas de rigidez y de amortiguación, masas e inercias.

Las pruebas se han realizado en un banco comercial de suspensiones de vehículo completo, con resorte entre la leva del motor y la placa de excitación. Se ha sustituido el sistema de control y de adquisición de datos para permitir ensayos a frecuencia controlada y poder registrar los desplazamientos de las placas de excitación, de las ruedas y de diferentes puntos de la carrocería. Para ello se han utilizado sensores de medida sin contacto láser.

Basándose en un modelo simplificado de suspensión y utilizando un algoritmo de búsqueda de evolución diferencial, se comparan los resultados al resolver las ecuaciones de equilibrio del modelo para cada instante de tiempo con los desplazamientos obtenidos experimentalmente. El algoritmo de optimización, adaptado al estudio dinámico de suspensiones, busca las curvas de amortiguación y los parámetros desconocidos del modelo que hacen mínimas las diferencias con el comportamiento real del sistema de suspensión cuando es excitado en las mismas condiciones de frecuencia y amplitud.

En este trabajo se han evaluado diferentes modelos simplificados de simulación utilizados en dinámica vehicular para el estudio de suspensiones: de cuarto de vehículo de dos grados de libertad, por eje de cuatro grados libertad y de vehículo completo de ocho grados de libertad, considerando la rigidez torsional.

Los resultados obtenidos demuestran que es posible determinar experimentalmente los parámetros que definen el comportamiento de la suspensión, incluidos los que se caracterizan por un comportamiento no lineal. Pero también, que modelos excesivamente simplificados, como los de cuarto de vehículo sin el efecto de la barra estabilizadora o los de medio vehículo sin considerar la rigidez torsional de la carrocería ni el momento de inercia de cabeceo, no permiten obtener resultados satisfactorios. Para conseguirlos es necesario que el modelo contemple en los equilibrios de fuerzas y momentos todos los parámetros de influencia en el comportamiento del vehículo completo.

El grado de ajuste de las curvas de amortiguación obtenidas es muy sensible a los modelos dinámicos utilizados para su identificación, tanto el de la suspensión como el del comportamiento vertical del neumático. Solo modelos realistas permiten determinar las características no lineales de los amortiguadores.

Por este motivo, también se han estudiado diferentes modelos de comportamiento vertical de neumáticos utilizados en simulación dinámica de vehículos. Con el objetivo de seleccionar el más adecuado para caracterizar la curva del amortiguador, se ha utilizado un banco de ensayo de accionamiento hidráulico que permite reproducir, en frecuencia y desplazamiento, las excitaciones variables a las que están sometidos los neumáticos en las condiciones del banco de vehículo completo. El banco ha sido diseñado y construido en el ámbito de esta Tesis.

Como consecuencia del estudio realizado, se propone utilizar para la obtención de las curvas y para la identificación del resto de los parámetros de la suspensión, un modelo de punto de contacto único basado en el del comportamiento viscoelástico de Maxwell; con una rigidez vertical estática no lineal y con dos coeficientes que caracterizan la variación de la fuerza de deformación en función de la frecuencia de excitación.

Se ha comprobado que con el modelo de neumático propuesto se obtienen mejores resultados en las simulaciones que con el de Kelvin-Voigt, que es el utilizado habitualmente en dinámica vehicular. Este modelo considera solamente una rigidez vertical con un amortiguamiento en paralelo, y en ocasiones, únicamente el parámetro de rigidez.

Trabajar con el modelo de Maxwell, no solo permite simular adecuadamente el comportamiento de la suspensión en las condiciones de los ensayos, sino que es fundamental para identificar las curvas de amortiguación. A pesar de ser un modelo simplificado, combina sencillez en la obtención de sus parámetros de configuración con resultados de simulación que se ajustan a los reales del comportamiento vertical del neumático en un rango amplio de frecuencias de trabajo.

La metodología propuesta en esta Tesis para identificar las curvas de amortiguación y el resto de parámetros, permite que los resultados se puedan incorporar a un modelo de simulación dinámica vehicular de vehículo completo y realizar ensayos virtuales de maniobras comprometidas que determinen cuantitativamente el efecto que tiene en la seguridad el grado de deterioro de cada uno de los elementos de la suspensión del vehículo analizado, especialmente el amortiguador.

El banco de componentes y conjuntos de suspensión desarrollado en este trabajo de investigación, no solo ha permitido caracterizar el comportamiento vertical de los neumáticos y validar el modelo dinámico propuesto, sino que también, ensayando un conjunto realista de dos grados de libertad equivalente a un modelo de cuarto de vehículo, ha sido fundamental para el desarrollo, puesta a punto y validación de la sistemática para la identificación sin desmontaje de la curva característica de los amortiguadores. Este nuevo equipo se ha convertido en una herramienta de ensayo polivalente de apoyo a los proyectos de investigación del Área de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Málaga.

ÍNDICE:

Capítulo 1.- Introducción.

1.1. Marco de realización de la Tesis. Justificación.	1
1.2. Objetivos.	2
1.3 Estructura de la Tesis.	2

Capítulo 2.- Justificación de la investigación.

2.1. El sistema de suspensión y su contribución a la seguridad.	5
2.1.1. Modelado del sistema de suspensión para estudios de confort y seguridad.	6
2.1.2. Modelos de dinámica vertical en vehículos.	7
2.1.3. Simulación dinámica de vehículos.	9
2.2. Evaluación de los componentes de un sistema de suspensión.	10
2.2.1. Análisis de suspensiones.	10
2.2.2. Diagnóstico de amortiguadores.	11
2.3. Conclusiones. Hipótesis de trabajo.	14
2.4. Referencias bibliográficas.	14

Capítulo 3.- Objetivos de la Tesis.

3.1. Determinación del valor de amortiguamiento de un sistema de suspensión. Antecedentes.	17
3.1.1. Método del decremento logarítmico.	17
3.1.2. Bancos que excitan la masa suspendida.	19
3.1.3. Bancos que excitan la masa semisuspendida.	20
3.1.4. Conclusiones.	23
3.2. Objetivos.	24
3.3. Referencias bibliográficas.	25

Capítulo 4.- Banco de vehículo completo para la identificación de los parámetros de suspensión.

4.1 Introducción.	29
4.2 Descripción del banco modificado.	29
4.3. Sistema basado en el uso de acelerómetros.	31
4.3.1. Realización de ensayos.	31
4.3.2. Análisis de resultados.	34
4.3.3. Conclusiones.	37
4.4. Sistema basado en el uso de medidores de desplazamiento.	38
4.4.1. Equipos utilizados.	39
4.4.2. Ensayos en banco de vehículo completo.	42

4.4.3. Análisis de resultados.	47
4.4.4. Análisis de la influencia del modelo de suspensión en los resultados.	53
4.4. Conclusiones.	56
4.6. Referencias bibliográficas.	57

Capítulo 5.- Modelado no lineal del comportamiento vertical del neumático.

5.1. Introducción.	59
5.2. Caracterización del comportamiento vertical de un neumático.	60
5.2.1. Modelos verticales de punto de contacto único.	62
5.2.2. Ensayos en banco de componentes de suspensión.	63
5.2.3. Análisis de resultados.	69
5.2.4. Conclusiones.	71
5.3. Referencias bibliográficas.	72

Capítulo 6.- Identificación de parámetros no lineales en modelos de suspensión.

6.1. Introducción.	75
6.2. Algoritmo de búsqueda en modelos de cuarto de vehículo.	76
6.2.1. Aplicación en banco de ensayo a un conjunto de suspensión con dos grados de libertad.	78
6.2.2. Análisis y validación de resultados.	81
6.2.3. Conclusiones.	88
6.3. Algoritmo de búsqueda en ensayos de vehículo completo.	88
6.3.1. Metodología aplicada a modelo de vehículo completo. Análisis de resultados.	91
6.3.2. Conclusiones.	93
6.4. Referencias bibliográficas.	93

Capítulo 7.- Informe final de resultados.

7.1. Conclusiones.	95
7.2. Aportaciones realizadas.	96
7.3. Líneas futuras de investigación.	97

Anexo I. Banco de ensayo de componentes y de conjuntos de suspensión de varios grados de libertad.

A.1. Requisitos de diseño.	101
A.2. Estructura y sistema de accionamiento.	101
A.3. Sistema de control y medida.	104
A.4. Configuraciones de trabajo.	106

Capítulo 1: INTRODUCCIÓN.

1.1. MARCO DE REALIZACIÓN DE LA TESIS. JUSTIFICACIÓN.

Esta Tesis se enmarca dentro de una de las líneas de investigación del Área de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Málaga (IMMa) dedicada al estudio del comportamiento en servicio de vehículos automóviles.

La línea de investigación tiene como objetivo general el desarrollar herramientas y sistemáticas de trabajo innovadoras orientadas a la mejora de la seguridad activa en vehículos.

Con esta finalidad el Grupo de Investigación IMMa desarrolló un banco de ensayo con superficie de rodadura plana que permite el estudio en laboratorio del comportamiento dinámico de neumáticos de motocicleta y de vehículos ligeros en condiciones de trabajo realistas, con alta repetibilidad y precisión de las medidas. Figura 1-1.

Siguiendo con esta línea de trabajo también se construyó un banco para la obtención de la distribución de presiones en la huella de contacto del neumático mediante reflexión óptica de la luz, basado en el principio FTIR (Frustration of Total Internal Reflection of light). Figura 1-2.

Estos equipos de ensayo permiten estudiar las fuerzas de contacto entre el neumático y suelo, que son una medida de la capacidad del vehículo para realizar maniobras de tracción, de frenado y direccionales. De aquí la importancia de conocer el comportamiento de los neumáticos y también del sistema de suspensión, ya que es determinante en la evolución de dichas fuerzas. Este sistema interviene directamente en la protección activa de los pasajeros.



Figura 1-1. Banco con superficie de rodadura plana para ensayo de neumáticos.

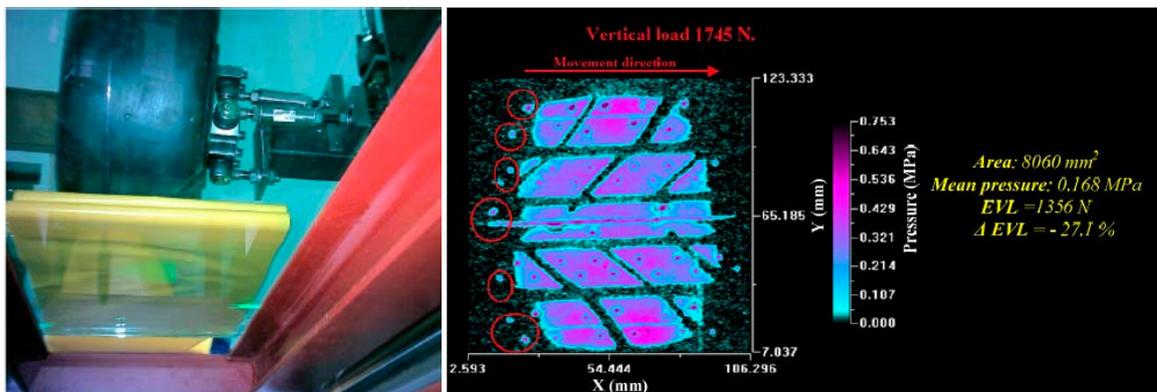


Figura 1-2. Banco de ensayo para la medida de la distribución de presiones en la huella de contacto de un neumático basado en el efecto FTIR. Ejemplo de resultados.

El sistema de suspensión es el conjunto de dispositivos elásticos y amortiguadores dispuestos entre el suelo y la carrocería destinados a proporcionar estabilidad, protección a los componentes y comodidad a los pasajeros y/o protección a las mercancías transportadas.

Es por tanto función de la suspensión evitar que las desigualdades del terreno se transmitan al vehículo de forma brusca, impedir movimientos excesivos de la carrocería y mantener los neumáticos siempre en contacto con el suelo.

Es esta última función la que determina la evolución de las fuerzas verticales en los neumáticos y es fundamental en el comportamiento dinámico del vehículo, afectando directamente a otros sistemas comprometidos con la seguridad activa.

El trabajo de investigación que se presenta en esta memoria pretende encontrar la metodología mas adecuada para conocer con fiabilidad el estado de deterioro de los elementos del sistema de suspensión, especialmente del amortiguador.

Se buscan las herramientas que permitan establecer criterios objetivos que determinen si este grado de deterioro afecta significativamente a la seguridad dinámica del vehículo estudiado.

Los elementos elásticos de la suspensión, en general son componentes muy fiables, que no varían significativamente sus características con el tiempo y cuya inspección es relativamente sencilla. No ocurre lo mismo con los amortiguadores, por lo que el comportamiento del vehículo puede verse afectado.

Los métodos comerciales existentes para la evaluación del estado de los amortiguadores sin desmontaje dependen del criterio subjetivo de un operario y en muchos casos no son capaces de detectar y en ningún caso cuantificar su grado de deterioro. De hecho, en centros de diagnosis y en estaciones de Inspección Técnica de Vehículos no se utiliza ningún equipo con ésta finalidad. Actualmente el único método fiable supone el desmontaje de componentes, que es un proceso en la mayoría de las ocasiones lento y costoso.

Las razones anteriores justifican la necesidad de un método de evaluación de los elementos del sistema de suspensión que no precise el desmontaje de los mismos y cuyos resultados permitan conocer el estado de sus componentes y cómo éste afecta a la seguridad en maniobras comprometidas.

1.2. OBJETIVOS.

Se parte de la hipótesis de que caracterizando el movimiento de un vehículo cuando se excita el sistema de suspensión es posible, mediante el método de optimización adecuado, identificar los parámetros de las ecuaciones del modelo que define su comportamiento: curvas de rigidez y de amortiguación, masas e inercias.

Como se justifica en el capítulo tres, los objetivos científicos y técnicos de este proyecto de investigación pueden resumirse en:

1º. Desarrollo de un método de evaluación de los componentes del sistema de suspensión en vehículos automóviles sin tener que proceder al desmontaje de ninguno de sus elementos. En particular, comprobación del estado del amortiguador, principal causante de funcionamiento incorrecto del sistema.

2º. Posibilidad de implementar los parámetros obtenidos en un modelo de simulación dinámica vehicular que permita determinar la incidencia en la seguridad que tiene el grado de deterioro de los componentes del sistema de suspensión del vehículo estudiado.

1.3. ESTRUCTURA DE LA TESIS.

Esta memoria se ha estructurado en siete capítulos. En los tres primeros se introduce el ámbito de investigación en el que se realiza esta Tesis, su justificación y los objetivos que persiguen. En los siguientes se desarrollan los diferentes trabajos realizados, los resultados y las conclusiones que se han derivado de cada uno de ellos.

En el capítulo dos se describen los modelos utilizados en los estudios del comportamiento vertical en vehículos automóviles para analizar el grado de confort y de seguridad dinámica que aporta el sistema de suspensión.

Se describen también los equipos comerciales que se utilizan con esta finalidad, centrándose en los que no necesitan desmontar los componentes, que son los empleados en estaciones de Inspección Técnica de Vehículos y

en centros de diagnóstico. Las carencias encontradas nos permitirán justificar la realización de este trabajo de investigación y la hipótesis de partida.

En el capítulo tres se estudian los antecedentes bibliográficos de métodos sin desmontaje para la evaluación de componentes de suspensión. Se hace un resumen descriptivo de las propuestas que buscan obtener valores cuantitativos de amortiguación y se analizan las ventajas e inconvenientes de cada uno de ellos.

Las conclusiones de este estudio permiten fijar y justificar los objetivos de la investigación.

En el capítulo cuatro se desarrolla la propuesta de un nuevo banco de vehículo completo para la obtención de los parámetros de la suspensión y se analizan los resultados: equipos, metodología de trabajo y ensayos.

En primer lugar se describe un sistema de adquisición de datos basado en el uso de acelerómetros para caracterizar el movimiento de rueda y carrocería que permite la evaluación del estado de un amortiguador, pero con la limitación de obtener parámetros lineales. Los resultados confirman experimentalmente las conclusiones del capítulo anterior y son la base del método basado en el uso de medidores de desplazamiento.

En segundo lugar se describe el método finalmente utilizado para obtener la curva de comportamiento de un amortiguador sin necesidad de desmontarlo del vehículo. La metodología propuesta está basada en un modelo de suspensiones por eje, de cuatro grados de libertad y en la utilización de sensores láser para monitorizar los movimientos de rueda y de carrocería. Del análisis de resultados se justifica la necesidad de utilizar modelos de vehículo completo que contemplen comportamientos no lineales, no solo del amortiguador, sino también del resto de componentes.

En el capítulo cinco se realiza un estudio experimental comparativo entre modelos de comportamiento vertical de neumáticos. Para ello se utiliza un banco de ensayo de componentes y conjuntos de suspensión desarrollado por el Grupo de Investigación en el marco de esta Tesis.

Como conclusión de este estudio, se propone la utilización de un modelo no lineal para predecir el comportamiento del neumático en las condiciones de trabajo de los bancos de placas de vehículo completo.

En el capítulo seis se describe el procedimiento para la obtención de las curvas de amortiguación y del resto de parámetros de la suspensión utilizando el modelo propuesto de neumático.

Para la identificación de los parámetros se utiliza un algoritmo de búsqueda de evolución diferencial, adaptado al estudio dinámico de suspensiones, que permite de forma sencilla procesar datos de ensayos que combinan diferentes frecuencias y amplitudes de excitación.

La validación experimental de la metodología propuesta se realiza, en primer lugar, sobre un conjunto de suspensión delantera de motocicleta, de dos grados de libertad, que se ensaya en el banco de componentes.

Los resultados permiten validar el modelo de neumático utilizado, tanto para la identificación de la curva característica del amortiguador como para las simulaciones dinámicas de sistemas de suspensión

Finalmente, se muestran los resultados de búsqueda aplicando el mismo procedimiento a los ensayos de vehículo completo en el banco de suspensiones de placas.

El informe final de conclusiones y de objetivos alcanzados en la Tesis se desarrolla en el capítulo siete. También se incluyen las futuras líneas de investigación consecuencia de los resultados obtenidos.

Uno de éstos resultados es el banco de accionamiento vertical para ensayos de componentes de suspensión y de conjuntos mecánicos de varios grados de libertad. En el Anexo I se describen sus características técnicas.

Metodología experimental para la identificación de parámetros de suspensión en vehículos automóviles.

Capítulo 2: JUSTIFICACIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.

2.1. EL SISTEMA DE SUSPENSIÓN Y SU CONTRIBUCIÓN A LA SEGURIDAD.

El sistema de suspensión, [2-1]-[2-2], es el conjunto de dispositivos elásticos y amortiguadores dispuestos entre el suelo y la carrocería del vehículo destinados a proporcionar (figura 2-1):

- Protección a los órganos del vehículo, aislándolos de las vibraciones externas y de las generadas por el propio vehículo.
- Estabilidad al vehículo, cualquiera que sean los obstáculos, los desniveles de la ruta, el radio de viraje, etc.
- Comodidad a los pasajeros y/o protección a las mercancías transportadas, reduciendo en lo posible movimientos verticales, longitudinales, transversales y angulares de la parte suspendida.

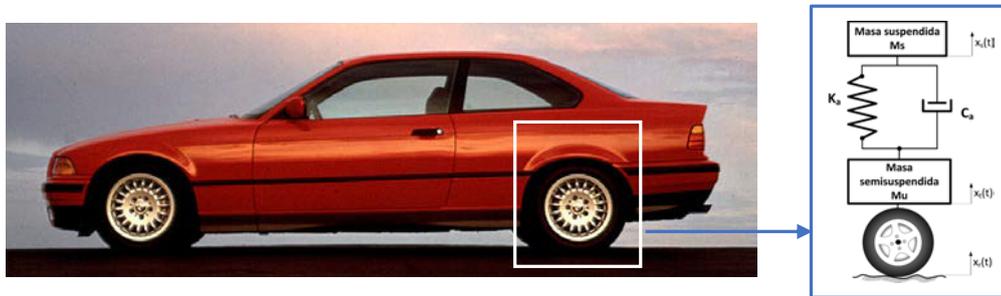


Figura 2-1. Modelo de suspensión de cuarto de vehículo.

Es por tanto función de la suspensión:

- Evitar que las desigualdades del terreno se transmitan al vehículo de forma brusca.
- Impedir movimientos excesivos de cabeceo y balanceo de la carrocería.
- Mantener los neumáticos siempre en contacto con el suelo.

Es esta última función la que determina la evolución de las fuerzas verticales en los neumáticos y es fundamental en el comportamiento dinámico del vehículo, afectando directamente a otros sistemas comprometidos con la seguridad activa. Figura 2-2.

La fuerza de contacto entre el neumático y la calzada es una medida de la capacidad del vehículo para realizar maniobras de giro, frenado y aceleración, [2-4]-[2-13]. De aquí la importancia de conocer el estado del sistema de suspensión ya que interviene directamente en la protección activa de los pasajeros.

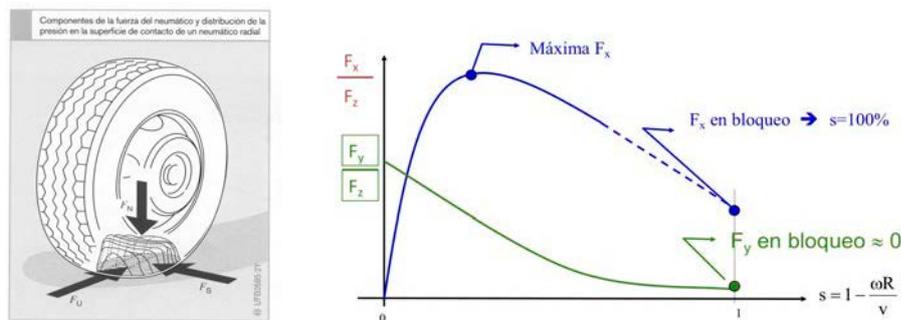


Figura 2-2. Modelo longitudinal y lateral de fuerzas de contacto entre neumático y suelo. [2-3].

Las suspensiones convencionales, en la gran mayoría de los vehículos en servicio, disponen necesariamente de elementos elásticos y amortiguadores. Es función de los elementos elásticos limitar la magnitud de los desplazamientos y regular la frecuencia natural de los movimientos.

Como componentes con esta función nos podemos encontrar: ballestas, resortes helicoidales, barras de torsión, resortes neumáticos y oleo-neumáticos.

También es habitual la utilización de barras estabilizadores antibalaceo y obligatoriamente elastómeros, silent-blocks, en todos los puntos con articulación para evitar el contacto metal-metal y filtrar vibraciones de alta frecuencia.

Es función de los elementos amortiguadores regular el tiempo de disipación de los desplazamientos y contribuir a regular la frecuencia natural de los movimientos.

Esta función se puede conseguir por fricción, ballestas; o por pérdidas de carga al hacer pasar un fluido por orificios calibrados, amortiguadores hidráulicos.

Todo lo anterior es válido para suspensiones semiactivas o adaptativas, ya que la única diferencia con las convencionales es que la curva de comportamiento del amortiguador cambia en función de las condiciones de marcha.

En las suspensiones activas, aunque el trabajo principal lo realiza un actuador, también entran en juego elementos elásticos y de disipación de energía.

Los elementos elásticos, en general, son componentes muy fiables, que no varían significativamente sus características con el tiempo y cuya inspección es relativamente sencilla. No ocurre lo mismo con los amortiguadores, por lo que el comportamiento del vehículo puede verse significativamente afectado sin que se evidencie su deterioro.

En suspensiones activas, los fallos del sistema implican un claro malfuncionamiento y el consiguiente aviso de avería.

2.1.1. Modelado del sistema de suspensión para estudios de confort y seguridad.

Estudiando la cinemática de la suspensión se puede utilizar un modelo simplificado de comportamiento vertical, con resorte y amortiguador en paralelo, que incluya la corrección angular y la no linealidad que pueda aportar la geometría, [2-14]-[2-15]. Figura 2-3.

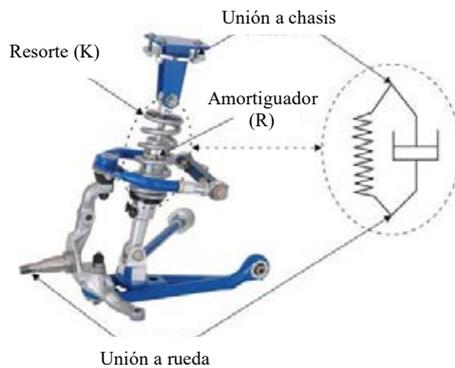
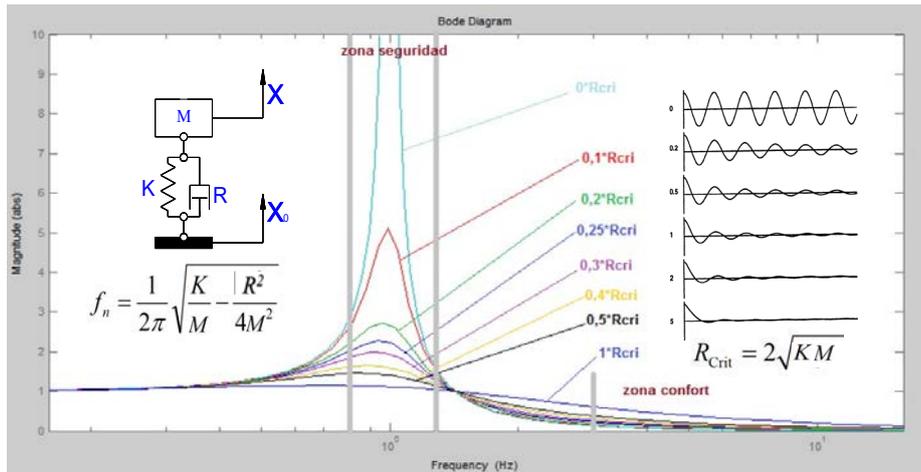


Figura 2-3. Elemento elástico y amortiguador en un modelo de suspensión convencional.

El elemento amortiguador es el que se deteriora con el tiempo en mayor medida y su análisis requiere de ensayos dinámicos. Estudiar en el dominio del tiempo y en el de la frecuencia un modelo simple de cuarto de vehículo de un grado de libertad permite ver su efecto sobre el confort y la seguridad.

El diagrama de Bode de la figura 2-4 muestra como, para una determinada rigidez del elemento elástico K , a la frecuencia de resonancia de la masa suspendida M y para una amplitud de excitación X_0 , la amplitud X de la respuesta crece a medida que disminuye el valor de la amortiguación R . Razón por la que la seguridad disminuye al “arrastrar” a la rueda con el movimiento, lo que supone menor fuerza vertical en el contacto.

Sin embargo, para frecuencias más altas, la función de transferencia indica que con valores menores de R disminuye la relación de amplitudes y por lo tanto aumenta el confort; se tiene una respuesta en aceleración de menor amplitud.

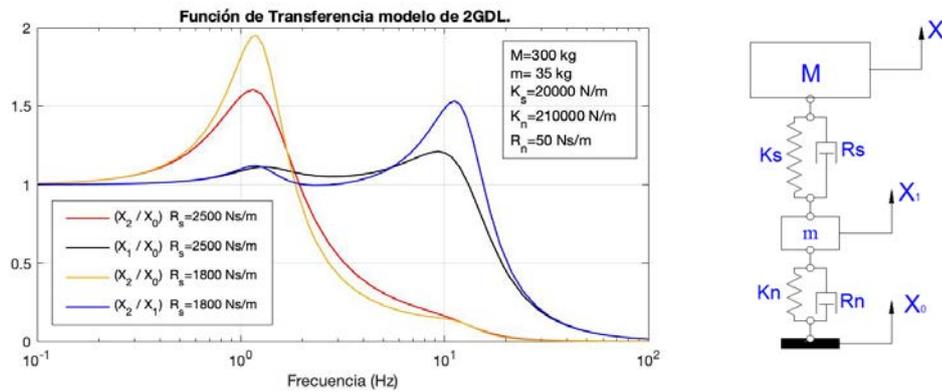


$$M \cdot \ddot{X} + R \cdot (\dot{X} - \dot{X}_0) + K \cdot (X - X_0) = 0$$

Figura 2-4. Estudio del confort y de la seguridad con modelos de cuarto de vehículo y 1 GDL.

Sin embargo, los modelos de un grado de libertad no son válidos para estudiar la fuerza de contacto neumático-suelo, se necesita utilizar modelos de cuarto de vehículo de al menos dos grados de libertad, como el que se muestra en la figura 2-5.

Para el amortiguador con mayor coeficiente R_s , se representa en rojo la función de transferencia para la masa suspendida M y en negro para la semisuspendida m . Las curvas en amarillo (M) y en azul (m) muestran la función para el caso de un menor coeficiente R_s . En estas últimas se aprecia mayor amplitud de movimientos a las frecuencias de resonancia tanto de M como de m , lo que supone una pérdida de confort y de seguridad; es decir: mayor amplitud en la respuesta en aceleración y disminución de la fuerza vertical en el contacto.



$$m \cdot \ddot{X}_1 + R_s \cdot (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_s (X_1 - X_2) - R_n \cdot (\dot{X}_0 - \dot{X}_1) - K_n (X_0 - X_1) = 0$$

$$M \cdot \ddot{X}_2 + R_s \cdot (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + K_s (X_2 - X_1) = 0$$

Figura 2-5. Estudio del confort y de la seguridad con modelos de cuarto de vehículo de 2 GDL.

2.1.2. Modelos de dinámica vertical en vehículos.

Como se ha visto en el apartado anterior, la utilización de modelos de cuarto de vehículo de dos grados de libertad podrían ser suficientes para evaluar de forma sencilla la incidencia sobre la seguridad de cada uno de los parámetros de la suspensión; pero desde el punto de vista de la identificación de dichos parámetros tienen el inconveniente de no ajustarse a tipologías de vehículos con suspensiones de eje rígido, semi-independientes o independientes que monten barra estabilizadora.

En estos casos se requieren modelos por eje, como los que muestran las siguientes figuras 2-6 y 2-7.

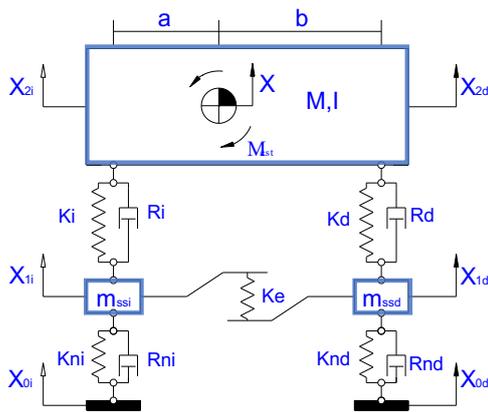


Figura 2-6. Modelo de 4 GDL para eje con barra estabilizadora.

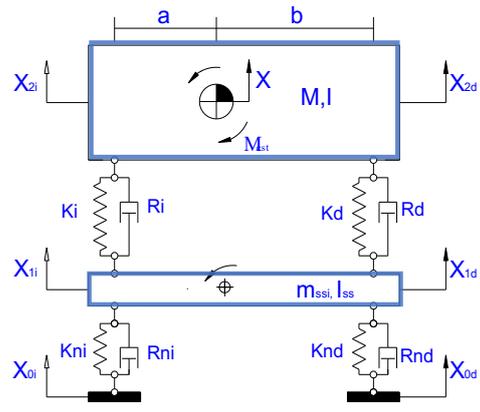


Figura 2-7. Modelo de 4 GDL para suspensión de eje rígido.

En general, modelos de medio vehículo son más adecuados para esta finalidad y también para estudios de prediseño de suspensiones. Permiten simular, tanto el comportamiento vertical/lateral como el vertical/longitudinal de un vehículo, ya que consideran los efectos de la transferencia dinámica que se producen en procesos de frenado, aceleración y paso por curva debidos a las inercias de balanceo y de cabeceo de la masa suspendida. [2-16]-[2-17]. Figura 2-8.

Sin embargo no contemplan, por ejemplo, una distribución no homogénea de las masas ni las asimetrías de comportamiento debidas al fallo de uno de los amortiguadores. En estos casos, si se requiere estudiar con más profundidad cómo afectan las características de cada uno de los componentes de la suspensión a las fuerzas en el contacto neumático-suelo, es necesario recurrir a modelos más complejos, de vehículo completo, que incluyan adecuadamente todos los parámetros de influencia. [2-7]. Figura 2-9.

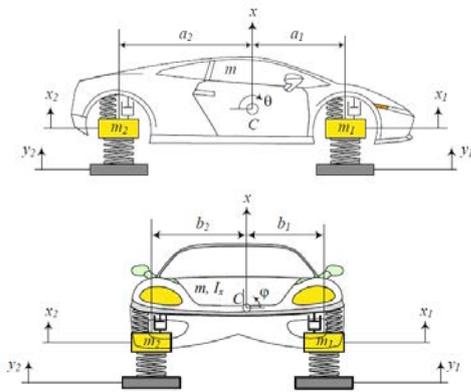


Figura 2-8. Ejemplo de modelos de medio vehículo para estudios de balanceo y cabeceo. [2-2].

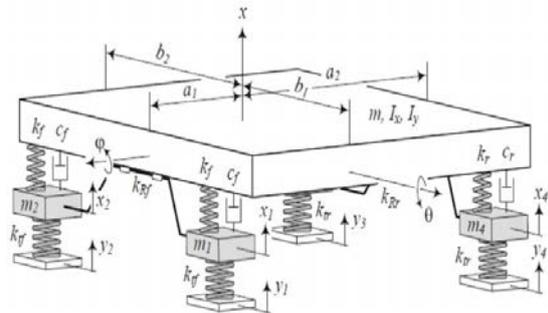
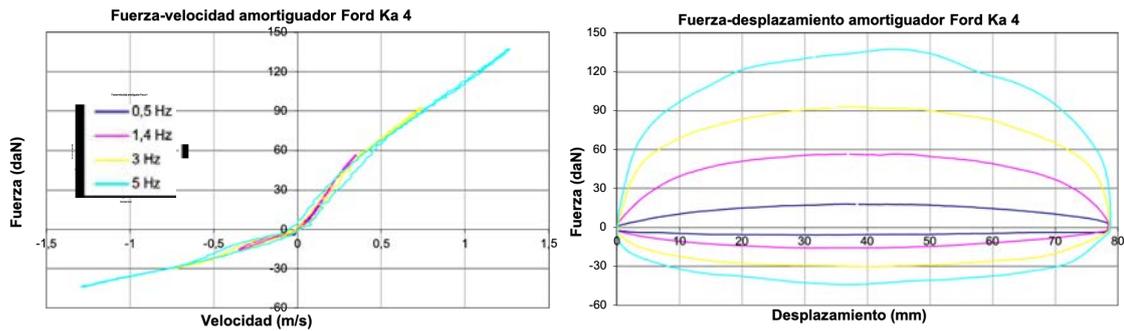


Figura 2-9. Ejemplo de modelo de vehículo completo de 7 GDL. [2-2].

Los modelos vistos son, en general, para estudios sencillos en los que se aplican simplificaciones como el trabajar con parámetros lineales y no considerar los silent-blocks por estar en serie con el resorte de la suspensión y tener una rigidez mucho más alta. Con frecuencia, tampoco se considera el amortiguamiento de los neumáticos por tener un valor mucho menor que el del amortiguador.

Como se justifica en el siguiente capítulo de esta memoria y sucesivos, para alcanzar los objetivos de este trabajo será necesario incluir las no linealidades de comportamiento, neumáticos, resortes y en especial del amortiguador, que muestra siempre grandes diferencias de comportamiento entre extensión y compresión y habitualmente, también entre baja y alta velocidad de trabajo. Figura 2-10.

Existen diferentes opciones para el modelado no lineal del amortiguador que también se tratan en el siguiente capítulo.



Figuras 2-10. Ejemplo de comportamiento no lineal, característico de los amortiguadores de vehículos .

2.1.3. Simulación dinámica de vehículos.

Modelos “realistas” permiten un estudio completo del sistema de suspensión y cómo este interactúa con el resto de sistemas del vehículo. La simulación dinámica se convierte por lo tanto en una herramienta imprescindible para agilizar los estudios al limitar al mínimo los ensayos sobre vehículo real. [2-7].

Si mediante ensayos en banco podemos determinar las características de cada uno de los componentes, mediante ensayos virtuales podremos predecir las variaciones en su comportamiento frente a cambios en alguno de los parámetros. Por ejemplo, manteniendo fijas todas las características de los elementos de la suspensión, excepto la de uno de los amortiguadores, podremos cuantificar variaciones en distancias de frenado, velocidades de paso por curva, etc. [2-7].

Se podrá determinar para cada vehículo concreto el grado de deterioro de un amortiguador que provoca pérdidas significativas de seguridad:

- Se inspecciona en un vehículo los sistemas de tracción, frenado, dirección y suspensión y se introducen en un programa de simulación dinámica los datos obtenidos, al igual que masas y dimensiones. Figura 2-11.
- Se somete a ensayos virtuales en diferentes condiciones de carga, velocidad, tipo de suelo, etc.
- Se analiza su comportamiento en situaciones comprometidas.

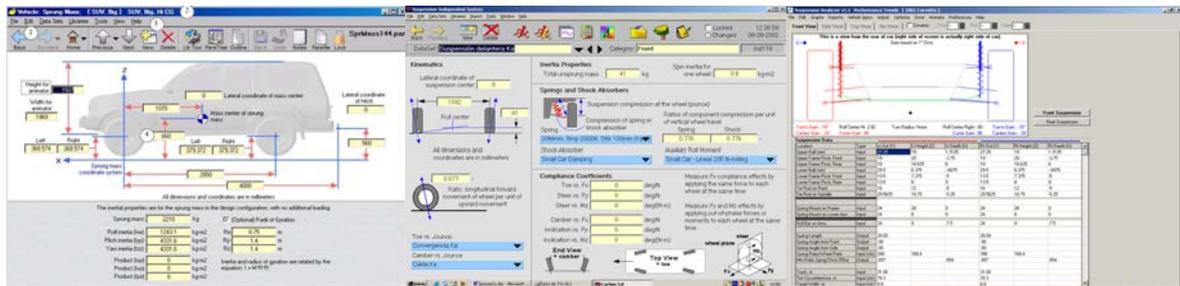


Figura 2-11. Ejemplo de entrada de datos en programa comercial de simulación dinámica vehicular “Carsim”.

Pero, por muy realista y contrastado que esté un determinado modelo, siempre habrá que realizar ensayos para validarlo sobre el objeto de estudio. Un banco de ensayo de vehículo completo, específico para el estudio del sistema de suspensión, puede ser la herramienta que cumpla la función de validación, sustituyendo así a los ensayos en pista. Ejemplo en figuras 2-13 y 2-14.

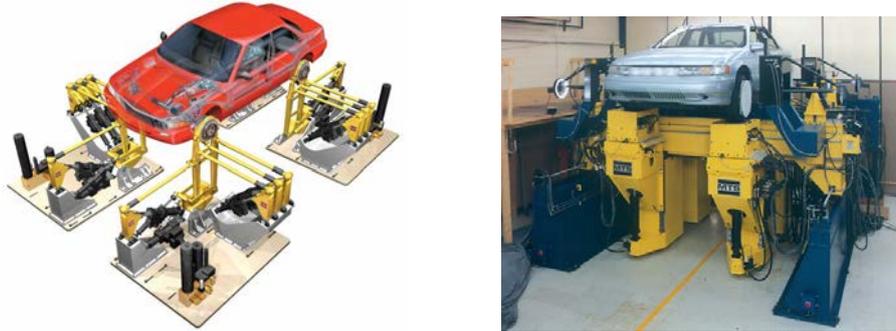
En todos los campos de estudio de vehículos se utiliza la simulación dinámica. Para cada necesidad se emplean los modelos, los equipos de medida y las sistemáticas de ensayo y análisis mas adecuadas. En unos casos será necesario el estudio de vehículo completo, pero en otros puede ser suficiente un modelo mas sencillo:

- En la industria del automóvil, se utiliza para el estudio de prototipos y para el diseño y análisis de suspensiones y de sus componentes.
- En competición, para los reglajes del vehículo.
- En investigación de accidentes de tráfico, para el esclarecimiento de las causas.

- En centros de diagnóstico, para la evaluación de la seguridad activa del vehículo.

En todos los casos son necesarias herramientas experimentales para la validación de los modelos y la evaluación de los sistemas y componentes estudiados. Los equipos de ensayo mas caros y complejos son los que se emplean en el diseño de vehículos. Se utilizan bancos que permiten someter al sistema de suspensión completo a esfuerzos estáticos y dinámicos que solo son reproducibles en modelos simulados pero que no siempre es posible ensayar en pista de pruebas. Se estudia el prototipo final de vehículo completo comprobando también las deformaciones bajo esfuerzos verticales, longitudinales, laterales y pares inducidos por la suspensión al subchasis y éste a la carrocería. Figuras 2-12 a 2-14.

Las frecuencias de excitación llegan hasta los 20, 30 o 50Hz. Como el neumático actúa como filtro para frecuencias elevadas, en ocasiones se elimina y se actúa directamente sobre el buje de la rueda. Ejemplo del banco de la figura 2-12.



Figuras 2-12 (izquierda) y 2-13. Ejemplos de bancos utilizados para el diseño de suspensiones de hasta 6 GDL en cada rueda . (MTS Systems Corporation).

En estudios de confort se emplean bancos capaces de reproducir las excitaciones de la carretera circulando a alta velocidad; consiguiéndose, con actuadores de tipo electromagnético, frecuencias de vibración de hasta 20.000Hz.

En suspensiones el rango de estudio habitual es hasta los 25Hz, que cubre adecuadamente la zona de confort-seguridad y que se alcanzan con actuadores hidráulicos (figura 2-14), o incluso electromecánicos.



Figura 2-14. Banco para caracterizar el nivel de confort (NISSAN TECHNICAL CENTRE EUROPA SPAIN).

2.2. EVALUACIÓN DE LOS COMPONENTES DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN.

2.2.1. Análisis de suspensiones.

Como se ha visto en el apartado anterior, debido a la importancia de este sistema, se invierte gran cantidad de recursos en su diseño, lo que justifica el estudiar cómo afecta cualquier variación en alguno de sus componentes, especialmente los que se deterioran con el tiempo: neumáticos y amortiguador.

Los métodos existentes para determinar el comportamiento de una suspensión los podemos distinguir en dos grupos: aquellos que pretenden obtener con exactitud las características dinámicas de los componentes y los que solamente buscan la detección de fallos. Los primeros, precisan el desmontaje y ensayo por separado de cada elemento; como en el ejemplo de la figura 2-15.

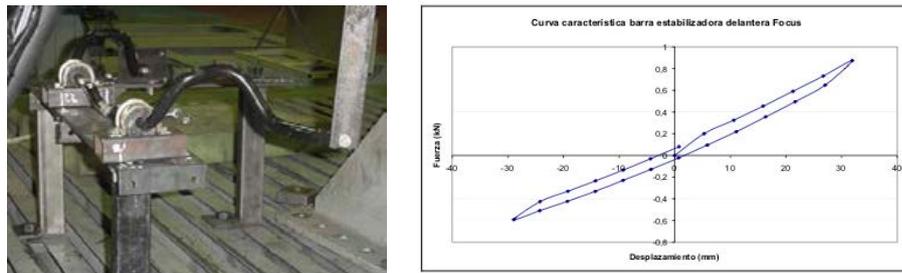


Figura 2-15. Determinación experimental de la rigidez de una barra estabilizadora. Ensayo estático INSIA.

Desmontaje y estudio por separado no implica necesariamente desmontaje total. Debido a la dificultad de medidas experimentales en pista, los bancos de cuarto de vehículo resultan herramientas muy eficaces, muchísimo más sencillos que los bancos de vehículo completo. Figura 2-16. Son utilizados en investigación para las fases de diseño de conjuntos de suspensión, síntesis y análisis cinemático y dinámico; también para la selección y ajuste de las características elástica y de amortiguación de los componentes. [2-18]-[2-22].

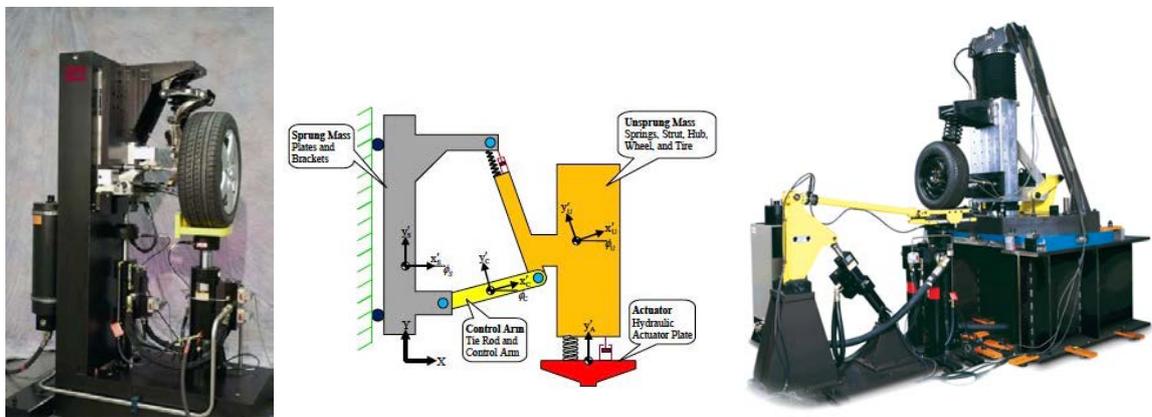


Figura 2-16. Esquema y ejemplos de bancos para ensayo de conjuntos de suspensión. Izquierda, Monaghan06 (2007) y derecha, MTS (2002).

2.2.2. Diagnóstico de amortiguadores.

En ocasiones, para evaluar el correcto estado de la suspensión, será suficiente con evaluar únicamente el amortiguador. Desde el punto de vista de la diagnosis, el ensayo en banco no compensa económicamente. Comercialmente solo se hace en procesos de producción, como el de la figura 2-17; y para el caso de vehículos completados, prácticamente solo se realiza en motocicletas, en las que éste componente es especialmente caro y de desmontaje muy sencillo; figura 2-18.



Figura 2-17. Banco de ensayo múltiple para control de calidad de amortiguadores. (MTS).



Figura 2-18. Banco para ajuste de suspensión delantera de motocicleta. (FG Gubellini).

Si solamente se busca detectar el deterioro del amortiguador, económicamente solo compensan métodos sin desmontaje.

La evaluación de la característica amortiguadora de un sistema de suspensión requiere de métodos dinámicos; lo que implica la excitación del sistema, que puede ser a baja o a alta frecuencia.

Los primeros, ejemplo figura 2-19, se basan en excitar la carrocería. Tienen la ventaja de la sencillez pero el gran inconveniente de que los recorridos no cubren el rango de trabajo del amortiguador. Esta circunstancia junto a la baja frecuencia de excitación, la de resonancia de la masa suspendida, no les permite detectar fallos habituales como la falta de aceite en la cámara de compensación. Como ejemplo el amortiguador bitubo de la figura 2-20, en el que el paso de aire por la válvula de base sólo se pone de manifiesto en el banco de ensayo con recorridos muy amplios en extensión y a frecuencias superiores a los 2 Hz.

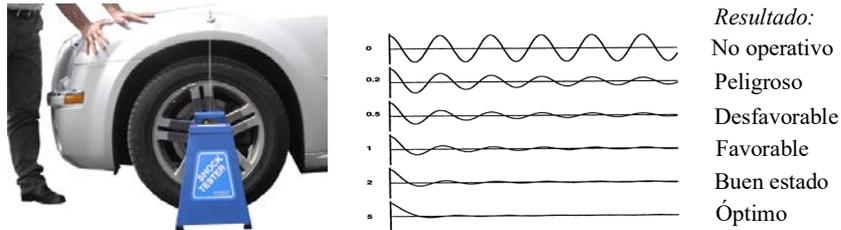


Figura 2-19. Banco comercial Trabazola para evaluación manual de amortiguadores sin desmontaje.

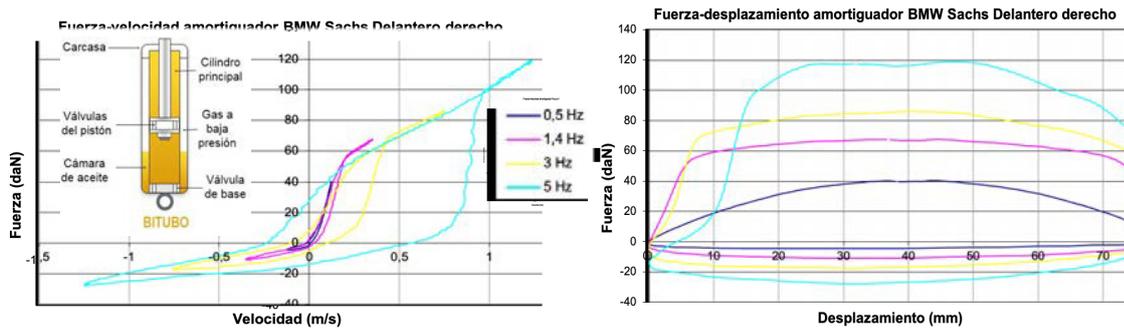


Figura 2-20. Ejemplo de amortiguador con fallo por pérdida de aceite.

Los equipos que trabajan a alta frecuencia, hasta los 25Hz, lo hacen excitando la rueda y son los denominados bancos de suspensiones de placas de vehículo completo. Los mas utilizados en talleres, estaciones de Inspección Técnica de Vehículos (ITV) y centros de diagnosis son los basados en el método EUSAMA [2-23] (European Shock Absorbers Manufacturers Association). Figuras 2-21 y 2-22.

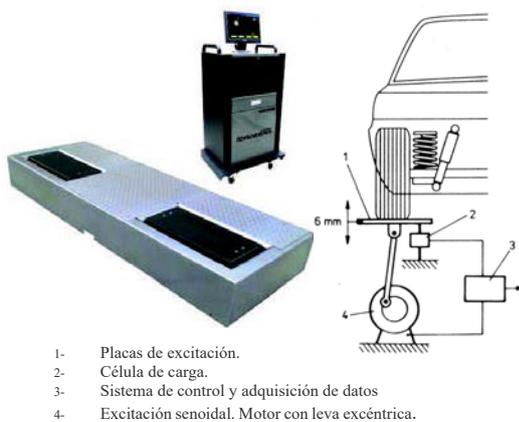


Figura 2-21. Esquema de funcionamiento de banco de suspensiones EUSAMA. [2-24].

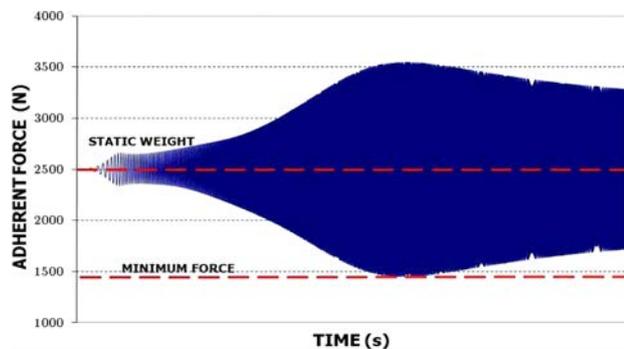


Figura 2-22. Medida de fuerzas de contacto durante el ensayo en banco con método EUSAMA. [2-25].

La eficacia del amortiguador se obtiene comparando el peso estático con la fuerza que se registra durante el ensayo y que es mínima a la frecuencia de resonancia de la masa semisuspendida, figuras 2-22 y 2-23. El inconveniente principal es que el resultado es muy dependiente de la amplitud de la excitación.

Para evitar el despegue del neumático, eficacia del 0% aunque el amortiguador esté en buen estado, ésta se limita a 3mm; por lo que los recorridos de trabajo, y en general las velocidades, no permiten detectar fallos como los del amortiguador de la figura 2-20.

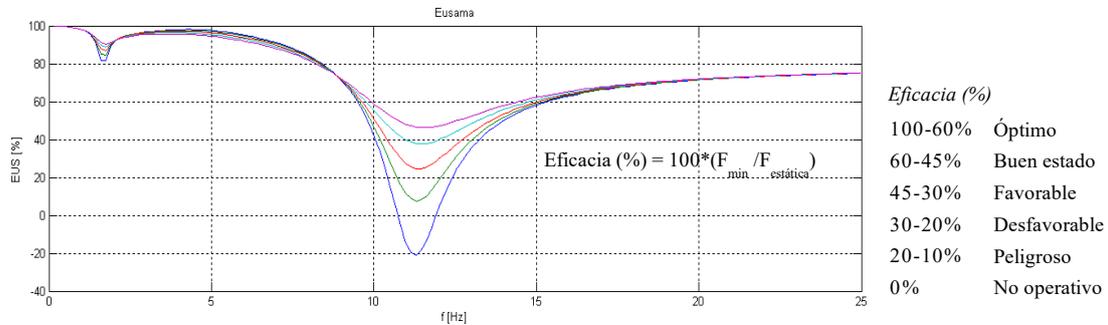


Figura 2-23. Banco de suspensiones EUSAMA. Criterio de eficacia. [2-26].

Para evitar el inconveniente anterior se utiliza un modelo de banco modificado, similar al EUSAMA, pero que entre leva y placa intercala un resorte de rigidez cercana a los 180.000 N/m, ligeramente inferior a la de los neumáticos de los vehículos ligeros. De esta forma se consiguen mayores amplitudes de trabajo en el amortiguador sin que la rueda pierda el contacto con la placa. Esquema de la figura 2-24.

En este equipo se sustituye la célula de carga por un medidor de desplazamiento. El resultado de eficacia depende de la relación entre la amplitud máxima registrada y el peso estático. Éste se conoce del desplazamiento inicial, que es la deformación inicial del resorte del banco.

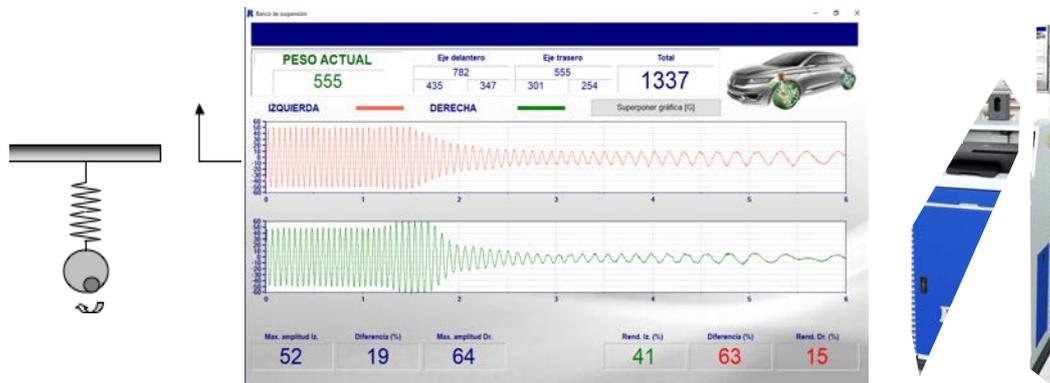


Figura 2-24. Esquema de funcionamiento y detalle de la pantalla de control de un banco de suspensiones basado en la medida de desplazamientos a frecuencia de resonancia de la masa semisuspendida.

Aunque existen propuestas para mejorar estos métodos de diagnóstico basadas en el estudio en frecuencia de las amplitudes medidas y en el desfase entre excitación y respuesta, [2-26]-[2-30], los dos tipos de bancos siguen teniendo inconvenientes comunes:

- No permiten obtener valores cuantitativos de amortiguamiento.
- Resultados afectados por el peso del vehículo y por la presión de los neumáticos. [2-28].
- No existe un criterio objetivo de aceptación/rechazo y con los condicionantes anteriores es muy difícil establecerlo. [2-30].

Como consecuencia de ello, especialmente por este último motivo, actualmente el control de los sistemas de suspensión se limita a una inspección visual. Aunque habitualmente las estaciones de ITV disponen de algunos de los equipos descritos, o no los tienen operativos o solo los utilizan para detectar desequilibrios entre suspensiones del mismo eje. Solo desequilibrios muy evidentes inducen al inspector a buscar visualmente algún fallo o fuga de aceite que justifique el defecto, que en ningún caso se categoriza como grave.

2.3. CONCLUSIONES. HIPÓTESIS DE TRABAJO.

Los métodos existentes de evaluación del estado de los elementos de suspensión sin desmontaje no son fiables ya que dependen del criterio subjetivo de un operario y en muchos casos no son capaces de detectar y en ningún caso cuantificar el grado de deterioro de un componente. De hecho, en centros de ITV y de diagnóstico no se utiliza ningún equipo con ésta finalidad. Actualmente el único método fiable supone el desmontaje de componentes, que es un proceso en la mayoría de las ocasiones lento y costoso.

En conclusión:

Se necesita un método de evaluación de los elementos del sistema de suspensión que no precise el desmontaje de los mismos, que sea rápido, simple y cuyos resultados permitan conocer de una manera clara y fiable el estado del sistema y cómo éste afecta a la seguridad en maniobras comprometidas.

En el siguiente capítulo, antecedentes bibliográficos, se hace un resumen de estudios que han buscado el mismo objetivo o similares. Del análisis de estas propuestas para conseguir valores cualitativos de amortiguamiento se llega a la conclusión de que, para evaluar con fiabilidad la incidencia en la seguridad que tiene el estado de los componentes de la suspensión es necesario cuantificar los diferentes parámetros e identificar la curva de comportamiento del amortiguador.

Actualmente no existe ningún equipo en explotación que permita obtener la curva de un amortiguador sin desmontarlo, ni siquiera como parámetro lineal aproximado.

Se parte de la hipótesis de que caracterizando el movimiento de un vehículo cuando se excita el sistema de suspensión es posible, mediante el método de optimización adecuado, identificar los parámetros de las ecuaciones del modelo que define su comportamiento: curvas de rigidez y de amortiguación, masas e inercias.

2.4. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [2-1] F. Aparicio, C. Vera, V. Díaz. “Teoría de los vehículos automóviles.” Sección de publicaciones de la E.T.S. Ingenieros Industriales de Madrid, UPM. 1995.
- [2-2] R.N Jazar. “Vehicle Dynamics: Theory and Application” New York, USA. Springer, 2017.
- [2-3] Robert Bosch GmbH “Manual de la técnica del automóvil”. “Sistemas de seguridad en marcha”. “Seguridad y confort”. 4ª Edición. 2005.
- [2-4] M. Takao, T. Tadao. “Vehicle stability during braking and the influence of suspension characteristics.” International Journal of Vehicle Design, Vol. 10, No. 4, pp. 443-452. 1989.
- [2-5] A.Simms, D. Crolla. “The influence of damper properties on vehicle dynamic behaviour.” Steering and Suspension Technology Symposium SAE 2002 World Congress (SP-1654). 2002.
- [2-6] K. Parczewski. “Exploration of the shock-absorber damage influence on the steerability and stability of the car motion.” Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 3. 2011.
- [2-7] A. García Gracia, F. Jiménez, J. Páez, A. Narváez. “Theoretical and experimental analysis to determine the influence of the ageing process of shock-absorber on safety.” Inderscience Enterprises Ltd, Int. J. Vehicle Design, Vol. 40, Nos. 1/2/3. 2006.
- [2-8] J. A. Calvo, V. Díaz, J. L. San Román, D. García-Pozuelo. “Influence of shock absorber wearing on vehicle brake performance.” International Journal of Automotive Technology, Vol. 9, No. 4, pp. 467-472. 2008.
- [2-9] J. A. Calvo, V. Díaz, J. L. San Román, E. Olmeda. “Variation of vehicle lateral stability behavior due to suspension system wearing.” World Automotive Congress F2006V049, pp. 185-192. Yokohama, Japan. FISITA 2006.

- [2-10] S. Guba, Y. Ko, G. Rizzoni, G.J. Heydinger, D.A. Guenther, T. Wittman. “The Impact of Worn Shocks on Vehicle Handling and Stability”. SAE Technical Paper Series. doi:10.4271/2006-01-0563. 2006.
- [2-11] P. Kubo, C. Paiva, A. Ferreira, A. Larocca. “Influence of shock absorber condition on pavement fatigue using relative damage concept”. *Journal of Traffic and Transportation Engineering*, Vol. 2, pp. 406-413. 2015.
- [2-12] H. Koylu, A. Cinar. “Dynamical investigation of effects of variable damper settings induced brake pressure oscillations on axle and wheel oscillations during ABS-braking based on experimental study”. *Meccanica*, Vol. 48, pp.1093–1115, 2013.
- [2-13] M.D. Beduk, K. Caliskan, R. Henze, F. Kucukay. “Effects of damper failure on vehicle stability”. *Proc IMechE Part D: J Automobile Engineering*, Vol. 227, pp. 1024–1039. 2013.
- [2-14] K. P. Balike , S. Rakheja , I.G. Stiharu. “Optimal synthesis of a two-stage asymmetric damper of an automotive suspension considering wheel camber variations.” *Proc. IMechE Vol. 225 Part D: J. Automobile Engineering*. 2011.
- [2-15] K. P. Balike , S. Rakheja, I. G. Stiharu. “Kineto-dynamic Performance Analysis of Vehicle with an Asymmetric Suspension Damper using a Roll-Plane Mode.” *Int. Journal of Vehicle Performance.*, Vol. 1, No. 1. 2013.
- [2-16] J.A. Tamboli , S.G. Joshi. “Optimum design of a passive suspension system of a vehicle subjected to actual random road excitations.” *Journal of Sound and Vibration*. 219(2), pp.193-205, 1999.
- [2-17] D.D. MacInnis, W.E. Cliff, K.W. Ising, k. W. “A comparison of moment of inertia estimation techniques for vehicle dynamics simulation”. SAE paper no. 970951. 1997.
- [2-18] M. Izquierdo, I. Ulacia, E. Ruiz de Samaniego, S. Alvez, I. Eraña, I. Gallego. “Análisis cinemático y dinámico en “Quarter Car” de una suspensión McPherson” XX Congreso Nacional de Ing. Mecánica. 2014.
- [2-19] E. R. Andersen. “Multibody Dynamics Modeling and System Identification for a Quarter-Car Test Rig with McPherson Strut Suspension”. Thesis, Master of Science in Mechanical Engineering, Virginia Polytechnic Institute and State University. 2007.
- [2-20] L. Balogh, L. Palkovics. “Identification For Control System Design Of Vehicle Suspension”. Knorr Bremse Systems for Commercial Vehicles Robert Bosch GmbH. 2004.
- [2-21] R. Isermann. “Diagnosis Methods for Electronic Controlled Vehicles”. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, 36:2-3, 77-117. 2001.
- [2-22] D. Fischer, R. Isermann . “Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions”. *Control Engineering Practice* 12. 1353–1367. 2004.
- [2-23] European Shock Absorbers Manufacturers Association. “Recommendation for Performance Test Specification of on Car Vehicle Suspension Testing System”. EUSAMA-TS-02-76. 1976.
- [2-24] M. Buczaj, S. Walusiak, W. Pietrzyk. “Diagnostic assessment of technical condition of the shock absorbers in automotive vehicles in a selected diagnostic station”. *TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. OL PAN*, 2007-7, pg. 59–66. 2007.
- [2-25] J. A. Calvo, J. L. San Román, C. Álvarez-Caldas. “Procedure to verify the suspension system on periodical motor vehicle inspection”. *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 63, No. 1. 2013.
- [2-26] Balsarotti S. & Bradley W. “Experimental Evaluation of a Non-Intrusive Automotive Suspension Testing Apparatus”. SAE Technical Paper Series SAE 2000-01-1329, Hunter Engineering Co. & General Motors Corp. 2000.

- [2-27] Wei Xiong, Yumei Liu, Xiaoning Cao, Li Cui. “Vehicle Suspensions Performance Testing System Based on Virtual Instrument”. Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation August 9 - 12, Changchun, China. 2009.
- [2-28] P. Buekenhoudt. “Minimum phase shift”. CITA Conference and 15th General Assembly. 2011.
- [2-29] J. Brunet. “Procedure to verify the suspension system on vehicle inspection”. CITA Regional Conference por África. 2014.
- [2-30] M. Klapka, I. Mazurek, O. Machacek, · M. Kubik. “Twilight of the EUSAMA diagnostic methodology”. *Meccanica* 52:2023–2034. 2017.

Capítulo 3: OBJETIVOS DE LA TESIS.

3.1. DETERMINACIÓN DEL VALOR DE AMORTIGUAMIENTO DE UN SISTEMA DE SUSPENSIÓN. ANTECEDENTES.

Los bancos comerciales de diagnosis de amortiguadores sin desmontaje vistos en el capítulo anterior se pueden clasificar en dos tipos: los que provocan en el sistema de suspensión del vehículo un movimiento libremente amortiguado y los que lo someten a vibraciones forzadas, [3-1]. Los primeros utilizan el método del decremento logarítmico para la determinación del coeficiente de amortiguación y los segundos excitan la masa suspendida o la semisuspendida, analizando la respuesta del sistema en fuerza o desplazamiento.

En este capítulo se hace un resumen de estudios, basados en los sistemas anteriores, que han buscado una metodología para obtener valores de amortiguamiento como criterio objetivo de aceptación/rechazo del estado del amortiguador.

Del análisis de las ventajas e inconvenientes de estas propuestas se llega a las conclusiones que permiten fijar y justificar los objetivos de esta Tesis.

En cada uno de los métodos descritos se ha mantenido la diferente nomenclatura utilizada por los autores.

3.1.1. Método del decremento logarítmico.

Estudia la disipación de la energía que provoca el amortiguador cuando se desplaza al sistema de suspensión de su posición de equilibrio provocando un movimiento libremente amortiguado. Esto se puede conseguir presionando la carrocería (p.e. equipo comercial de la figura 2-19) o mediante una plataforma de caída brusca que simula el paso controlado del vehículo por un resalte de una determinada altura. Figura 3-1.

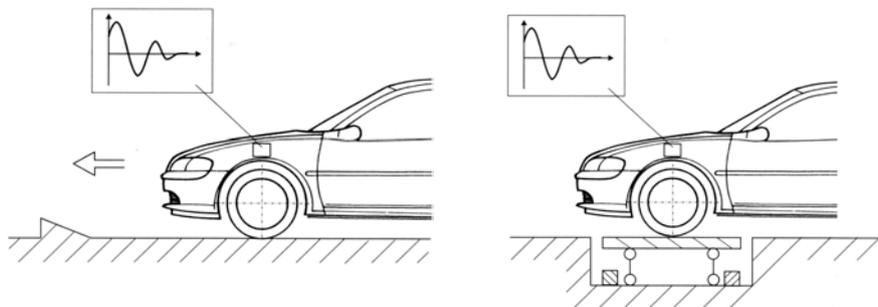


Figura 3-1. Banco para obtención de la característica amortiguadora de una suspensión mediante el método del decremento logarítmico. [3-1].

La utilización de un banco garantiza la repetibilidad del ensayo y facilita la medida del desplazamiento relativo entre masa suspendida y semisuspendida, como proponen los autores S.H. Lajqi *et al.*, “Possible experimental method to determine the suspension parameters in a simplified model of a passenger car”, [3-2].

Se puede utilizar un simple ‘gato’ para elevar la masa suspendida y así descargar la suspensión, figura 3-2. Cuando éste se desbloquea, la masa cae provocando deformaciones a compresión elevadas, pero pequeñas en extensión. Se ensaya por eje, registrándose los desplazamientos con un sensor de tipo inductivo (LVDT) y las fuerzas en el apoyo del neumático con una célula de carga.

Se trabaja sobre un modelo de cuarto de vehículo de un grado de libertad, con parámetros lineales. Para obtener el valor de amortiguamiento, constante de amortiguamiento C_n , se utiliza el método del decremento logarítmico tal como se describe en la figura 3-3.

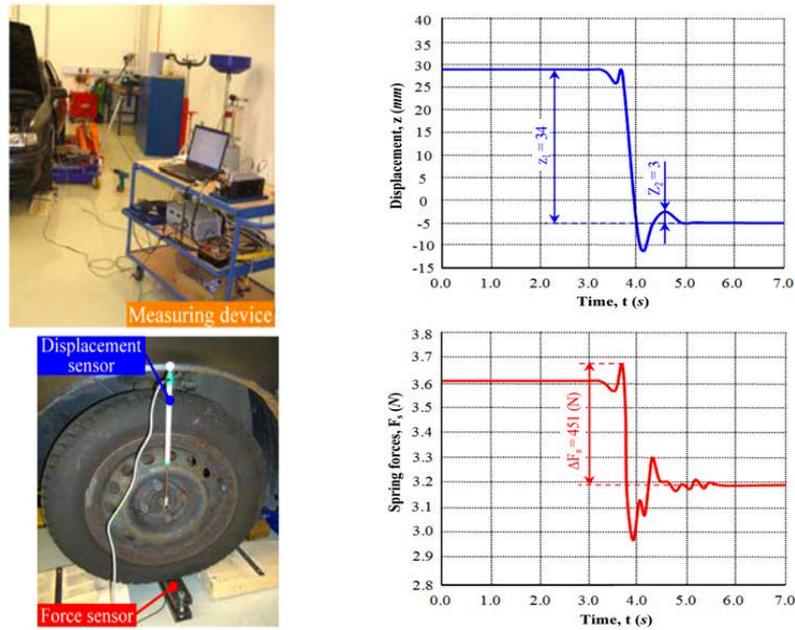


Figura 3-2. Propuesta de banco para la obtención de los parámetros de una suspensión mediante el método del decremento logarítmico. [3-2].

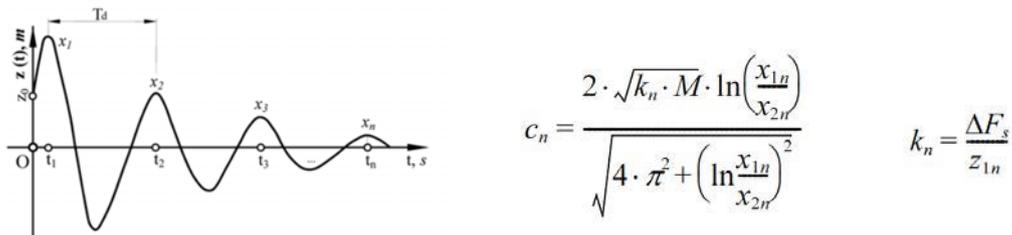


Figura 3-3. Cálculo de los parámetros de una suspensión mediante el método del decremento logarítmico. [3-2].

El medidor de desplazamiento permite determinar la atenuación del movimiento entre dos picos consecutivos, periodo de oscilación de la frecuencia natural de la masa suspendida.

La célula de carga, mediante ensayo estático, permite obtener la rigidez de la suspensión, k_n y la masa de cálculo, M .

Este método presenta los siguientes inconvenientes:

- Las ecuaciones anteriores solo son válidas con parámetros lineales.
- Modelo de 1 GDL, que no considera el efecto de la masa semisuspendida ni el comportamiento vertical del neumático.
- Modelo de cuarto de vehículo que no considera el efecto de las asimetrías de la suspensión por eje, tampoco el de la barra estabilizadora ni las inercias de balanceo.

Aporta las siguientes ventajas:

- Metodología sencilla para obtener el valor de rigidez mediante ensayo estático. Utilizando una plataforma elevadora, es posible descargar progresivamente la suspensión y manteniendo al vehículo siempre horizontal, medir la rigidez de los resortes sin que trabajen las barras estabilizadoras.

- Método muy sencillo para una pre-estimación de un valor lineal de amortiguamiento (R) y por consiguiente del amortiguamiento crítico (R_{Crit}) y del factor de amortiguamiento (ξ).

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M} - \frac{R^2}{4M^2}} \quad R_{\text{Crit}} = 2\sqrt{KM} \quad \xi = \frac{R}{R_{\text{Crit}}}$$

3.1.2. Bancos que excitan la masa suspendida.

La idea es tratar al conjunto del vehículo como un mecanismo a ensayar dentro de un banco que dispone de un sistema de excitación vertical y de sensores de medida de fuerza y de desplazamiento. Figura 3-4.

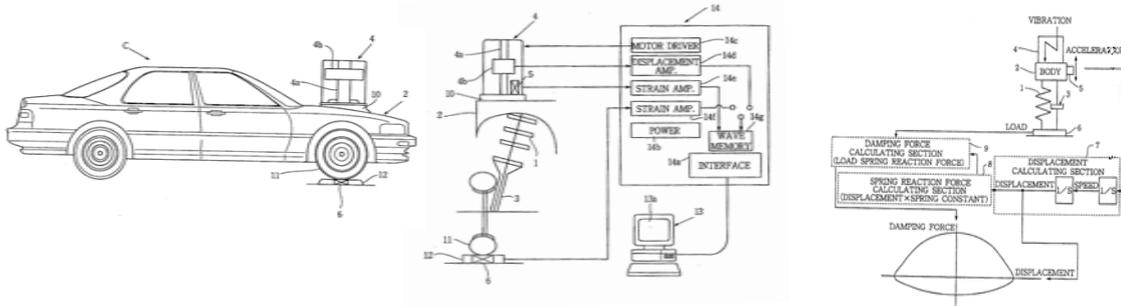


Figura 3-4. Patente de banco para obtener la curva de comportamiento de un amortiguador sin desmontaje. [3-3].

La propuesta anterior presenta la dificultad de aplicar una fuerza de excitación sobre la carrocería, lo que no resulta viable sin dañarla. Sería posible en vehículos con sistema McPherson, aplicando la fuerza sobre la copela, pero restringe en exceso el posible campo de aplicación del equipo.

La propuesta de H. Nozaki solventa este problema situando el actuador en el suelo y excitando el chasis en un punto seguro. Figuras 3-5 y 3-6. "Technology for measuring the damping force of shock absorbers and the constant of coil springs mounted on a vehicle", [3-4].

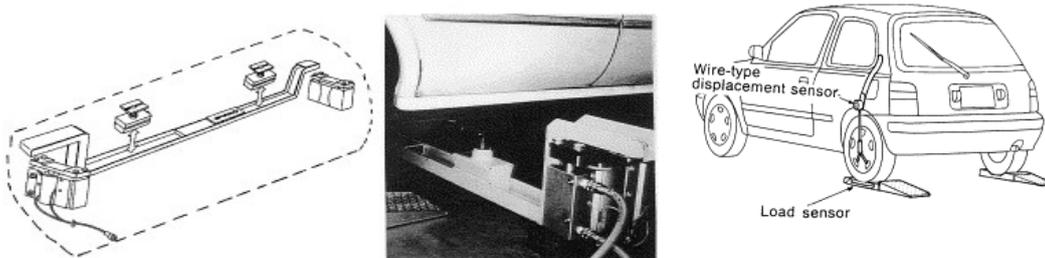


Figura 3-5. Propuesta de banco con actuador hidráulico para excitación senoidal de la masa suspendida. Amplitud 25mm y frecuencia 2Hz. [3-4].

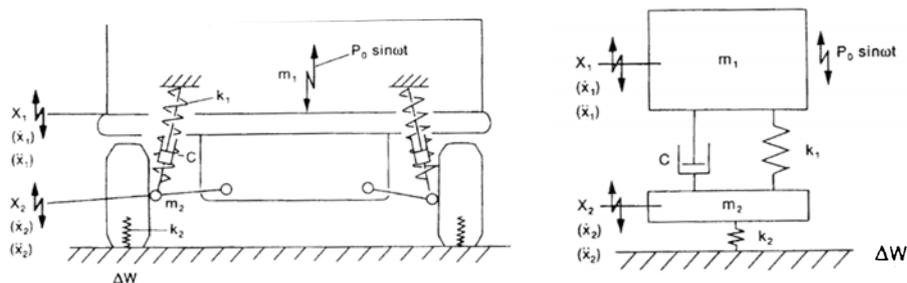


Figura 3-6. Modelo de medio vehículo simplificado de H. Nozaki. [3-4].

Si el doble actuador hidráulico excita de forma simétrica en frecuencia, fase y amplitud; el modelo por eje se puede simplificar a un modelo de cuarto de vehículo de 2GDL, figura 3-6. El modelo se reduce a una única ecuación de equilibrio de fuerzas en la masa semisuspendida:

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 - k_1 (x_1 - x_2) - c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \quad \Delta W = k_2 x_2$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + \Delta W = k_1 (x_1 - x_2) + c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$$

Para resolverla se consideran las siguientes simplificaciones:

- Inercia de la masa semisuspendida despreciable. (Frecuencia de excitación baja con deformaciones pequeñas en el neumático).
- Solo se considera el instante de tiempo en el que el desplazamiento relativo entre masas es cero con respecto al inicial.

La ecuación queda por tanto reducida a $\Delta W = c(\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$, resoluble con la medida de la célula de carga y del sensor de desplazamiento de hilo.

La última simplificación supone, según indica el propio autor, que la amortiguación se calcula únicamente para una velocidad concreta. Ensayos con diferentes velocidades y amplitudes de excitación aportan resultados complementarios que permitirían caracterizar el comportamiento del amortiguador en un rango de trabajo.

El método descrito presenta los siguientes inconvenientes:

- Es necesario aplicar simplificaciones que no permiten buenos resultados.
- Método de excitación de la carrocería complicado.

Para solucionarlos, el mismo autor propone excitar la masa semisuspendida, [3-5]. Pero, tiene el inconveniente de que dejando libre la masa suspendida, se anula la ventaja de tener controlados los movimientos de la carrocería y aparecen los efectos de la barra estabilizadora, asimetrías de comportamiento e inercias. Por lo tanto, la solución final propuesta sería fijar la carrocería, pero que solo resulta viable con motocicletas. Figura 3-7.

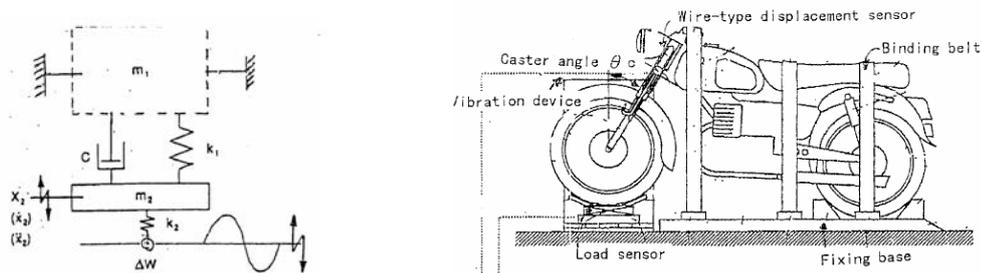


Figura 3-7. Propuesta alternativa de H. Nozaki . [3-5].

Los dos métodos aportan las siguientes ventajas:

- Aunque en los modelos utilizados se tengan mas incógnitas que ecuaciones, estudiando la evolución de los desplazamientos con el tiempo, es posible encontrar puntos de trabajo en los que las ecuaciones son independientes. Si además los ensayos se realizan en diferentes condiciones de velocidad y amplitud, se puede obtener información complementaria para la resolución.
- Fijar la carrocería y centrarse en las ecuaciones de equilibrio de fuerzas en la masa semisuspendida sería una solución adecuada; pero, teniendo en cuenta que es inviable en un banco comercial, una alternativa es la excitación de la rueda a alta frecuencia y así reducir al mínimo los movimientos de la carrocería y sus efectos.

3.1.3. Bancos que excitan la masa semisuspendida.

Como se ha visto anteriormente, debido a la complejidad que en la práctica supone controlar el movimiento de la carrocería, excitar la rueda es el método experimental mas sencillo y universal para caracterizar el sistema de suspensión de un vehículo.

Se pueden encontrar diferentes propuestas de mejora de los bancos de placas actuales basadas en el método EUSAMA y dirigidas a la diagnosis de amortiguadores, [3-6]-[3-14].

A continuación se describen las dos metodologías que buscan valores cuantitativos de amortiguamiento y que además aportan soluciones técnicas que podrían permitir obtener la curva del amortiguador.

La primera de ellas, de los autores A. Navarro *et al.*, “*Metodología experimental para determinar el coeficiente de amortiguamiento del sistema de suspensión de un vehículo*”, [3-9].

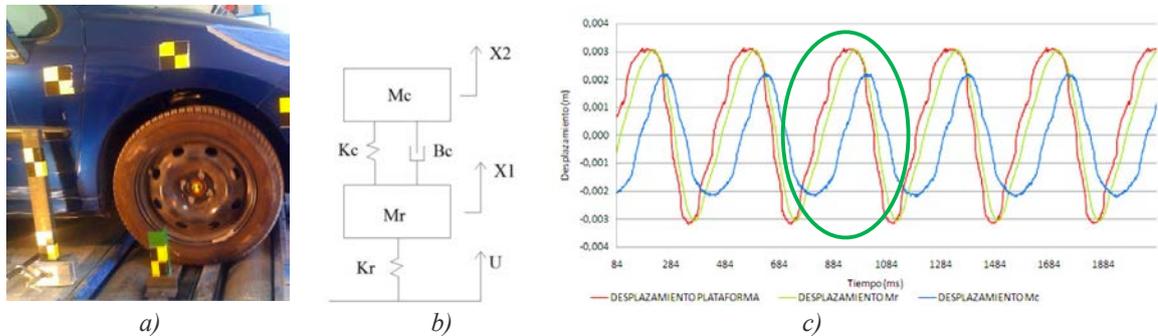


Figura 3-8. Propuesta basada en caracterizar los desplazamientos de cuarto de vehículo. [3-9].

Utilizando un modelo de cuarto de vehículo de dos grados de libertad, el método se basa en que caracterizando el movimiento de rueda y carrocería cuando se excita el sistema de suspensión es posible resolver las ecuaciones de equilibrio de la masa suspendida y semisuspendida. La medición de los desplazamientos se realiza con cámaras de alta resolución que trabajan con una frecuencia de muestreo de 500Hz. Figura 3-8, a).

Presenta los siguientes inconvenientes:

- Modelo simplificado de comportamiento vertical de neumático que no considera su característica amortiguadora. Figura 3-8, b).
- Modelo de cuarto de vehículo que no considera el efecto de las asimetrías de la suspensión por eje, tampoco el de la barra estabilizadora, ni las inercias de balanceo.
- Utilización de parámetros lineales.
- Sistema de adquisición de datos que para algunos ensayos puede ser de prestaciones insuficientes en capacidad de muestreo y en resolución de las medidas.

Ventajas:

- El sistema se resuelve en diferentes puntos dentro de un ciclo de excitación y para diferentes frecuencias, lo que permite obtener un conjunto de soluciones, a pesar de tener cinco incógnitas pero sólo dos ecuaciones. Figura 3-8, c). Con todos los datos del ensayo se aplica un ajuste por mínimos cuadrados sobre el conjunto de soluciones, lo que disminuye el error del sistema de medida.

La segunda metodología de diagnóstico, [3-10]-[3-14], se basa en el estudio de la función de respuesta en frecuencia del sistema de suspensión cuando se excita en un banco EUSAMA. El objetivo es minimizar el efecto que sobre el resultado tiene la amplitud de excitación, la carga del vehículo en el momento del ensayo y la presión del neumático.

Destaca la propuesta descrita en los artículos [3-13]-[3-16], de los autores J. A. Calvo *et al.*, en los que se establece una metodología de trabajo y un criterio para la aceptación-rechazo del amortiguador: “*Establishing inspection criteria to verify the dynamic behaviour of the vehicle suspension system by a platform vibrating test bench*”, [3-13] y “*Procedure to verify the suspension system on periodical motor vehicle inspection*”, [3-14].

Se trabaja sobre modelos de vehículo por eje, sin barra estabilizadora y también de cuarto de vehículo de dos grados de libertad. No se resuelven las ecuaciones de equilibrio de fuerzas en el dominio del tiempo, sino que se analiza la función de transferencia. La relación entre la amplitud de la respuesta en fuerza y la amplitud de la excitación a lo largo del ensayo permite una estimación del factor de amortiguamiento, [3-17]. Figura 3-9. La idea es utilizar el valor obtenido como indicador del estado del amortiguador.

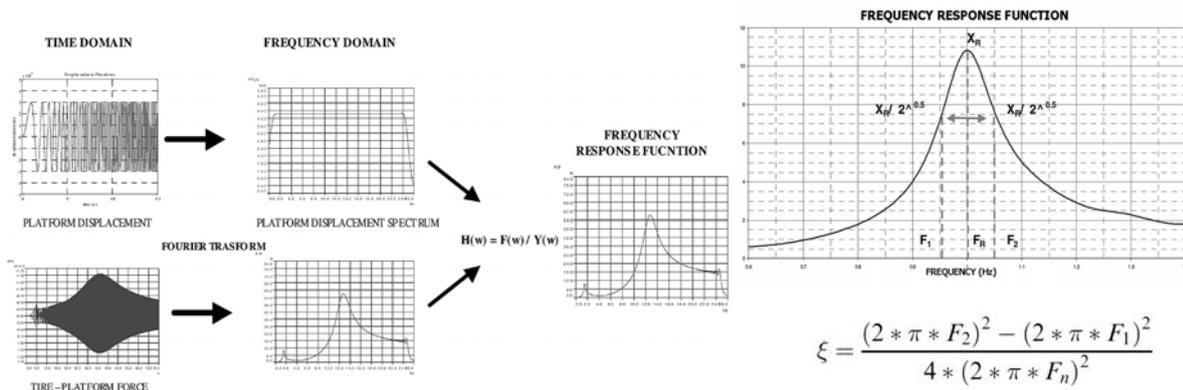


Figura 3-9. Obtención del factor de amortiguamiento a partir de la función de respuesta en frecuencia. [3-13].

Mediante simulación con el método Bond Graph, [3-18], se establece una relación entre la eficacia EUSAMA y el factor de amortiguamiento (figura 3-10); observándose un punto de inflexión en la curva ($\xi=0,12$), a partir del cual la eficacia cae rápidamente y la seguridad se vería comprometida, (AREA #1). [3-15] y [3-16].

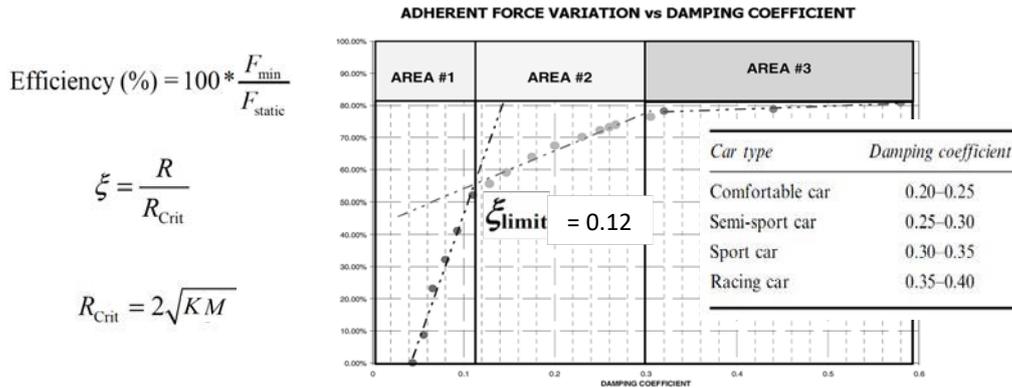


Figura 3-10. Factor de amortiguamiento límite como criterio de rechazo del estado del amortiguador. [3-13] y [3-14].

El rango de excitación de la plataforma sería de 0 a 25 Hz, a razón de 0,18 Hz/s; lentamente, para poder obtener correctamente las amplitudes máximas a las dos frecuencias de resonancia del sistema, [3-19]. Los bancos EUSAMA lo hacen aproximadamente en 19 segundos y con este procedimiento serían 140.

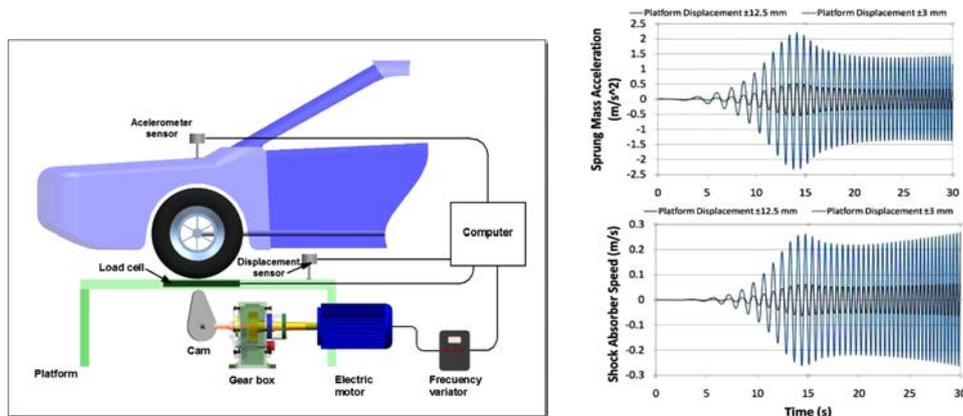


Figura 3-11. Propuesta de banco de placas para excitación a frecuencia de resonancia de la masa suspendida. [3-14].

Como la fuerza del motor a bajas revoluciones no permite excitar de forma uniforme la plataforma a la frecuencia de la masa suspendida y el tiempo del ensayo resulta excesivo para uso comercial, los autores proponen un banco modificado, figura 3-11. [3-14]:

Se incorpora un reductor de velocidad para aumentar el par del motor a bajas revoluciones y se limita el rango de frecuencias del ensayo de 0 a 3Hz, que se varían a razón de 0,1 Hz/s. A baja frecuencia se puede aumentar la amplitud de la excitación de los 3 a los 12,5mm sin que disminuya excesivamente la fuerza en el contacto.

Los resultados se comprueban sobre tres vehículos, con tres juegos de amortiguadores diferentes y mediante ensayos sobre banco real y simulados.

Este método propone un criterio objetivo de aceptación/rechazo del estado del amortiguador que mejora al establecido por EUSAMA, pero que presenta inconvenientes:

- Los valores de amortiguamiento que se pueden obtener a partir del factor de amortiguamiento son lineales. Se consiguen resultados similares con el método del decremento logarítmico, con un banco más sencillo.
- Se fija el mismo límite para el factor de amortiguamiento para todos los vehículos; pero como se detalla a continuación, no es viable establecer un valor común de referencia que pueda utilizarse como criterio del correcto estado de la suspensión. [3-11].

En este trabajo, [3-11], “*Twilight of the EUSAMA diagnostic methodology*”, de los autores M. Klapka *et al.*, se estudian diferentes métodos para estimar el factor de amortiguamiento utilizando la metodología EUSAMA. Se realizan 10.000 simulaciones con un modelo de cuarto de vehículo de 2 GDL, combinando parámetros de suspensiones lineales en el rango de los valores indicados en la tabla adjunta de la figura 3-12. En la gráfica de esta figura se aprecia que la dispersión de resultados no permite encontrar un punto de inflexión, de caída brusca de la eficacia, que permita fijar un valor del factor de amortiguamiento que pueda utilizarse como criterio común de aceptación/rechazo del correcto estado de la suspensión. Cualquier valor implica asumir un número elevado de vehículos indebidamente aceptados y/o rechazados.

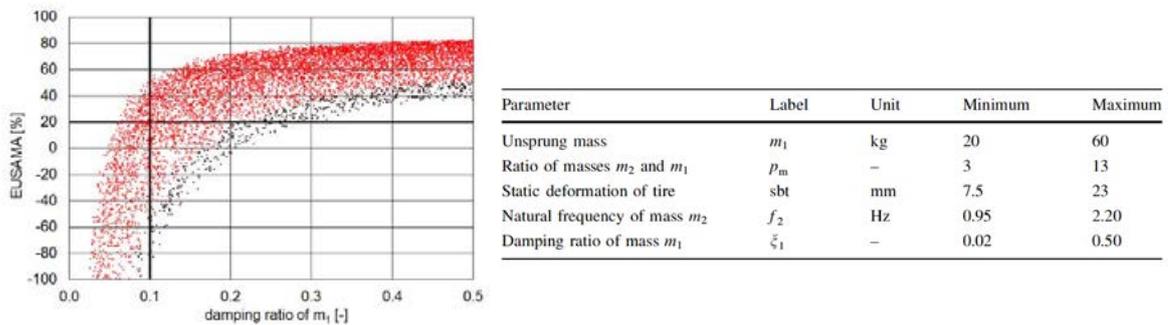


Figura 3-12. Eficacia EUSAMA frente al factor de amortiguamiento. [3-11].

3.1.4. Conclusiones.

Se evidencia la dificultad para encontrar un criterio para la diagnosis del amortiguador. Los sistemas de suspensión se diseñan con unos parámetros que son específicos para cada vehículo. Identificar dichos parámetros es el método mas fiable para poder evaluar su correcto funcionamiento; ya que permite realizar simulaciones dinámicas en maniobras comprometidas, en diferentes condiciones de adherencia, carga, etc.; relacionando la respuesta en cada caso con el grado de deterioro de los amortiguadores.

Las propuestas estudiadas van encaminadas en este sentido, utilizando metodologías que permiten medir valores de amortiguación, pero con los siguientes inconvenientes:

- Se basan en modelos de cuarto de vehículo y de uno o dos grados de libertad, por lo que no consideran el efecto de las asimetrías de la suspensión por eje, tampoco el de la barra estabilizadora, ni las inercias de balanceo. Esto quiere decir que un vehículo con uno de los amortiguadores totalmente no operativo en ese cuarto de suspensión, se obtendría erróneamente un cierto valor de amortiguamiento debido al trabajo del resto de amortiguadores, especialmente al opuesto en el eje que se está ensayando.

- Las metodologías analizadas que consiguen experimentalmente resultados cuantitativos, obtienen coeficientes de amortiguamiento constantes; pero los amortiguadores presentan siempre curvas características no lineales, que se diseñan con esta intención para mejorar el comportamiento dinámico del vehículo.

La suspensión de un vehículo automóvil, en general, es un sistema no lineal debido a:

- Efectos de la geometría en los mecanismos.
- La limitación en amplitud de los movimientos debido, entre otros elementos, a los silent blocks.
- La progresiva rigidización de los silent blocks y a su comportamiento viscoelástico.
- Comportamiento del resorte no lineal, (suspensiones neumáticas o de resortes helicoidales con diámetros de espiras y pasos de hélice variables).
- Características no lineales del neumático en función de su estructura, de la presión de inflado y de la carga.
- Y especialmente, debido a la gran diferencia de comportamiento en extensión y compresión que presentan todos los amortiguadores en el rango de velocidades de trabajo.

La simplificación de cálculos mediante la utilización de un modelo lineal para alguno de los componentes puede ser considerada, ya que la amplitud de los movimientos a los que se va a solicitar al sistema en algunas situaciones no es muy elevada, por lo que en esos rangos de trabajo el comportamiento va a ser cercano al lineal, (rigidez de resortes, de silent-blocks y de neumáticos).

Sin embargo, con valores de amortiguamiento lineales no es posible predecir el comportamiento del vehículo en situaciones en las que se presentan diferentes combinaciones de velocidades, lo que ocurre en la mayoría de los casos.

No hay duda en que la simulación dinámica vehicular requiere de modelos de amortiguador lo más realistas posibles, como se puede encontrar en numerosas referencias bibliográficas, p.e., [3-20]-[3-32]. Los modelos más completos consideran curvas de comportamiento diferentes en función de la temperatura, aceleración y posición del vástago. Figura 3-13.

La discusión es hasta dónde es posible simplificarlos obteniendo buenos resultados en las simulaciones; concretamente, trabajar con curvas de comportamiento Fuerza-Velocidad, pero sin considerar la histéresis.

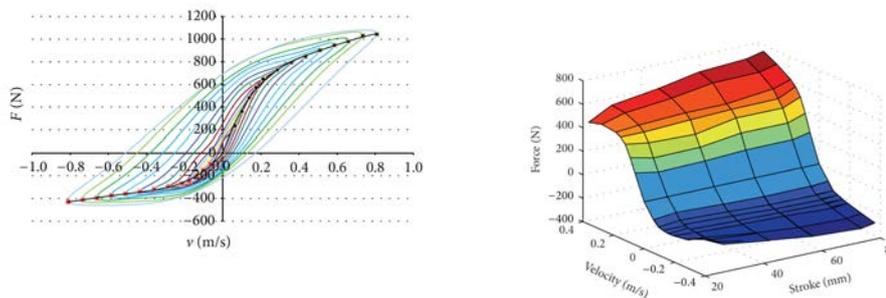


Figura 3-13. Modelado de amortiguadores. Curvas de Fuerza-Velocidad en función de la frecuencia de excitación y de la posición del vástago. [3-32].

Caracterizar adecuadamente la respuesta en frecuencia y aceleración implica estudios complejos, que no siempre compensa realizar. Las diferencias de comportamiento que se observan en simulaciones de vehículo completo habitualmente tampoco justifican la dificultad que supone utilizar modelos que contemplen la histéresis del amortiguador. Por estas razones, en estudios de confort y seguridad, la propuesta es utilizar modelos de amortiguador lineales a tramos, habitualmente con cuatro tramos que caracterizan las diferencias de comportamiento en alta y baja velocidad, tanto en extensión como en compresión.[3-20]-[3-22].

3.2. OBJETIVOS.

Como consecuencia de las conclusiones expuestas anteriormente, tanto en este capítulo como en el anterior de justificación del trabajo de investigación, se proponen en esta Tesis los siguientes objetivos:

1ª Desarrollo de un método de evaluación de los componentes del sistema de suspensión en vehículos automóviles. Obtención de los parámetros que definen su comportamiento vertical, las curvas de rigidez y de amortiguación, masas e inercias.

Este método, basado en banco de ensayo de placas para vehículo completo, ha de ser capaz de efectuar la comprobación del sistema de suspensión sin tener que proceder al desmontaje de ninguno de sus elementos.

Se busca que sea fácil de utilizar y rápido, lo que junto con la economía son requisitos imprescindibles para poder ser utilizado como herramienta de diagnosis; en particular, la comprobación del estado del amortiguador, principal causante del funcionamiento incorrecto del sistema.

2º Posibilidad de implementar los resultados de las medidas en banco de placas en un modelo de simulación dinámica vehicular, validado experimentalmente, que permita determinar, cuantitativa y cualitativamente, la incidencia en la seguridad que tiene el grado de deterioro de los componentes del sistema de suspensión del vehículo estudiado.

En el siguiente capítulo se desarrolla la propuesta de un nuevo banco de suspensiones de vehículo completo. Partiendo de las premisas fijadas en los objetivos anteriores, se evalúan los equipos y las metodologías necesarias para la identificación de los distintos parámetros de la suspensión. Se describen los ensayos realizados y las conclusiones del análisis de resultados.

3.3. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [3-1] M. Buczaj, S. Walusiak, W. Pietrzyk. “Diagnostic assessment of technical condition of the shock absorbers in automotive vehicles in a selected diagnostic station”. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. OL PAN, 2007-7, pg. 59–66. 2007.
- [3-2] S.H. Lajqi, J. Gugler, N. Lajqi, A. Shala and R. Likaj. “Possible experimental method to determine the suspension parameters in a simplified model of a passenger car”. International Journal of Automotive Technology, Vol. 13, No. 4, pp. 615 621. 2012.
- [3-3] H. Honda. “Method for measuring a damping force of a shock absorber in a suspension system for a motor vehicle and a measuring system thereof”. Patente US005648902A 1997.
- [3-4] H. Nozaki. “Technology for measuring the damping force of shock absorbers and the constant of coil springs mounted on a vehicle.” JSAE Review (Society of Automotive Engineers of Japan), Vol.20,No.3, pp.413-419. 1999.
- [3-5] H. Nozaki. “Technology for measuring the damping force of shock absorbers and the constant of coil springs mounted on an automobile motorcycle by the un-sprung mass vibration method”. SAE Automotive Dynamics, Stability & Controls Conference and Exhibition. May 4-6, Detroit, Michigan. 2004.
- [3-6] EUSAMA. “Recommendation for Performance Test Specification of on Car Vehicle Suspension Testing System”. EUSAMA-TS-02-76. 1976.
- [3-7] Balsarotti S. & Bradley W. “Experimental Evaluation of a Non-Instrusive Automotive Suspension Testing Apparatus”. SAE Technical Paper Series SAE 2000-01-1329, Hunter Engineering Co. & General Motors Corp. 2000.
- [3-8] Wei Xiong, Yumei Liu, Xiaoning Cao, Li Cui. “Vehicle Suspensions Performance Testing System Based on Virtual Instrument”. Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation August 9 - 12, Changchun, China. 2009.
- [3-9] A. Navarro Arcas, E. Velasco Sánchez, S. Sánchez Mateo, M. Paricio Caño y M. Sánchez Lozano. “Metodología experimental para determinar el coeficiente de amortiguamiento del sistema de suspensión de un vehículo.” XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. 2012.
- [3-10] P. Buekenhoudt. “Minimum phase shift”. CITA Conference and 15th General Assembly. 2011.

- [3-11] M. Klapka, I. Mazurek, O. Machacek, · M. Kubík. “Twilight of the EUSAMA diagnostic methodology”. *Meccanica* 52:2023–2034. 2017.
- [3-12] J. Brunet. “Procedure to verify the suspension system on vehicle inspection”. CITA Regional Conference por África. 2014.
- [3-13] J. A. Calvo, V. Díaz, J. L. San Román. “Establishing inspection criteria to verify the dynamic behaviour of the vehicle suspension system by a platform vibrating test bench”. *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 38, No. 4, 2005.
- [3-14] J. A. Calvo, J. L. San Román, C. Álvarez-Caldas. “Procedure to verify the suspension system on periodical motor vehicle inspection”. *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 63, No. 1. 2013.
- [3-15] J. A. Calvo, V. Díaz, J. L. San Román, E. Olmeda. “Variation of vehicle lateral stability behavior due to suspension system wearing.” *World Automotive Congress F2006V049*, pp. 185-192. Yokohama, Japan. FISITA 2006.
- [3-16] J. A. Calvo, V. Díaz, J. L. San Román, D. García-Pozuelo. “Influence of shock absorber wearing on vehicle brake performance.” *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 9, No. 4, pp. 467-472. 2008.
- [3-17] J. T. Broch. “Mechanical Vibration and Shock Measurements”. Brüel & Kjær. ISBN 87355-34-5. 1984.
- [3-18] L. Campello, C. Cobelli, “Bond graphs for the modeling of dynamic systems”. *Elettrotecnica*. Vol. 64, N°1, pp.53-68, 1987.
- [3-19] A. Simms, D. Crolla, “The Influence of Damper Properties on Vehicle Dynamic Behaviour”. SAE paper 2002-01-0319, 2002.
- [3-20] J. A. Calvo, B. López-Boada, J. L. San Román, A. Gauchía. “Influence of a shock absorber model on vehicle simulation”. *Proc. IMechE Vol. 223 Part D: J. Automobile Engineering*. DOI: 10.1243/09544070JAUTO990. 2008.
- [3-21] S. Duym, R. Stiens, K. Reybrouck. “Evaluation of Shock Absorber Models.” *Vehicle System Dynamics*, 27, pp. 109–127, 1997.
- [3-22] S. Duym. “Simulation Tools, Modelling and Identification, for an Automotive Shock Absorber in the Context of Vehicle Dynamics.” *Vehicle System Dynamics*, 33, pp. 261–285, 2000.
- [3-23] J.A. Tamboli , S.G. Joshi. “Optimum design of a passive suspension system of a vehicle subjected to actual random road excitations.” *Journal of Sound and Vibration*. 219(2), pp.193-205, 1999.
- [3-24] M. Alonso. “Estudio del comportamiento térmico y dinámico de los amortiguadores para vehículos automóviles tipo turismo.” Tesis doctoral, E.T.S.E.I.T. Universidad Politécnica de Tarrasa. 2002.
- [3-25] A. Beghi, M. Liberati, S. Mezzalira, S. Peron. “Grey-box modeling of a motorcycle shock absorber for virtual prototyping applications.” *Simulation Modelling Practice and Theory* 15. 894–907, 2007.
- [3-26] V. Yung, D.J. Cole. “Modelling high frequency force behaviour of hydraulic automotive dampers.” *Vehicle System Dynamics*. Vol. 44, No. 1, 2006.
- [3-27] C. Boggs, M. Ahmadian, S. Southward. “Efficient empirical modelling of a high-performance shock absorber for vehicle dynamics studies.” *Vehicle System Dynamics*. Vol. 48, No. 4, pp. 481–505, 2010.
- [3-28] K. P. Balike , S. Rakheja , I.G. Stiharu. “Influence of automotive damper asymmetry on the kinematic and dynamic responses, and optimal damper asymmetric parameters.” *Int. Journal of Vehicle Performance.*, Vol. 54, No. 3, 2010.

- [3-29] K. P. Balike , S. Rakheja , I.G. Stiharu. “Optimal synthesis of a two-stage asymmetric damper of an automotive suspension considering wheel camber variations.” Proc. IMechE Vol. 225 Part D: J. Automobile Engineering , 2011.
- [3-30] K. P. Balike , S. Rakheja, I. G. Stiharu. “Kineto-dynamic Performance Analysis of Vehicle with an Asymmetric Suspension Damper using a Roll-Plane Mode.” Int. Journal of Vehicle Performance., Vol. 1, No. 1, 2013.
- [3-31] V.V. Novikov, A.V. Pozdeev, A.S. Diakov. “Research and testing complex for analysis of vehicle suspension units. Procedia Engineering”, Vo. 219, pp. 465-470, 2015.
- [3-32] L. Konieczny. “Analysis of Simplifications Applied in Vibration Damping Modelling for a Passive Car Shock Absorber”. Hindawi Publishing Corporation. Shock and Vibration. Volume 2016, Article ID 6182847. 2016.

Capítulo 4: BANCO DE VEHÍCULO COMPLETO PARA LA IDENTIFICACIÓN DE LOS PARÁMETROS DE SUSPENSIÓN.

4.1. INTRODUCCIÓN.

Se parte de la hipótesis de que caracterizando el movimiento de un vehículo cuando se excita el sistema de suspensión es posible, mediante el método de optimización adecuado, identificar los parámetros de las ecuaciones del modelo que define su comportamiento. De aquí la importancia en la elección del banco y del tipo de sensores a utilizar, de la metodología de trabajo y especialmente del modelo dinámico simplificado de suspensiones en el que apoyarse para procesar y analizar los resultados de medida.

Por la razón anterior, se decide la realización de varios ensayos previos para comprobar experimentalmente las conclusiones obtenidas en el capítulo anterior y para definir el procedimiento que permita alcanzar los objetivos de este trabajo. Estos ensayos y los equipos utilizados se describen en los puntos 4.2 y 4.3.

En el punto 4.4 se desarrolla la propuesta definitiva, que está basada en sensores de desplazamiento láser.

4.2. DESCRIPCIÓN DEL BANCO MODIFICADO.

Como consecuencia del estudio realizado en el capítulo dos sobre los bancos existentes y considerando las propuestas analizadas en el capítulo tres para mejorarlos, se parte de un banco comercial de la marca Maha, con resorte entre la leva del motor y la placa de excitación, figura 4-1. La ventaja principal de éste sistema frente al EUSAMA, [4-1]-[4-2], es que se consigue mayor velocidad de trabajo en los amortiguadores sin que se produzcan pérdidas de contacto entre rueda y placa a la frecuencia de resonancia de la masa semisuspendida.

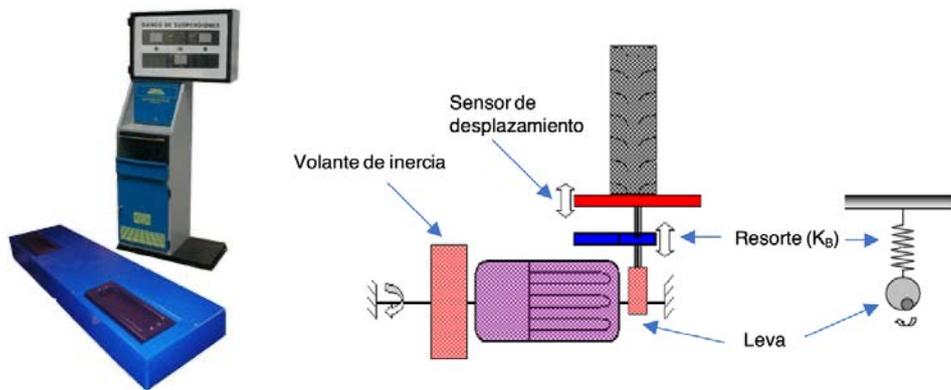


Figura 4-1. Esquema de funcionamiento del banco de suspensiones de placas MAHA, modelo EUROTTEST SA2, basado en la medida de desplazamientos a frecuencia de resonancia de la masa semisuspendida.

La excitación es de tipo senoidal, mediante un cilindro montado en el eje del motor con una excentricidad fija aproximada de 3,5 mm. El desplazamiento de la placa en cada ensayo depende de la rigidez del propio resorte del banco (K_B), del peso del vehículo y del estado del amortiguador. La máxima amplitud se consigue a la frecuencia de resonancia de la masa semisuspendida, entre los 7 y los 12 Hz, que se relaciona con el peso estático para establecer un valor de eficacia de la suspensión.

La gráfica ejemplo de la figura 4-2 muestra la evolución de los desplazamientos de una placa a lo largo de un ensayo tipo. Cuando el control del banco detecta el peso del vehículo sobre las dos placas, arranca el motor, que acelera hasta su velocidad máxima. Se consigue una excitación estable de aproximadamente 16 Hz, que se mantiene unos dos segundos antes de desconectar la alimentación. Debido al volante de inercia conectado al eje de giro, la parada se ralentiza, por lo que se realiza un barrido descendente y lento de frecuencias de excitación, pasando por la de resonancia de la masa semisuspendida. En la gráfica, aproximadamente en el segundo diez.

Cuando las frecuencias de excitación coinciden con las de resonancia, si el amortiguador no está en buen estado, no es capaz de controlar la amplitud de los desplazamientos de la rueda. La función del elemento elástico del banco es la de mantenerla siempre en contacto con la placa aunque los desplazamientos sean elevados. El ensayo se realiza de forma independiente para cada rueda.

En la gráfica ejemplo se pueden apreciar también los dos pasos por la frecuencia de resonancia de la masa suspendida, en aceleración y en el barrido descendente; aproximadamente en los segundos cuatro y quince.

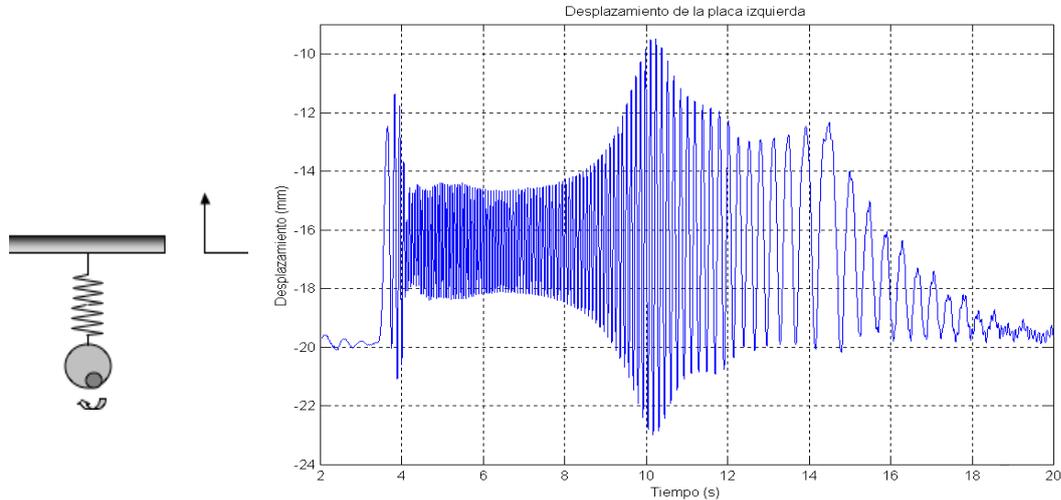


Figura 4-2. Variación de los desplazamientos de la placa a lo largo del ensayo de una suspensión con el amortiguador en mal estado.

Este tipo de bancos disponen de sensores resistivos para registrar los desplazamientos y permiten medir el peso estático caracterizando la rigidez del resorte, figura 4-3. Por lo tanto, no necesitan célula de carga; su uso no aporta ninguna utilidad en medidas dinámicas, ya que la inercia de la placa afecta a la medida de fuerza en el sensor.

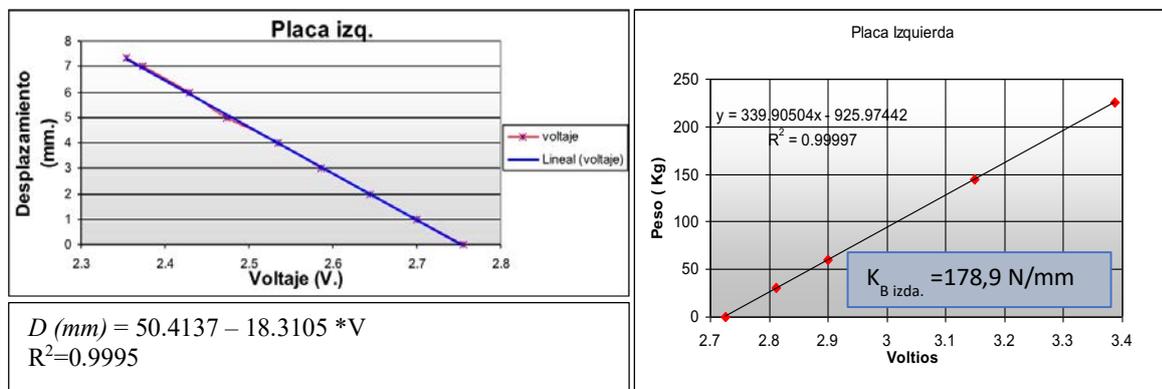


Figura 4-3. Resultados de la caracterización del resorte de la placa izquierda.

Para este estudio se utiliza un banco comercial, pero se prescinde totalmente de la consola de medida y control. Solo se utiliza el sistema mecánico de excitación, figura 4-1; junto con los medidores de desplazamiento de las placas, que se calibran para poder ser utilizados en las pruebas. Figura 4-3.

Para poder realizar ensayos a frecuencias de excitación controladas y lo que es aún más importante, estabilizadas, se incorpora un variador de frecuencia de la marca T-VERTER, modelo K1-405-M3. Figura 4-4.

Para la activación de los motores, control del variador y para la adquisición de datos se implementa un sistema externo, basado en el software Lab-View de National Instruments; con una tarjeta convertora A/D, modelo NI-6024E; con entradas y salidas tanto analógicas como digitales. Esquema de la figura 4-4.

Con esta configuración es posible realizar ensayos utilizando diferentes tipos de sensores: acelerómetros (figura 4-4); medidores de desplazamiento inductivos, LVDT; resistivos de hilo y LASER.

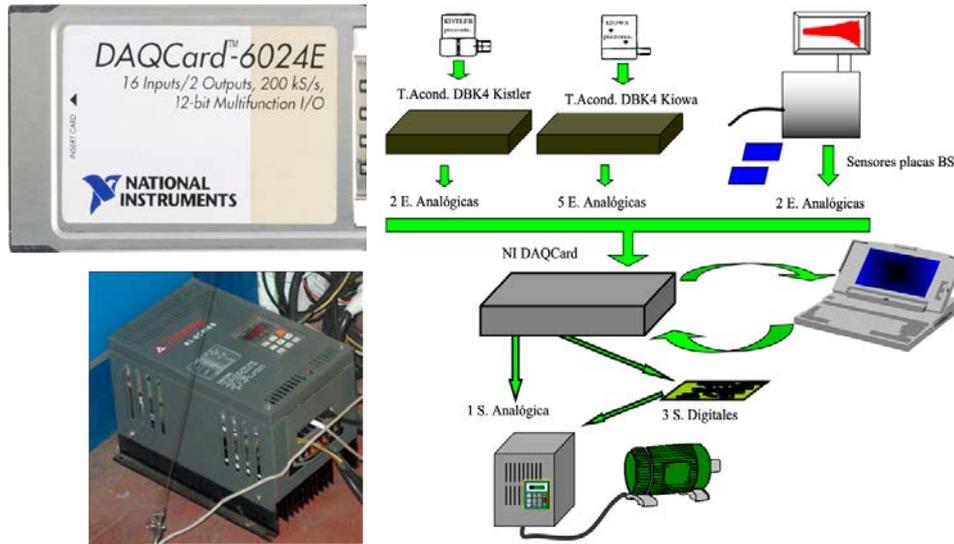


Figura 4-4. Esquema del sistema de control y de adquisición de datos con sensores de aceleración.

4.3. SISTEMA BASADO EN EL USO DE ACELERÓMETROS.

Utilizar acelerómetros para caracterizar los movimientos presenta inconvenientes al tener que integrar la señal para obtener velocidades y desplazamientos, pero también presentan ventajas que hacen que sean ampliamente utilizados en estudios experimentales de suspensiones, como son: la variedad de tipologías y de rangos de trabajo disponibles, la calidad de las medidas, el precio y la facilidad de instalación. Por estas razones este tipo de sensores se han empleado en varias de las propuestas analizadas en el capítulo anterior y se decide también utilizarlos para realizar los estudios previos objeto de este apartado, siguiendo la metodología que se describe a continuación:

- Desarrollo y puesta a punto de un sistema de control y adquisición de datos adaptado a los bancos de suspensiones de placas.
- Evaluación de diferentes tipos de sensores para seleccionar los más adecuados para caracterizar el comportamiento del sistema de suspensión.
- Comprobar si con el sistema de excitación del banco elegido es posible hacer trabajar al amortiguador por encima de las velocidades de apertura de las válvulas. Los vehículos con amortiguadores en buen estado presentan más problemas en este sentido.
- Estudio de los efectos del comportamiento no lineal del valor de amortiguación en los desplazamientos medidos en banco.
- Medida de los movimientos transversales y su efecto sobre un modelo simplificado que solo contemple la componente vertical.
- Estimación de errores al aplicar diferentes modelos de suspensión simplificados.
- Estudio del efecto de otros comportamientos no lineales, como los de los silent-blocks; especialmente el de las copelas de las columnas McPherson.
- Estudio de la sensibilidad a errores en la estimación de parámetros, como el valor de la masa semisuspendida.
- Análisis de la dispersión de resultados en estimaciones del coeficiente de amortiguamiento en función de diferentes condiciones de ensayo.

4.3.1. Realización de ensayos.

El estudio se realiza sobre el eje delantero de un Citroen AX, que al no montar barra estabilizadora, permite en principio trabajar con modelos de cuarto de vehículo sin necesidad de medir los desplazamientos simultáneamente en todo el eje.

Se utilizan acelerómetros piezoresistivos marca KIOWA, modelo AS-GB; dos de rango $\pm 5g$ para la caracterización de los movimientos verticales en placa y masa semisuspendida y tres de rango $\pm 2g$ para los movimientos transversales y longitudinales.

Para estudiar la influencia del silent-block de las copelas de las columnas McPherson se trabaja con dos modelos diferentes de cuarto de vehículo, de dos y de tres grados de libertad. Para ello se instalan dos acelerómetros piezoeléctricos marca KISTLER, modelo 8712A5M1; de rango $\pm 5g$. Figura 4-5.

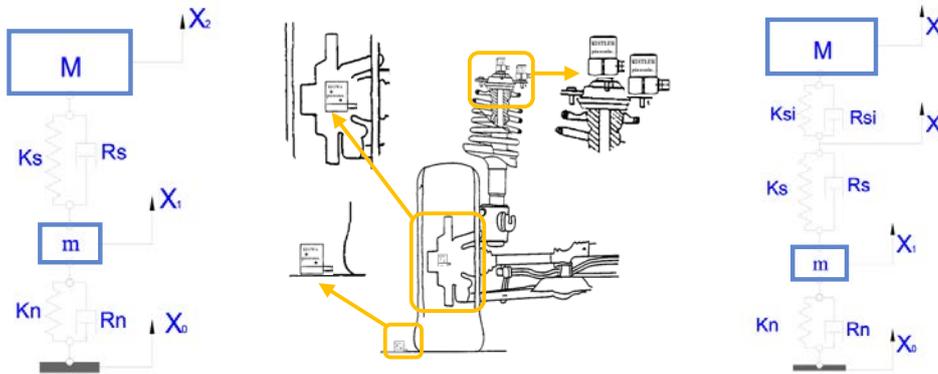


Figura 4-5. Modelos de cuarto de vehículo de 2 y 3 GDL para estudio de los silent-blocks. Posicionamiento de los acelerómetros en placa, rueda y en copa de columna de suspensión.

Para cada uno de los puntos de medición es necesario obtener el desplazamiento y la velocidad a partir de la aceleración. A pesar de trabajarse con frecuencias de muestreo de 1kHz y de los filtrados por hardware y software, previos y posteriores a las medidas realizadas, la integración numérica de los datos registrados presenta dificultades que hacen imposible su utilización. Para solucionar este problema, se opta por ensayos a frecuencia de excitación estabilizada; lo que permite un ajuste de dichos datos a un sumatorio de funciones continuas armónicas.

Las señales se pueden aproximar a una suma de senos y cosenos de la frecuencia de excitación y de los armónicos hasta la frecuencia de corte del filtro paso bajo. Ésta se establece en tres veces la frecuencia fundamental debido a que al hacer la transformada de Fourier se observa que solo son significativos los tres primeros armónicos; el tercero, en mucha menor medida:

$$Acel. = \sum_{n=1}^{n=3} A_n \cdot \text{sen}(n \cdot \omega \cdot t) + B_n \cdot \text{cos}(n \cdot \omega \cdot t) \quad (4-1)$$

Para la identificación de las amplitudes A_n y B_n , se realiza una interpolación cúbica de los datos, permitiendo ajustes con errores inferiores al 1% en los desplazamientos de las masas e inferiores al 5% en el caso de los silent-blocks de las copelas. Figura 4-6.

Este método permite buenos resultados de integración para la obtención de velocidades y también de desplazamientos relativos; como se puede comprobar al comparar los desplazamientos registrados con el medidor de la placa con los obtenidos a partir de los datos de aceleración. Figura 4-7.

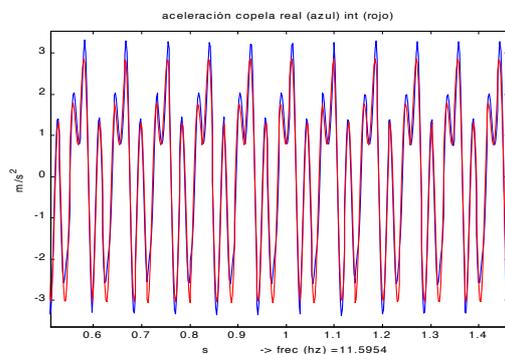


Figura 4-6. Ejemplo de ajuste de los datos de ensayos a sumatorio de funciones armónicas. (Ajuste del 95,13%).

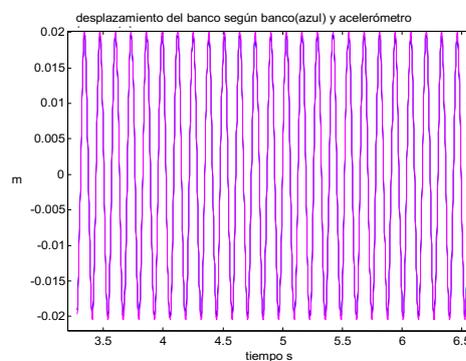


Figura 4-7. Desplazamientos obtenidos en la placa a partir de la medida de aceleración comparados con los del sensor del banco. (Ajuste del 99,83%).

Se realizan ensayos a frecuencias estabilizadas en el rango de los 5 a 14Hz. Por debajo de los 4Hz el motor no permite una excitación senoidal estable al no poder mantener una velocidad constante.

Se ensayan dos juegos de amortiguadores, usados y totalmente nuevos. Los usados presentan signos evidentes de pérdida de aceite, que es el fallo mas habitual en turismos. En uno de ellos la pérdida es total, con el retén de estanqueidad roto, por lo que la eficacia de amortiguación que se pueda detectar es debida únicamente al rozamiento entre elementos móviles del propio amortiguador y de la suspensión.

En las siguientes gráficas, figuras 4-8 y 4-9, se muestran ejemplos de resultados en los que se aprecia la gran diferencia de comportamiento de la suspensión del vehículo con un amortiguador defectuoso o con uno nuevo, independientemente de la frecuencia de excitación.

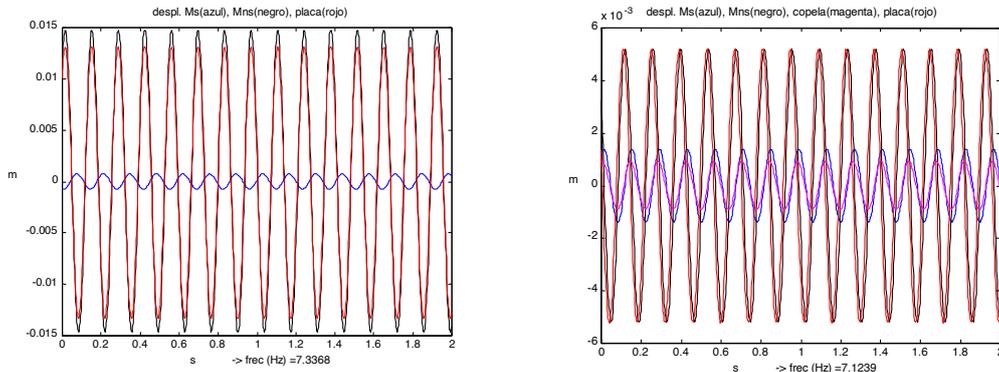


Figura 4-8. Modelo de 2 GDL Desplazamientos de los puntos de control a frecuencia de excitación cercana a la de resonancia de la masa semisuspendida. Izquierda, amortiguador en mal estado. Derecha, nuevo.

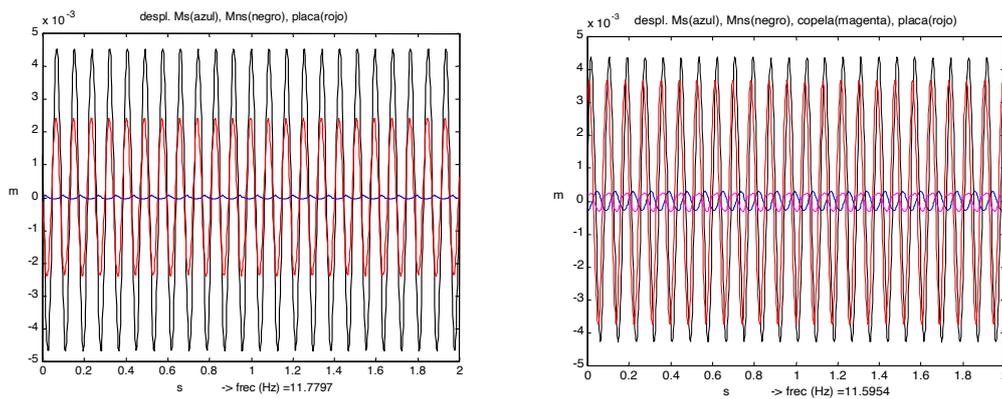


Figura 4-9. Modelo de 2 GDL. Desplazamientos de los puntos de control a frecuencia de excitación alejada de la de resonancia de la masa semisuspendida. Izquierda, amortiguador en mal estado. Derecha, nuevo.

Se evalúan también las aceleraciones horizontales en la rueda, que a las frecuencias de ensayo son de baja amplitud, figura 4-10. Como se aprecia en las gráficas, su influencia no es significativa; por lo que en la realización de los cálculos solo se consideran las aceleraciones verticales.

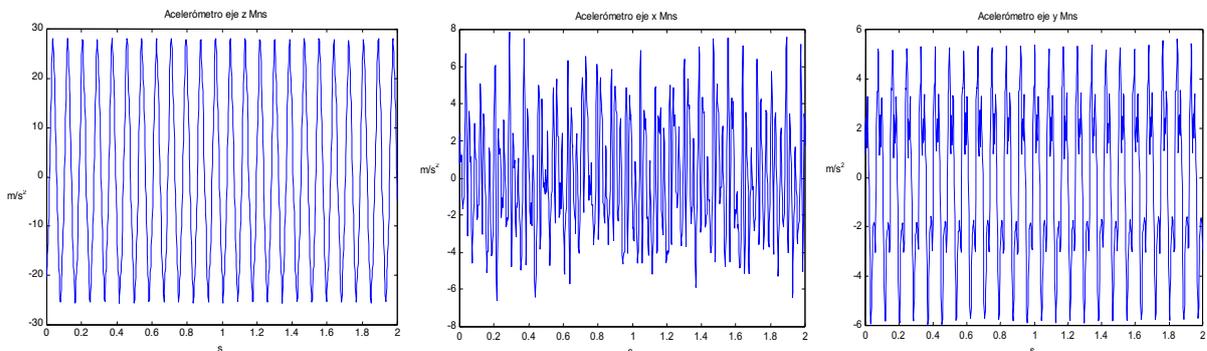


Figura 4-10. Amplitud de aceleraciones en masa semisuspendida a frecuencia de excitación de 11,86 Hz. Eje vertical, (z); transversal, (y); y longitudinal (x).

4.3.2. Análisis de resultados.

Para el estudio con el modelo de dos grados de libertad (figura 4-5), las ecuaciones de equilibrio de fuerzas son las siguientes:

$$M \cdot \ddot{X}_2 + R_s \cdot (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) + K_s (X_2 - X_1) = 0 \quad (4-2)$$

$$m \cdot \ddot{X}_1 + R_s \cdot (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_s (X_1 - X_2) - R_n \cdot (\dot{X}_0 - \dot{X}_1) - K_n (X_0 - X_1) = 0 \quad (4-3)$$

Se conocen las masas totales por cuarto de vehículo. Sobre placa delantera izquierda es de 212 kg y sobre la derecha de 196 kg.

Para estudiar la influencia en los resultados del error al estimar un valor de la masa semisuspendida, se utilizan para los cálculos dos valores extremos; como valor inferior 25 kg y como superior 35 kg.

Partiendo de estos valores de masa y teniendo en cuenta que para una misma velocidad en el amortiguador, las fuerzas de inercia, la del resorte y la del neumático van cambiando a lo largo de cada ciclo de ensayo; mediante regresión múltiple es posible obtener los valores de K_s , R_s , K_n y R_n . [4-3]-[4-5] y [4-8]-[4-9].

Trabajar con la fuerza ejercida por el amortiguador permite obtener soluciones lineales del valor de amortiguación para cada frecuencia de excitación, figura 4-11.

Las ecuaciones también se puede resolver para tramos de velocidades, por lo que es posible obtener soluciones no lineales como una sucesión de tramos lineales, figura 4-12.

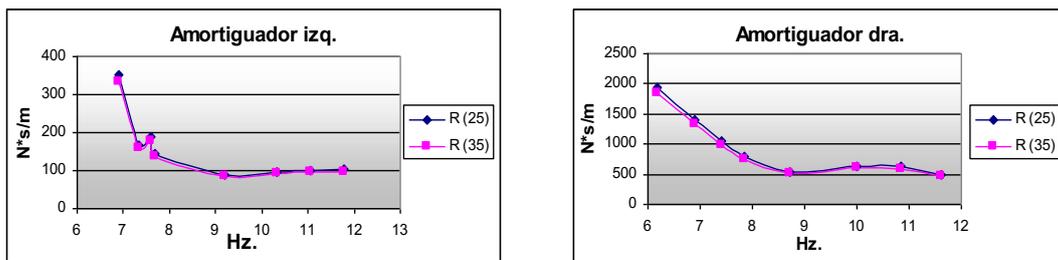


Figura 4-11. Modelo de 2 GDL. Amortiguadores en mal estado. Valores lineales de amortiguación en función de la frecuencia de excitación.

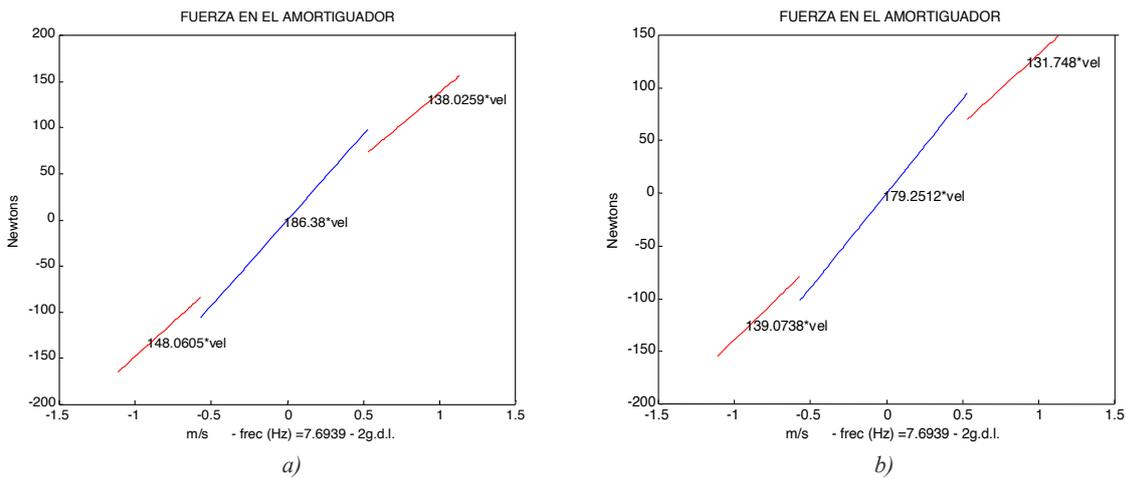


Figura 4-12. Amortiguador izquierdo usado. Modelo de 2 GDL, curva de amortiguación lineal a tramos a la frecuencia de resonancia de la masa semisuspendida. (a) 25 kg. (b) 35 kg.

La obtención de un número mayor de tramos lineales también es posible; pero para los amortiguadores estudiados, no aporta más información que la resolución para tres tramos.

Las figuras 4-11 y 4-12 muestran los resultados obtenidos con los amortiguadores en mal estado para los dos valores de masa semisuspendida utilizados en los cálculos, 25 y 35 kg. No se observa una diferencia apreciable entre las dos curvas. Este resultado se repite para los amortiguadores nuevos, figura 4-13; no alcanzándose en ningún caso diferencias superiores al 5% a pesar de ser valores extremos en el rango de los 10 kg.

Se aplica la misma sistemática con el modelo de tres grados de libertad, que contempla el comportamiento del silent-block de las copelas, figura 4-5. Las ecuaciones de equilibrio de fuerzas en los puntos de control utilizadas son:

$$M \cdot \ddot{X}_3 + R_{si} \cdot (\dot{X}_3 - \dot{X}_2) + K_{si} \cdot (X_3 - X_2) = 0 \quad (4-4)$$

$$R_{si} \cdot (\dot{X}_3 - \dot{X}_2) + K_{si} \cdot (X_3 - X_2) - R_s \cdot (\dot{X}_2 - \dot{X}_1) - K_s \cdot (X_2 - X_1) = 0 \quad (4-5)$$

$$m \cdot \ddot{X}_1 + R_s \cdot (\dot{X}_1 - \dot{X}_2) + K_s \cdot (X_1 - X_2) - R_n \cdot (\dot{X}_0 - \dot{X}_1) - K_n \cdot (X_0 - X_1) = 0 \quad (4-6)$$

La resolución de las ecuaciones se realiza de forma similar a la del modelo de dos grados de libertad; lo que permite obtener los valores de K_s , R_s , K_{si} , R_{si} , K_n y R_n .

Las siguientes gráficas (figura 4-13), muestran los resultados para los amortiguadores nuevos, comparándolos en función del modelo utilizado y de la masa semisuspendida de cálculo.

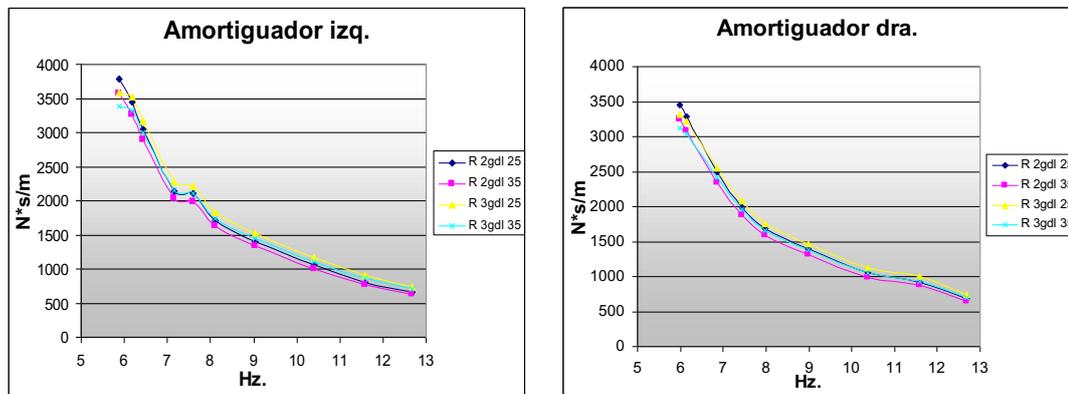


Figura 4-13. Modelos de 2 y 3 GDL. Amortiguadores nuevos. Gráficas de valores lineales de amortiguamiento en función de la frecuencia de excitación.

Si las ecuaciones se resuelven por tramos de velocidades se obtienen los resultados que muestran las gráficas ejemplo de la figura 4-14.

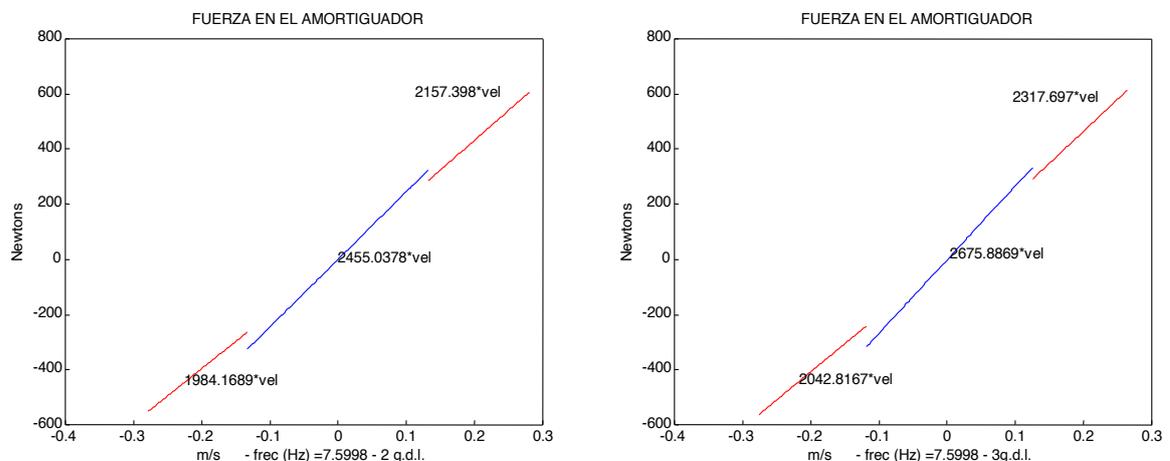


Figura 4-14. Comparativa modelos de 2 y 3 GDL. Amortiguador izquierdo nuevo, curva de amortiguación lineal a tramos a frecuencia cercana a la de resonancia de la masa semisuspendida (25 kg).

Tanto en las gráficas de la figura 4-13 como en las de la 4-14, se puede observar que las diferencias en los resultados entre utilizar modelos de dos o tres grados de libertad no justifican la complejidad de medida que supone el estudiar de forma independiente el efecto de los silent-blocks. [4-6]. Además, estas diferencias se mantienen en valores constantes independientemente de la frecuencia del ensayo.

Las diferencias significativas entre valores de amortiguación se aprecian al variar la frecuencia de excitación. En la figura 4-13, desde los 3.500 Ns/m a 6 Hz hasta los 700 Ns/m a 12 Hz. Si estos valores se comparan con las curvas reales de los amortiguadores, se puede comprobar que los mejores resultados se consiguen a frecuencias próximas a la de resonancia de la masa semisuspendida. Figuras 4-15 y 4-16.

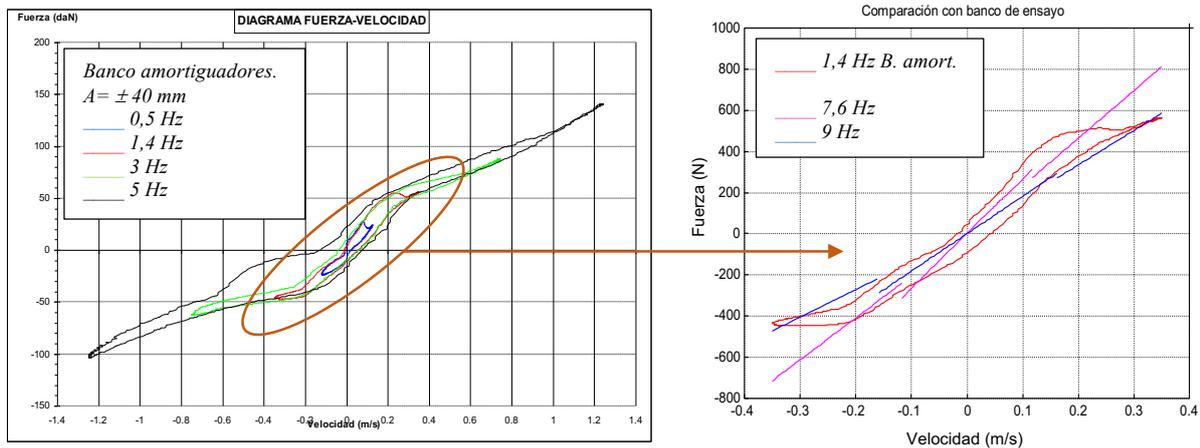


Figura 4-15. Amortiguador izquierdo nuevo ensayado en banco de amortiguadores. Comparativa de resultados con modelo 2 GDL. Cálculos con valor de masa semisuspendida de 25 kg.

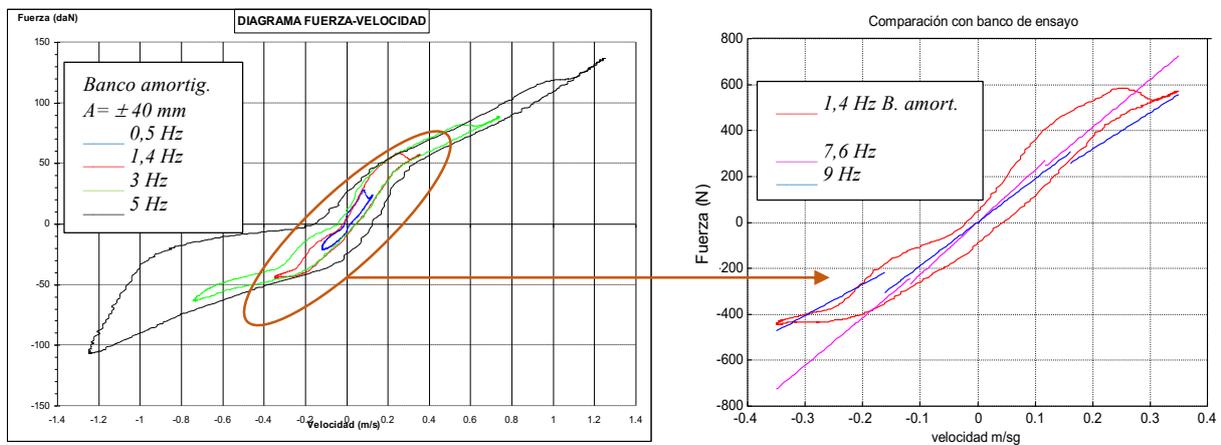


Figura 4-16. Amortiguador derecho nuevo ensayado en banco de amortiguadores. Comparativa de resultados con modelo 2 GDL. Masa semisuspendida de 25 kg.

En las gráficas de las figuras 4-15 y 4-16 se puede apreciar que el rango de velocidades que se alcanza con el banco de placas utilizado es superior al de apertura de las válvulas. Sin embargo, si se observan las curvas, aunque los tramos centrales de baja velocidad se ajusta adecuadamente al comportamiento real del amortiguador, las pendientes de los tramos de alta velocidad son muy superiores a las reales, tanto en extensión como en compresión.

La tendencia a obtener resultados lineales puede ser por la histéresis que se produce en estos amortiguadores a altas frecuencias; pero no fue posible comprobarlo, ya que el banco de pruebas disponible no permitía frecuencias de ensayo superiores a los 5Hz. Tampoco es posible hacer una comparativa a frecuencias inferiores a las de resonancia porque las velocidades que se alcanzan en el banco de placas con los amortiguadores nuevos son inferiores a las de apertura de válvulas.

Con los dos amortiguadores en mal estado se alcanzan velocidades de hasta 1m/s (figura 4-12); pero debido al grado de deterioro por pérdida de aceite en el izquierdo, en el banco de pruebas solo se registran fuerza causadas

por el rozamiento interno, ya que no hay apenas resistencias por el paso del aceite a través de los orificios calibrados de las válvulas.

En el amortiguador derecho, que todavía mantiene una carga parcial de aceite, se producen resistencias intermitentes debidas a pasos de aire o aceite en función de la frecuencia de ensayo y de la posición del vástago. Las fuerzas medidas en el banco para cada velocidad de trabajo son distintas en cada ciclo. Este compartimiento defectuoso no permite caracterizar su curva de amortiguamiento.

Hasta aquí el análisis de los resultados obtenidos de amortiguación, pero resolviendo las ecuaciones de los dos modelos estudiados también se obtienen el resto de parámetros de la suspensión. Al igual que ocurre con el amortiguador, los resultados son muy variables en función de la frecuencia de excitación; como se aprecia en las gráficas ejemplo de la figura 4-17. Estos resultados no son esperables en resortes y neumáticos teniendo en cuenta que los coeficientes de rigidez deberían mantenerse constantes en el rango de trabajo.

Con el uso de una plataforma de carga y de un medidor de desplazamiento de hilo se ha determinado la rigidez de la suspensión, obteniéndose en las dos columnas un valor lineal aproximado de 18.000 N/m. Utilizando el mismo método para los neumáticos se obtiene una rigidez de 210.000 N/m. Estos valores son muy diferentes a los resultados que se muestran en las gráficas de la figura 4-17.

Si las ecuaciones del modelo de dos grados de libertad se resuelven utilizando los valores reales de rigidez se obtienen resultados de amortiguamiento de suspensión claramente erróneos.

Analizando los ensayos por eje se observa un movimiento claro de balanceo en la carrocería que los modelos de cuarto de vehículo no contemplan. Si al resolver las ecuaciones, la rigidez de la suspensión y del neumático son parámetros conocidos y no incógnitas, es necesario que el modelo utilizado contemple en las ecuaciones de equilibrio la inercia de balanceo y la rigidez de la barra estabilizadora. Si no se hace así, todo el error se concentra en la fuerza de amortiguación obtenida.

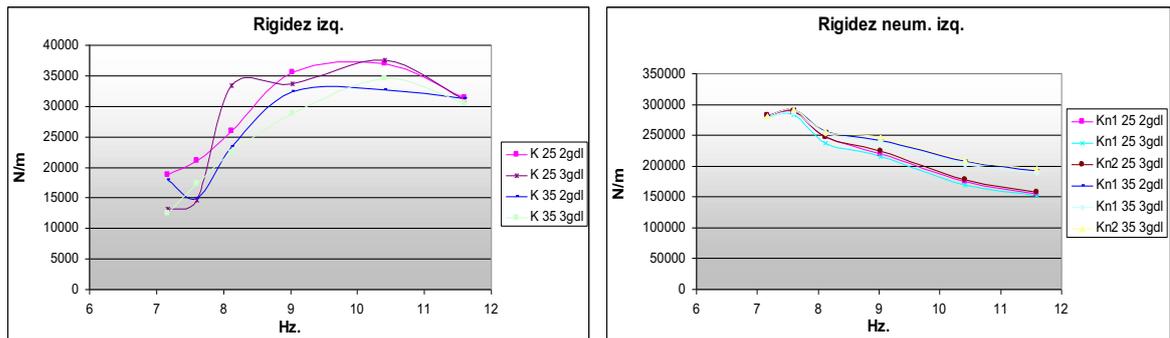


Figura 4-17. Suspensión izquierda. Valores de rigidez obtenidos para el resorte y el neumático en función de la frecuencia de excitación del ensayo.

4.3.3. Conclusiones.

Del resumen del análisis de resultados se pueden extraer conclusiones que afectan a diferentes aspectos del estudio realizado, como son los equipos y la metodología utilizada para la identificación de los diferentes parámetros.

- Banco de suspensiones con medida de desplazamientos en placa.

Se considera en principio un equipo adecuado para realizar este estudio; ya que permite alcanzar las velocidades de apertura de las válvulas del amortiguador, imprescindible para poder caracterizar su curva de comportamiento. La incorporación del variador de frecuencia es necesaria para conseguir el control y la repetibilidad de los ensayos.

Sería deseable una mayor amplitud de excitación en la leva excéntrica, pero provocaría pérdidas del contacto entre rueda y placa; especialmente en vehículos ligeros y con suspensiones en mal estado. Con el vehículo utilizado, por tener el amortiguador izquierdo prácticamente inoperativo, esta amplitud estaba al límite; produciéndose en algunos ensayos despegues de la rueda.

La mejor opción para caracterizar la curva del amortiguador en un amplio rango de velocidades sería variar la amplitud de la excitación en función del vehículo ensayado, pero es una solución técnicamente complicada con un banco de suspensiones convencional.

- Sensores de medida utilizados. Acelerómetros.

Son equipos con buenos resultados de medida, de coste reducido y de fácil montaje en rueda y en carrocería. Como se ha visto, la aproximación de los datos de aceleración mediante suma de funciones armónicas permite obtener velocidades y desplazamientos relativos de los movimientos verticales de las masas semisuspendidas y suspendida con buenos resultados. Pero presentan algunas desventajas sobre los medidores de desplazamiento:

Solo se consiguen resultados satisfactorios con ensayos a frecuencias de excitación estabilizadas en el tiempo, por lo que no es posible estudiar el comportamiento de la suspensión simulando en banco situaciones que impliquen transitorios al combinar diferentes frecuencias de trabajo.

Difícilmente permiten caracterizar los desplazamientos absolutos de los puntos de control y en ningún caso con ensayos a baja frecuencia. Por este motivo, las rigideces de resortes, neumáticos y silent-blocks, se tienen que obtener resolviendo las ecuaciones del modelo. Figura 4-17.

Sin embargo, con el uso de medidores de desplazamiento, identificar los parámetros de rigidez de resortes y neumáticos es relativamente sencillo con un ensayo estático de fuerza-desplazamiento, [4-7]-[4-9].

- Modelo vertical para la identificación de los parámetros de la suspensión.

Se ha comprobado experimentalmente que a la hora de utilizar un determinado modelo se pueden asumir ciertas simplificaciones que no afectan significativamente a los resultados; como la de incorporar la rigidez y el amortiguamiento de los silent-blocks en serie con la suspensión y el utilizar un valor estimado de la masa semisuspendida.

Basándose en un modelo sencillo de cuarto de vehículo de dos grados de libertad es posible la obtención de valores lineales de amortiguamiento; como por ejemplo con el método descrito, o utilizando algunas de las propuestas estudiadas en el capítulo anterior; [4-3], [4-7] o [4-10]. Sin embargo, estas metodologías, que trabajan tanto en el dominio del tiempo como de la frecuencia, no permiten caracterizar adecuadamente la curva del amortiguador, ya que no contemplan todos los parámetros que afectan al comportamiento de la suspensión.

Con un modelo por eje de cuatro grados de libertad, sin añadir una complejidad excesiva a los ensayos, se consideran los efectos de balanceo de la masa suspendida y de la barra estabilizadora, figura 4-18. Aunque se introducen dos nuevas incógnitas, la resolución es posible ya que se compensa con el mayor número de ecuaciones de equilibrio dinámico y con la utilización de medidores de desplazamiento para identificar mediante ensayo estático las rigideces de resortes y de neumáticos.

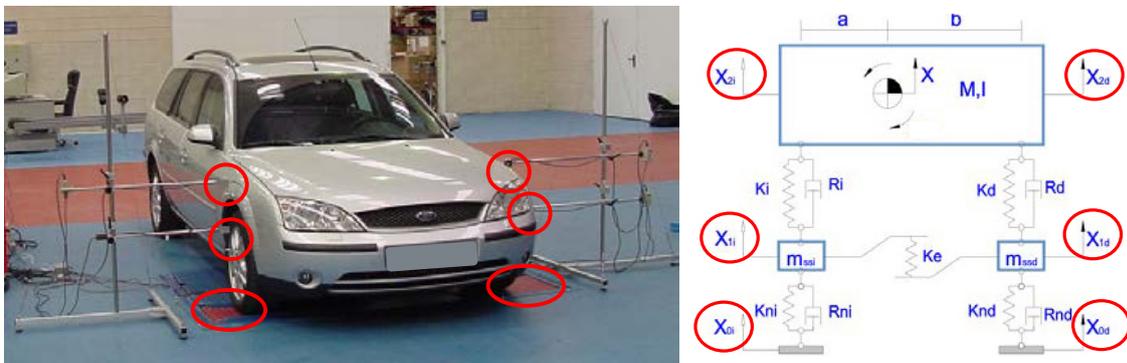


Figura 4-18. Modelo de suspensiones por eje de 4 GDL con barra estabilizadora. Posicionamiento de los sensores de desplazamiento.

4.4. SISTEMA BASADO EN EL USO DE MEDIDORES DE DESPLAZAMIENTO.

Con este tipo de sensores se pueden medir desplazamientos absolutos de los puntos de control, tanto en ensayos estáticos como dinámicos. Las velocidades y las aceleraciones se obtienen derivando directamente los datos registrados, lo que permite realizar ensayos combinando diferentes frecuencias de trabajo. El objetivo es conseguir un resultado único de amortiguación, independientemente de las condiciones del ensayo.

El método no está exento de dificultades, especialmente al obtener las aceleraciones a partir de señales de desplazamiento que no están libres de ruido; por lo que requiere sensores de precisión trabajando con frecuencias

altas de muestreo, para así poder realizar un adecuado tratamiento de los datos y obtener buenos resultados de cálculo. En los ensayos con los acelerómetros se pudo comprobar lo sensible que son los resultados a pequeños errores de medida.

4.4.1. Equipos utilizados.

Se han evaluado sensores de desplazamiento LASER, inductivos LVDT y resistivos de hilo; comparando los resultados de cálculo de aceleración con las medidas directas de los acelerómetros.

Los medidores de hilo permiten una fijación sencilla a la rueda y a la carrocería; pero en ensayos a alta velocidad, a frecuencias de resonancia con amortiguadores en mal estado, el resorte de recuperación del hilo de los dos sensores evaluados no evitaba que éste se destensara durante los movimientos de compresión. Esta circunstancia los hace totalmente inadecuados para su utilización en el banco de suspensiones.

Tanto con los sensores láser como con los LVDT, ambos de alta resolución, se obtienen muy buenos resultados al derivar las señales; lo que permite simplificar la sistemática de los ensayos al no tener que utilizar también acelerómetros.

El inconveniente de los sensores inductivos es la complejidad de la fijación al vehículo. Durante los ensayos, a la frecuencia de resonancia de la masa suspendida, la carrocería se desplaza transversalmente con respecto a la rueda, con peligro de rotura del sensor si no se utiliza un utillaje adecuado para absorber este grado libertad. Estos dispositivos son pesados; por lo que, para garantizar que no se producen desplazamientos relativos en los anclajes que desvirtúen las medidas, se requiere un sistema de fijación excesivamente complejo.

Por las razones anteriores se decide utilizar sensores sin contacto láser (figura 4-18) y sustituir la tarjeta de adquisición de datos por otra de mayor resolución que aproveche al máximo las características de medida de estos equipos.

Durante los ensayos se han utilizado diferentes modelos de la marca OMRON (Z4-W40, Z4-W100, ZX-LD40 y ZX-LD100). El posicionamiento base de los emisores y los rangos de trabajo son de 40 ± 10 mm y de 100 ± 40 mm. Los de rango corto se han utilizado en los puntos de control de la carrocería y los de mayor rango en ruedas y placas de excitación.

Las resoluciones del equipo son de $2 \mu\text{m}$ y $16 \mu\text{m}$. Configurados para medidas dinámicas, con máxima capacidad de muestreo de 0,15 mseg, se obtienen los resultados de calibración para la incertidumbre de medida que se muestran en las gráficas de la figura 4-19. Se puede observar que a medida que la superficie de reflexión se aleja del emisor, la incertidumbre crece; razón por la que en los ensayos se ha reducido el rango de trabajo de -4 mm a $+10$ mm, para los sensores de rango ± 10 mm y de -10 mm a $+40$ mm, para los de rango ± 40 mm.

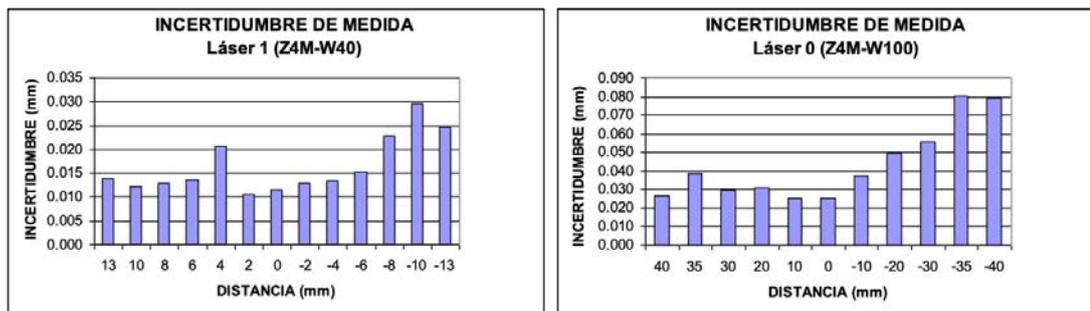


Figura 4-19. Resultados de calibración de dos de los laser utilizados.

Para el posicionamiento de los emisores láser sin interferir en el sistema de excitación del banco se ha desarrollado un utillaje de estructura ligera, que se ha rigidizado mediante tensores de cable. Figura 4-20.

El posicionamiento inicial de la altura de los emisores es muy importante debido a que el rango de trabajo está muy ajustado a los desplazamientos máximos esperados en rueda y carrocería. Por este motivo, el utillaje incluye un doble sistema de regulación; que consiste en un dispositivo rápido de aproximación junto con un tornillo de ajuste fino. Figura 4-20.

Para la nivelación del emisor y de la superficie de reflexión es necesario incluir un sistema de posicionamiento preciso con ayuda de niveles de burbuja. Figuras 4-21 y 4-22.

La poca masa de los utillajes permite que la fijación de las superficies de reflexión en los puntos de control sea sencilla y eficaz. Se utilizan imanes para la carrocería y pinzas de garras en las cabezas de los tornillos de las llantas. Figura 4-22.

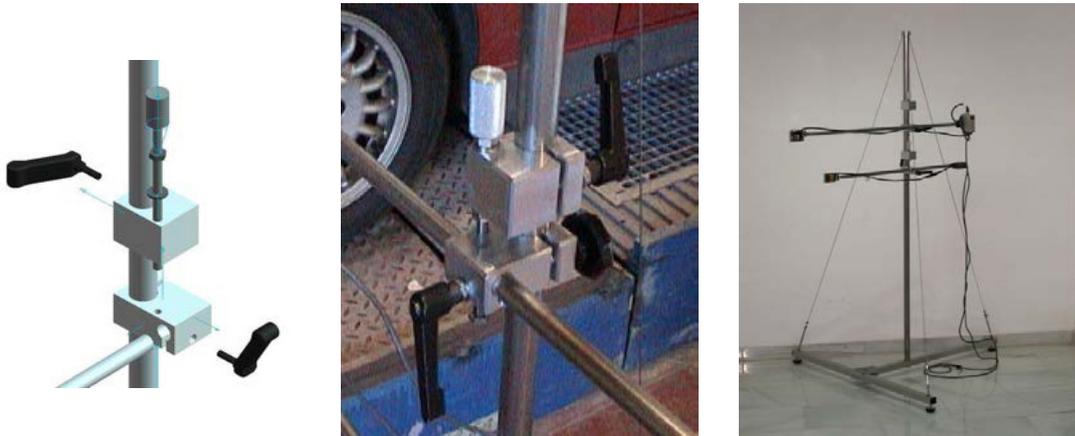


Figura 4-20. Utillaje de posicionamiento en altura de los emisores láser.

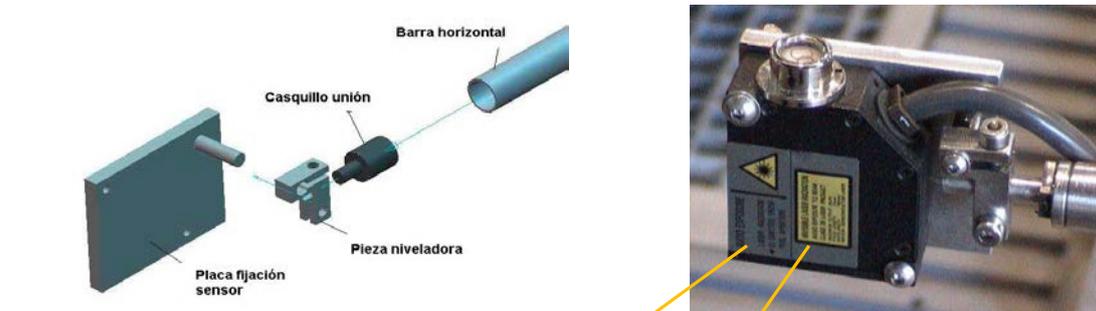


Figura 4-21. Utillaje de nivelación de los emisores láser.

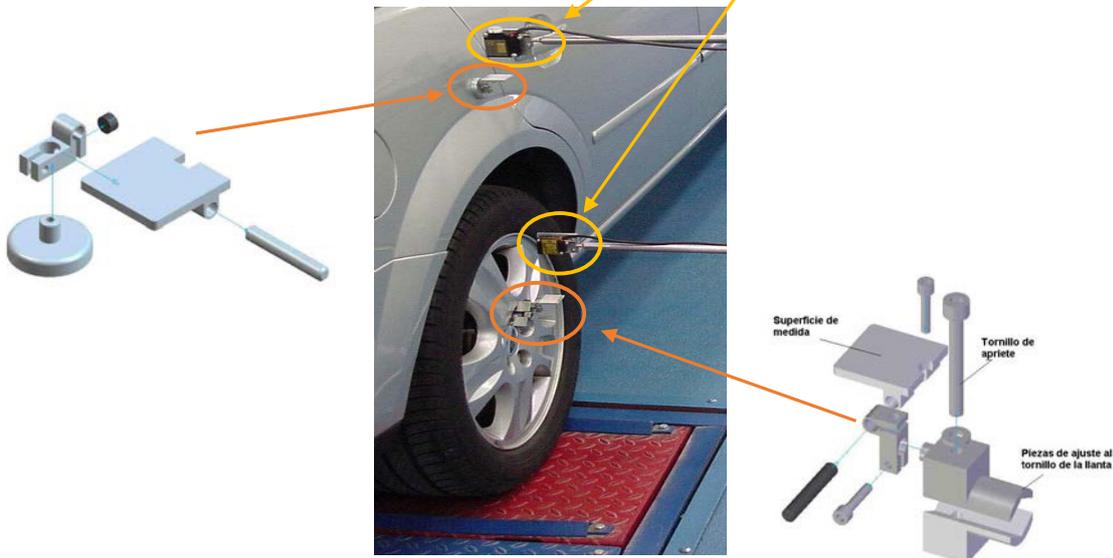


Figura 4-22. Utillaje para fijación y nivelación de las superficies de reflexión.

Para la adquisición de datos y el control de la excitación en las placas se utiliza una nueva tarjeta portátil de National Instruments, DAQ NI-USB 6259, con 32 entradas analógicas, 16 bit de resolución y 1,25 MSamples/s de capacidad de muestreo. Figura 4-23.

Se mantiene el variador de frecuencia T-VERTER (figura 4-4) y se desarrolla una nueva caja general para el control simultaneo y automatizado de los dos motores del banco. Figura 4-23.

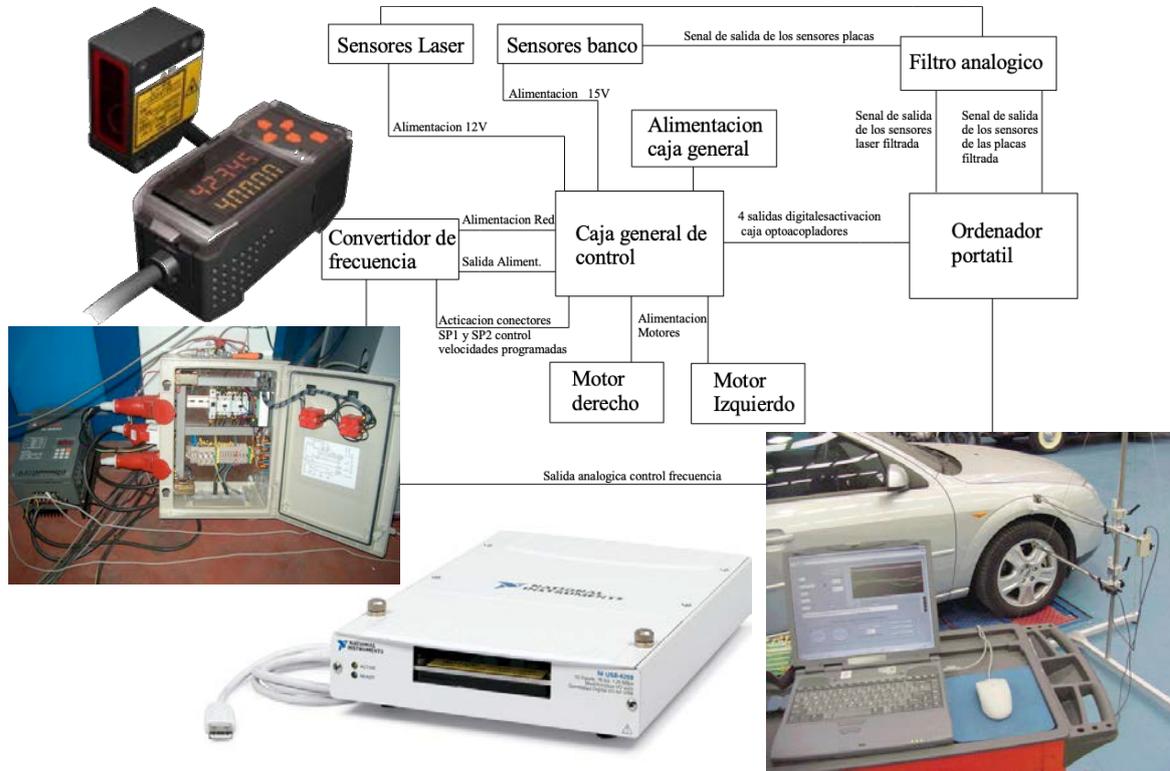


Figura 4-23. Esquema del banco de suspensiones con los nuevos equipos incorporados

Con el sistema de adquisición de datos configurado se realiza la calibración de los sensores, tanto en medidas estáticas como en dinámicas. Figura 4-24. Esta última es especialmente importante, ya que permite detectar las diferencias de comportamiento ante variaciones rápidas de los desplazamientos.

Los sistemas de acondicionamiento de señal de estos equipos disponen de distintas opciones de ajuste en función de la frecuencia de muestreo requerida. Como se utilizan modelos de sensores diferentes, los filtros asociados a cada uno de ellos introducen diferentes desfases en la señal de salida que es necesario corregir para evitar resultados erróneos de amortiguamiento. De hecho, la medida del desfase entre los desplazamientos de la masa suspendida y semisuspendida permite la estimación del coeficiente de amortiguamiento. [4-11].

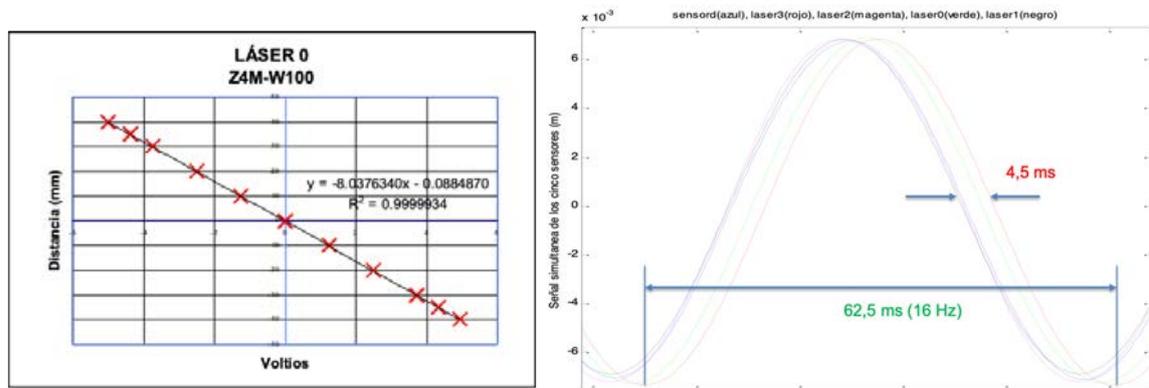


Figura 4-24. Calibración de los sensores láser. En la gráfica izquierda, ejemplo de comportamiento lineal en todo el rango de medida. En la gráfica derecha, desfase entre sensores introducido por los acondicionadores de señal.

4.4.2. Ensayos en banco de vehículo completo.

Con objeto de validar el sistema de identificación de parámetros, se han ensayado vehículos de diferentes masas en vacío y con diferentes tipologías de suspensiones. Aunque todos montan en el eje delantero suspensión independiente con columnas McPherson y barras estabilizadoras, se han seleccionado con diferentes sistemas en el eje trasero:

- Ford KA. Semi-independiente de brazos tirados con elemento torsional. Figura 4-25.
- Citroen ZX. Semi-independiente con barras de torsión. Figura 4-26.
- Ford Focus. Independiente multibrazo, con resortes helicoidales y con barra estabilizadora. Figura 4-27.
- BMW serie 3 versión E36. Independiente de brazos semi-tirados, con resortes helicoidales y barra estabilizadora. Figura 4-28.
- Ford Mondeo. Independiente multibrazo, con resortes helicoidales y con barra estabilizadora. Figura 4-29.
- Citroen Xantia. Suspensión hidroneumática semi-independiente.

El Citroen ZX y el BMW se han ensayado con amortiguadores nuevos y usados. Para poder realizar el análisis comparativo de resultados se han obtenido las curvas de comportamiento de estos dieciséis amortiguadores en un banco de pruebas SCHENCK PM16k. También de los cuatro del Ford Ka y de los cuatro del Focus.



Figura 4-25. Ford Ka. Suspensión delantera McPherson. Trasera semi-independiente.



Figura 4-26. Citroen ZX. Suspensión delantera McPherson. Trasera semi-independiente.



Figura 4-27. Ford Focus. Suspensión delantera McPherson. Trasera independiente con barra estabilizadora.

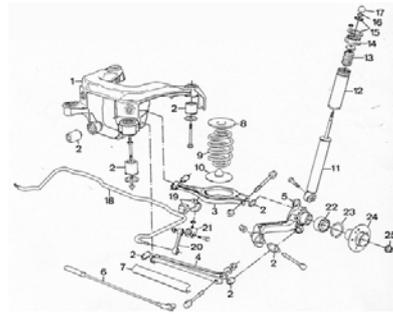


Figura 4-28. BMW E36. Suspensión delantera McPherson. Trasera independiente con barra estabilizadora.

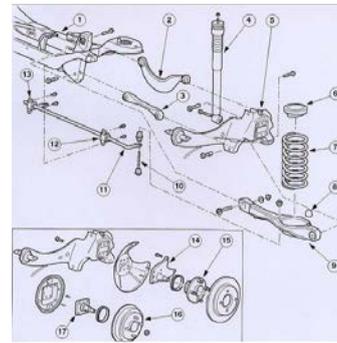


Figura 4-29. Ford Mondeo. Suspensión delantera McPherson. Trasera independiente con barra estabilizadora.

En la sistemática seguida en los ensayos se pueden diferenciar tres fases:

- 1- Obtención de las curvas de rigidez de los resortes y de los neumáticos.
- 2- Determinación de las frecuencias de resonancia de las masas semisuspendidas.
- 3- Realización de los ensayos en el entorno de dichas frecuencias, con el registro de los datos de desplazamiento para su posterior análisis.

Para la obtención de las rigideces de los resortes y neumáticos: se sitúa el eje a estudiar sobre las placas del banco, se posicionan los sensores de medida y con la ayuda de un elevador de suelo, se descarga progresivamente el eje, manteniendo el vehículo lo mas nivelado posible. De esta forma se obtienen los desplazamientos absolutos de los dos puntos de control, llanta y carrocería; que se relacionan con la deformación medida en el resorte de las placas del banco, de rigidez conocida. Figura 4-30.

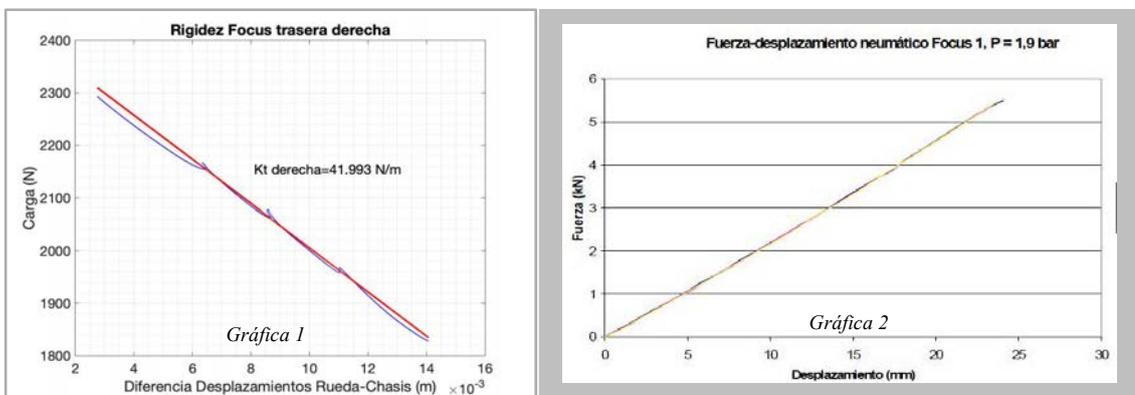


Figura 4-30 Curvas de rigidez de Ford Focus. Gráfica 1, resorte trasero derecho. Gráfica 2, neumáticos traseros para una presión de 1,9 bar.

En el ejemplo de resultados de la figura 4-30 se observa que tanto el resorte (gráfica 1), como el neumático (gráfica 2), muestran un comportamiento fuerza-deformación muy lineal; característica que se repite en todos los vehículos ensayados.

Para la determinación de la frecuencia de resonancia de las masas semisuspendidas, con ayuda del variador se realiza un barrido de frecuencias de excitación hasta obtener la máxima respuesta en amplitud de la rueda. El ensayo se hace independientemente para cada lateral del eje. En la figura 4-31 se muestra un ensayo ejemplo con las medidas registradas en los puntos de control de cada lateral, manteniendo estabilizada la excitación a la frecuencia de resonancia, una vez identificada ésta.

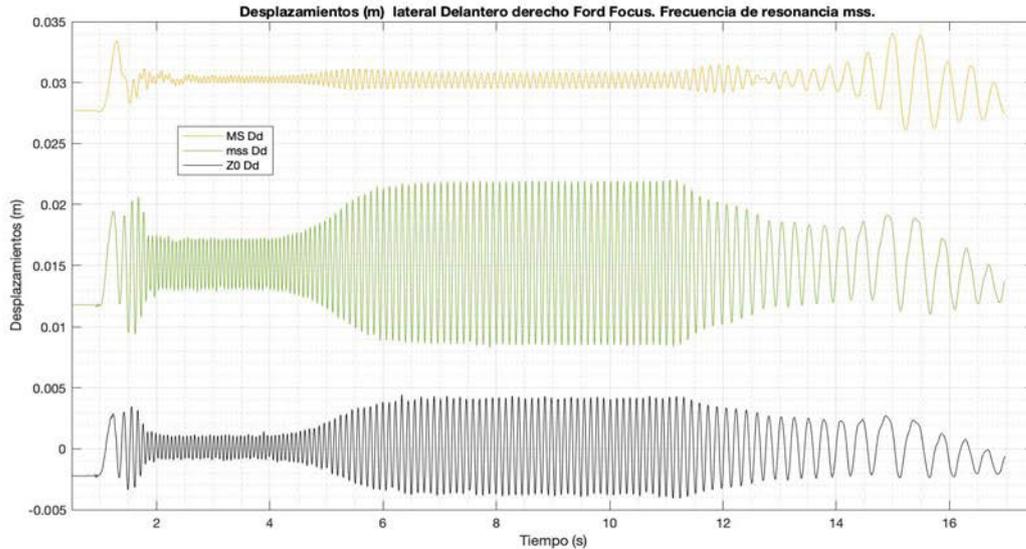


Figura 4-31 Desplazamientos en los puntos de control a la frecuencia de resonancia de la masa semisuspendida.

En los ensayos es muy importante conseguir la máxima velocidad posible en el amortiguador. Si se ensaya una sola rueda se consiguen peores resultados que con excitación simultanea en ambas placas a las frecuencias de resonancia respectivas.

En la gráfica de la figura 4-32, se muestran los desplazamientos y velocidades de un amortiguador cuando se excita únicamente la placa izquierda en el entorno de la frecuencia de resonancia de la masa semisuspendida. Se alcanzan máximos en extensión de 0,28 m/s y de 0,33 m/s en compresión. En las curvas de referencia del amortiguador de la gráfica de la figura 4-33, remarcado en azul.

En la gráfica de la figura 4-33, se puede ver que cuando se excitan las dos placas simultáneamente, se alcanzan velocidades en extensión de hasta 0,38 m/s y 0,45 m/s en compresión; por encima de la apertura de las válvulas respectivas. Figura 4-34, remarcado en verde en la gráfica.

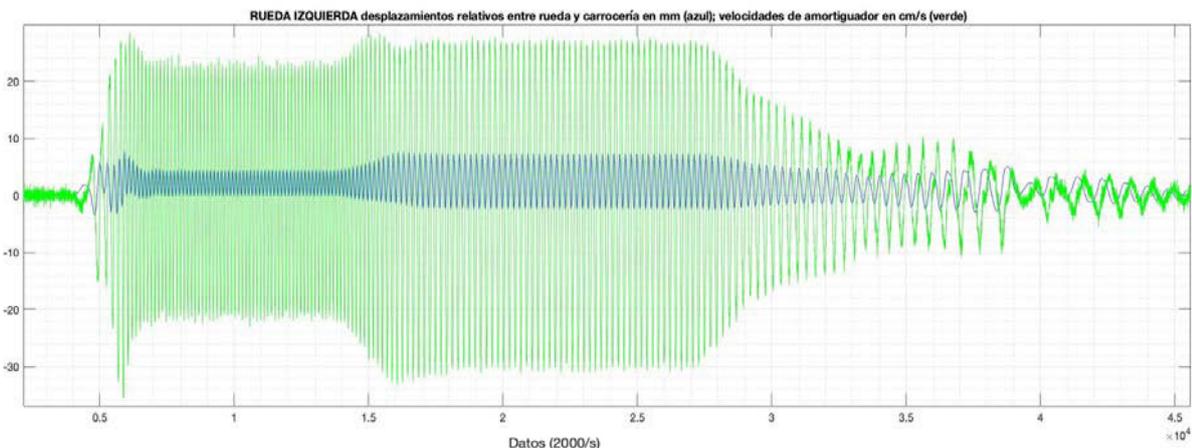


Figura 4-32 Amortiguador BMW E36 delantero izquierdo nuevo. Desplazamientos y velocidades excitando una sola placa a 9,2Hz.

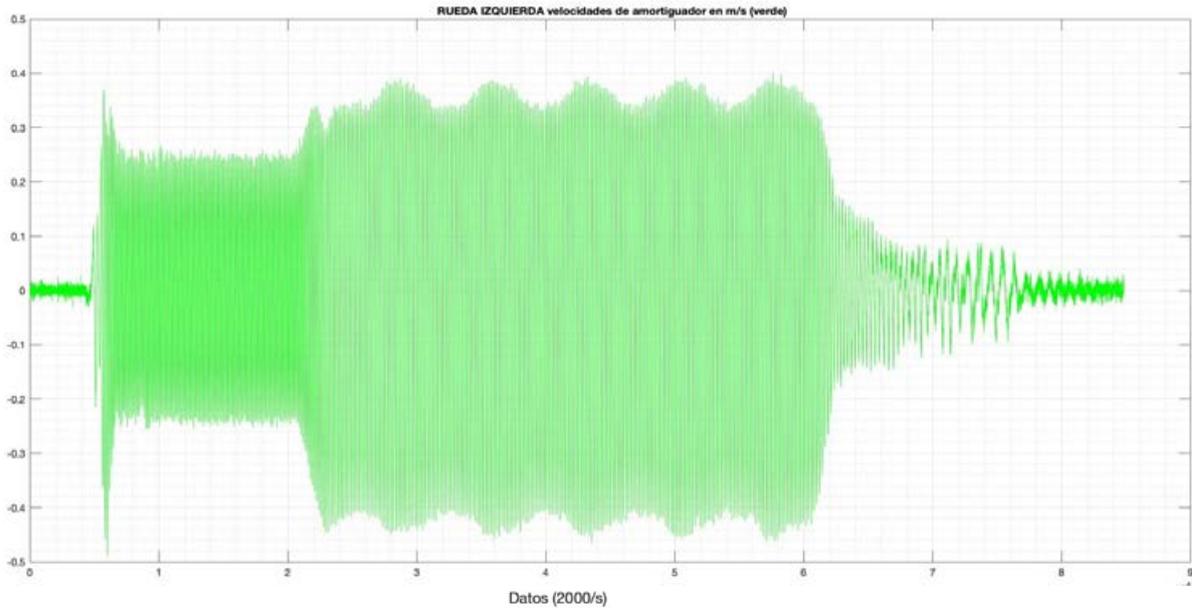


Figura 4-33. Amortiguador BMW E36 delantero izquierdo nuevo. Velocidades excitando simultáneamente la placa izquierda a 9,2Hz y la derecha a 10 Hz.

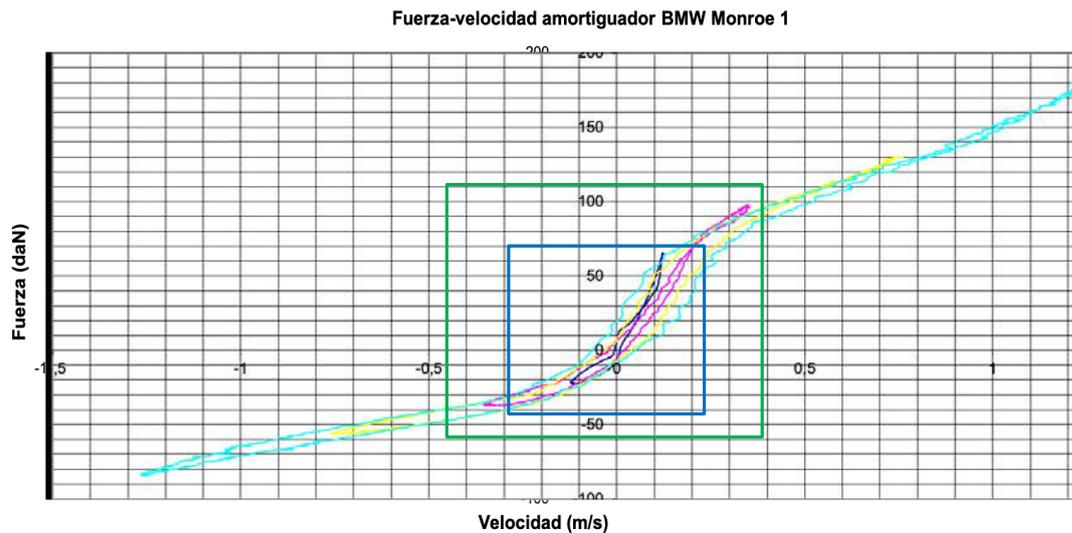
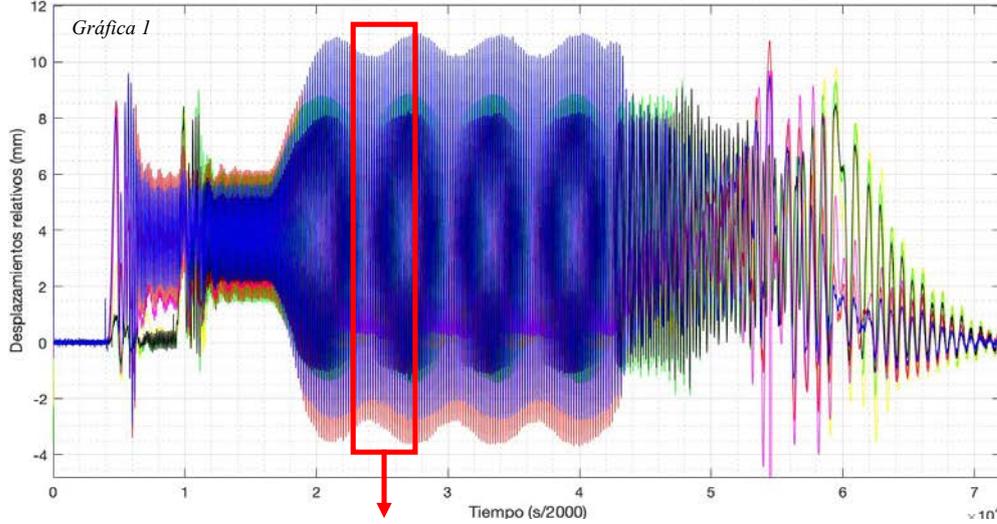


Figura 4-34 Amortiguador BMW325 delantero izquierdo nuevo. Remarcado en verde el rango de velocidades alcanzadas en el banco de vehículo completo excitando simultáneamente las dos placas. En azul, una sola placa.

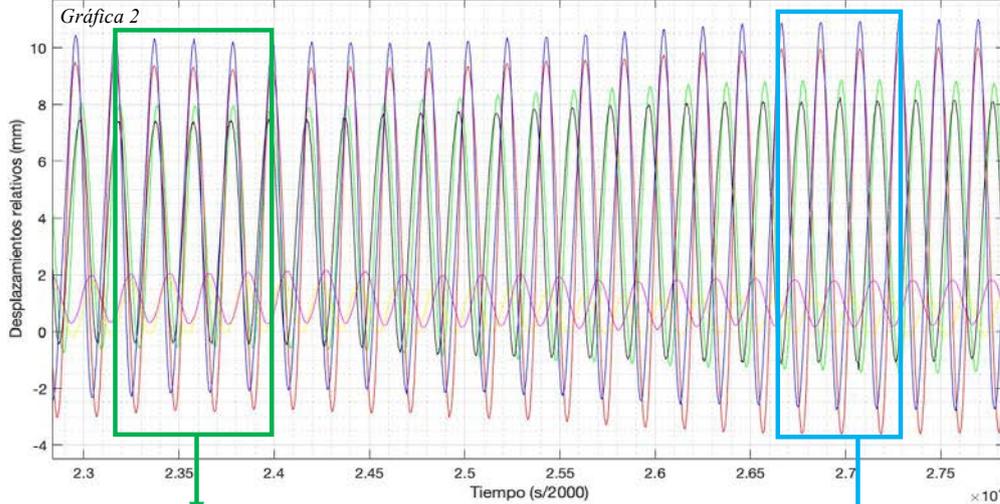
Esta metodología permite definir una sistemática de ensayos que facilita la resolución de las ecuaciones; ya que excitando a frecuencias diferentes en cada rueda, además de mayores velocidades en el amortiguador, se garantiza conseguir movimientos en fase y en contrafase entre las placas. Se provocan de esta forma desplazamientos solo verticales de la masa suspendida, sin balanceo; alternados con balanceo puro, pero sin apenas desplazamientos del centro de gravedad. Figura 4-35. Los ensayos combinados facilitan el estudio del efecto de las inercias y de las barras estabilizadoras.

Hay que indicar que en las gráficas de la figura 4-35, los desplazamientos verticales en balanceo de las placas de reflexión del láser en la carrocería, z_{Msi} y z_{Msd} , son superiores a las de los puntos situados en la vertical del centro de la huella de los neumáticos, z_{Mi} y z_{Md} , del modelo de 4GDL de la figura 4-36; porque la distancia entre sensores es superior al ancho de vía, L . En todos los cálculos y gráficas presentadas se ha tenido en cuenta esta corrección y también la de los desplazamientos en los puntos de anclaje superiores de amortiguadores y resortes: z_{MiR} , z_{MdR} , z_{MiK} y z_{MaK} .

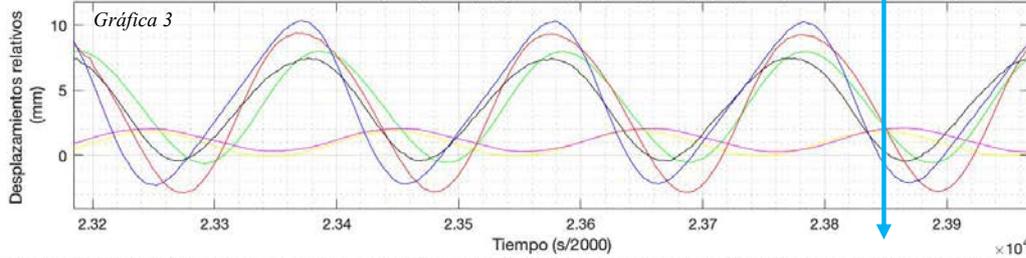
DESPLAZAMIENTOS EJE TRASERO BMW: z0d (azul), zmd (rojo), zMsd (magenta), z0i (negro), zmi (verde), zMsi (amarillo). Ensayo a 10,5 Hz.



DESPLAZAMIENTOS EJE TRASERO en mm z0d (azul), zmd (rojo), zMsd (magenta), z0i (negro), zmi (verde), zMsi (amarillo). Ensayo a 10,5 Hz.



DESPLAZAMIENTOS EJE TRASERO en mm z0d (azul), zmd (rojo), zMsd (magenta), z0i (negro), zmi (verde), zMsi (amarillo). Ensayo a 10,5 Hz.



DESPLAZAMIENTOS EJE TRASERO en mm z0d (azul), zmd (rojo), zMsd (magenta), z0i (negro), zmi (verde), zMsi (amarillo). Ensayo a 10,5 Hz.

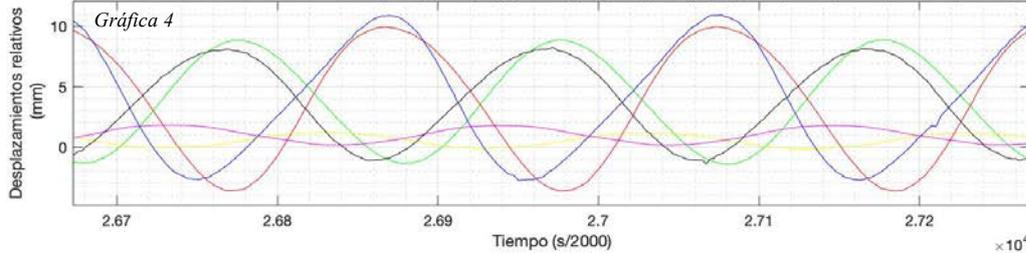


Figura 4-35 Gráfica 1, ensayo completo excitando las dos placas simultáneamente. Gráfica 2, detalle de los datos analizados. Gráfica 3, detalle de movimientos en fase. Gráfica 4, detalle de movimientos en contrafase.

4.4.3. Análisis de resultados.

En el modelo de cuatro grados de libertad utilizado se tienen en cuenta todas las tipologías de las suspensiones estudiadas. En el eje delantero, en todos los casos la fuerza vertical ejercida por resorte y amortiguador coinciden en el mismo punto de anclaje de la masa suspendida; columnas McPherson, figura 4-18. Sin embargo, para las suspensiones traseras, figuras 4-25 a 4-29, es necesario considerar en el equilibrio de momentos que los puntos superiores de anclaje son diferentes. Figura 4-36.

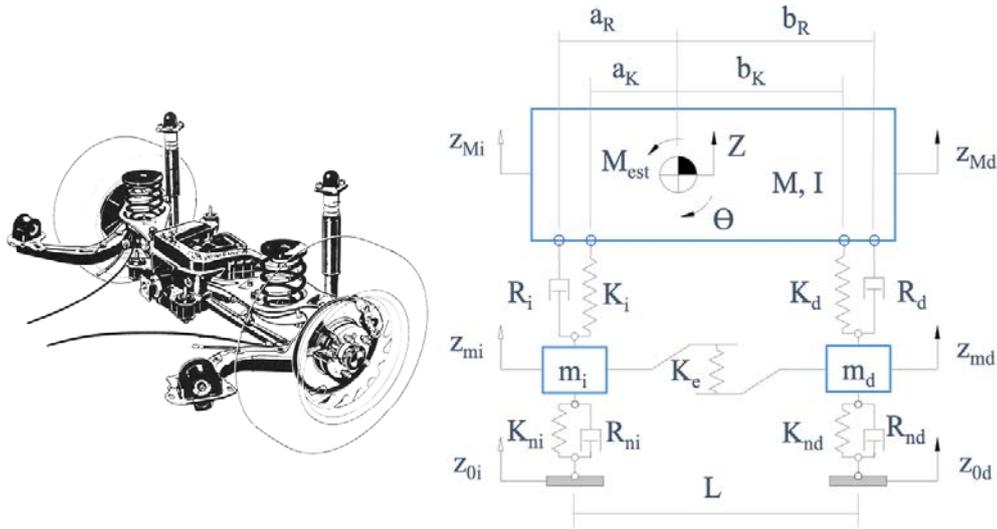


Figura 4-36. BMW E36, suspensión trasera con resortes separados de los amortiguadores. Modelo de suspensiones por eje de 4 GDL con barra estabilizadora.

Las ecuaciones de equilibrio de fuerzas del modelo propuesto en la figura 4-36 son:

- Equilibrio de fuerzas en las masas semisuspendidas (m_i , m_d). Ecuaciones (4-7) y (4-8):

$$m_i \ddot{z}_{mi} + R_i (\dot{z}_{MiR} - \dot{z}_{mi}) + K_i (z_{MiK} - z_{mi}) - R_{ni} (\dot{z}_{mi} - \dot{z}_{oi}) - K_{ni} (z_{mi} - z_{oi}) - K_e [(z_{Md} - z_{md}) - (z_{Mi} - z_{mi})] = 0$$

$$m_d \ddot{z}_{md} + R_d (\dot{z}_{MdR} - \dot{z}_{md}) + K_d (z_{MdK} - z_{md}) - R_{nd} (\dot{z}_{md} - \dot{z}_{od}) - K_{nd} (z_{md} - z_{od}) + K_e [(z_{Md} - z_{md}) - (z_{Mi} - z_{mi})] = 0$$

- Equilibrio de fuerzas en la masa suspendida. Ecuación (4-9):

$$M \ddot{Z} - R_i (\dot{z}_{MiR} - \dot{z}_{mi}) - K_i (z_{MiK} - z_{mi}) - R_d (\dot{z}_{MdR} - \dot{z}_{md}) - K_d (z_{MdK} - z_{md}) = 0$$

- Equilibrio de momentos en la masa suspendida. Ecuación (4-10):

$$I_x \ddot{\theta} + a_R R_i (\dot{z}_{MiR} - \dot{z}_{mi}) - a_K K_i (z_{MiK} - z_{mi}) + b_R R_d (\dot{z}_{MdR} - \dot{z}_{md}) + b_K K_d (z_{MdK} - z_{md}) + M_{est} = 0$$

$$M_{est} = K_e \cdot L \cdot [(z_{Md} - z_{md}) - (z_{Mi} - z_{mi})]$$

Utilizando únicamente las ecuaciones (4-7) y (4-8) de equilibrio de fuerzas en la masa semisuspendida y teniendo en cuenta que para una misma velocidad en el amortiguador, las fuerzas de inercia, la del resorte, la reacción de la barra estabilizadora y la del neumático van cambiando a lo largo de cada ciclo de ensayo; mediante regresión múltiple con todos los datos registrados es posible obtener los valores de R_i , R_d , K_e , R_{ni} y R_{nd} . [4-3]-[4-5] y [4-8]-[4-9].

Se parte de un valor estimado de las masas m_i y m_d , como se hizo en el estudio basado en el uso de acelerómetros. En las suspensiones independientes estudiadas, que son todas las delanteras y las traseras de BMW, Ford Focus y Mondeo (figuras 4-27 a 4-29), es posible estimar también el valor de rigidez de la barra estabilizadora, K_e , midiendo sus dimensiones y distancias de puntos de anclaje a ruedas y carrocería.

Resolviendo las ecuaciones (4-7) y (4-8) para cada velocidad, se obtienen curvas que no se corresponden con la real del amortiguador, prácticamente lineales, que no permite apreciar la diferencia de comportamiento del amortiguador entre extensión y compresión; como la mostrada en la gráfica ejemplo de la figura 4-37.

En todos los ensayos analizados se obtuvieron resultados similares.

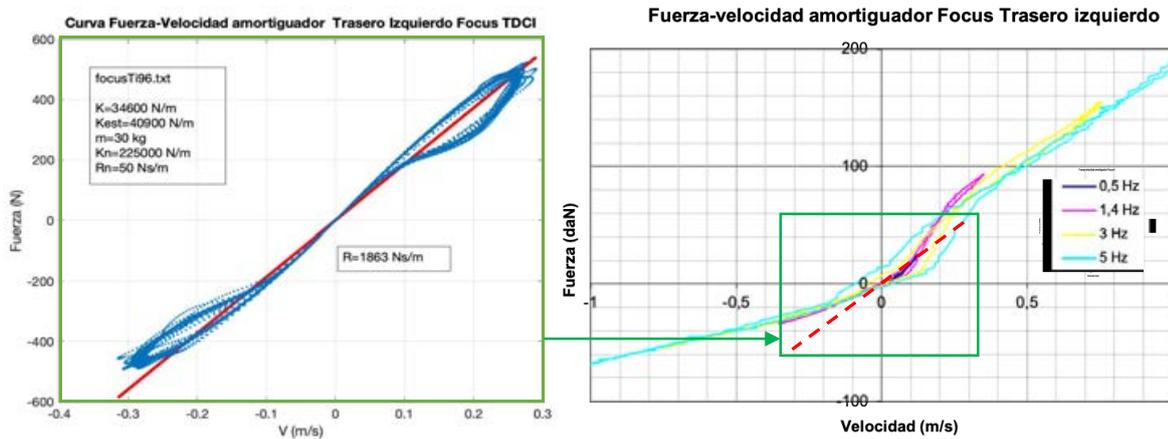


Figura 4-37. Ejemplo de resultados resolviendo las ecuaciones de equilibrio en la masa semisuspendida.

Resolviendo las ecuaciones por tramos de velocidades y utilizando también el equilibrio de fuerzas y momentos en la masa suspendida, ecuaciones (4-9) y (4-10), se pueden obtener resultados como los de las gráficas de las figuras 4-38.a y 4-38.b. Estas gráficas ejemplo, son las cuatro que mejor se ajustan a las curvas reales de todos los amortiguadores analizados. Los mejores o peores resultados no son debidos a la tipología de suspensión estudiada, ya que en los ensayos con el segundo juego de amortiguadores, en algunos casos, se obtienen curvas que no se pueden considerar satisfactorias; a pesar de tratarse de los mismos vehículos. Figura 4-39.

Los resultados, en todos los casos, son muy variables en función de las condiciones de ensayo y especialmente de la frecuencia de excitación. Solo se consiguen curvas que se ajusten a las de referencia en los amortiguadores que tienen un comportamiento similar en extensión y compresión a baja velocidad; ya que siempre se obtienen resultados lineales o casi lineales. Figuras 4-40, 4-41 y 4-42. Las pendientes para cada amortiguador varían con los valores de los parámetros pre-estimados en cada caso.

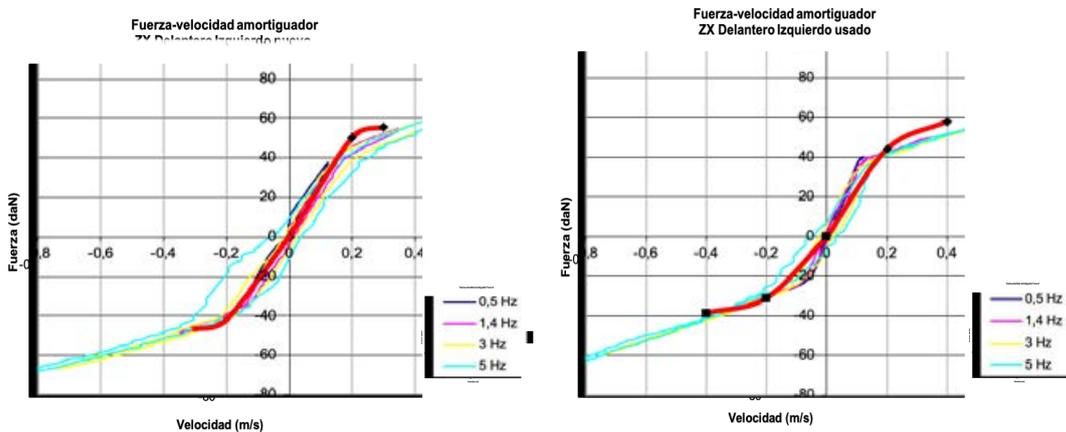


Figura 4-38.a. Ejemplos de resultados resolviendo todas las ecuaciones de equilibrio del modelo. Comparativa con las curvas de referencia del amortiguador

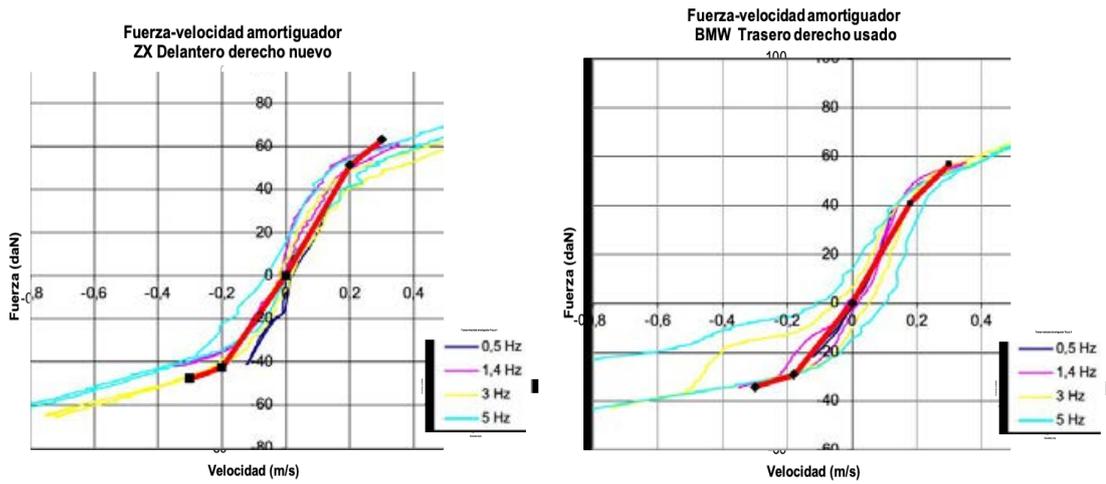


Figura 4-38.b. Ejemplos de resultados resolviendo todas las ecuaciones de equilibrio del modelo. Comparativa con las curvas de referencia del amortiguador.

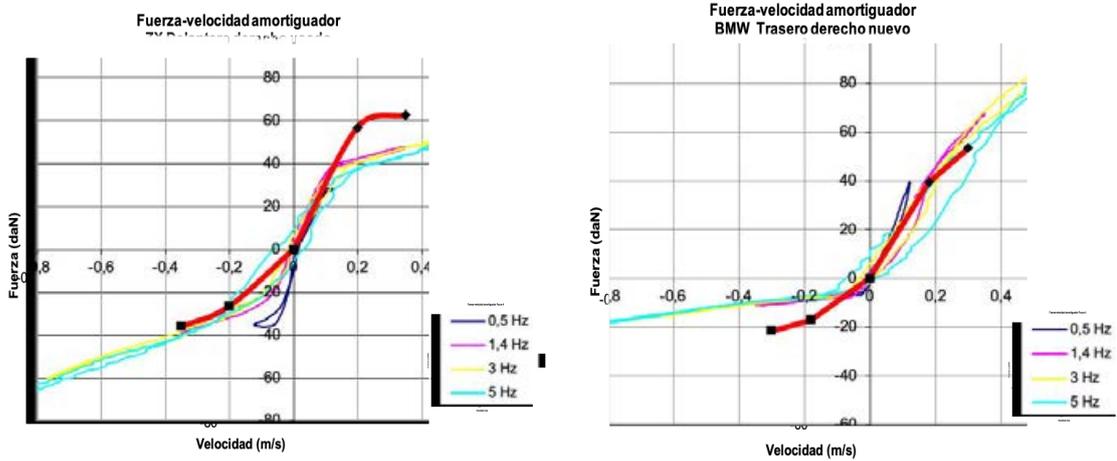


Figura 4-39. Ejemplos de resultados no satisfactorios resolviendo todas las ecuaciones de equilibrio del modelo

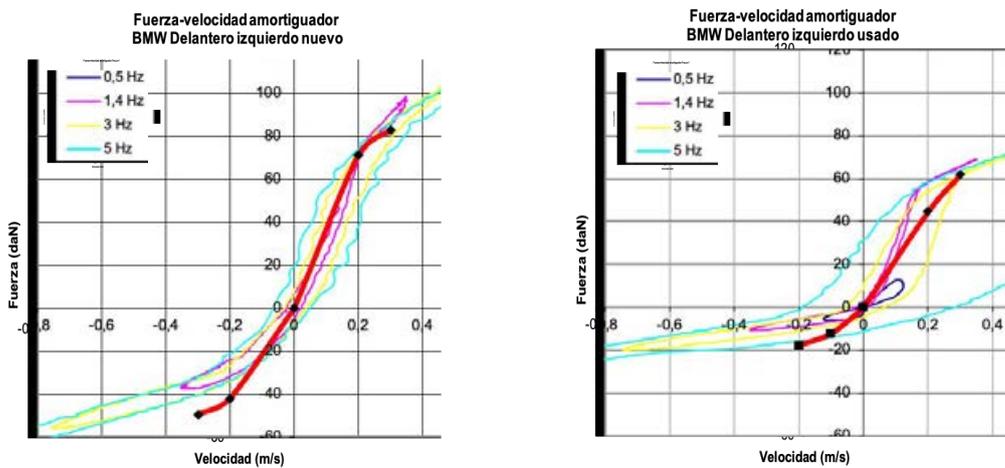


Figura 4-40. Comparativa de resultados entre amortiguadores nuevos y usados.

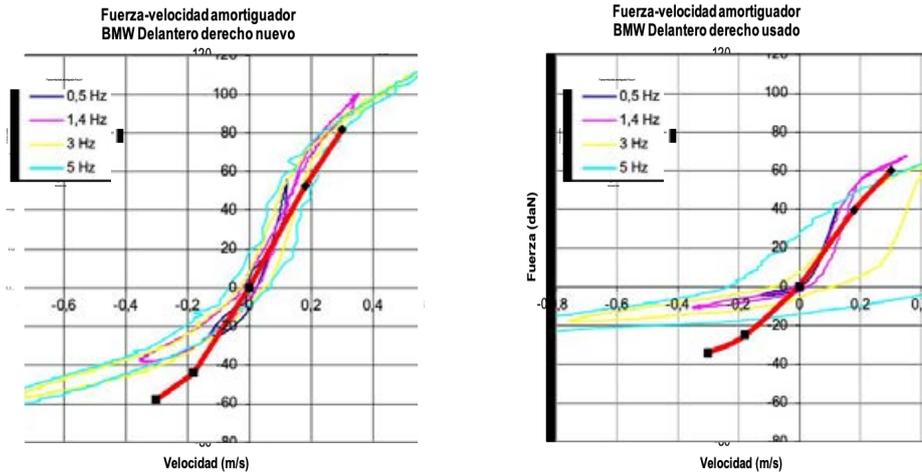


Figura 4-41. Comparativa de resultados entre amortiguadores nuevos y usados.

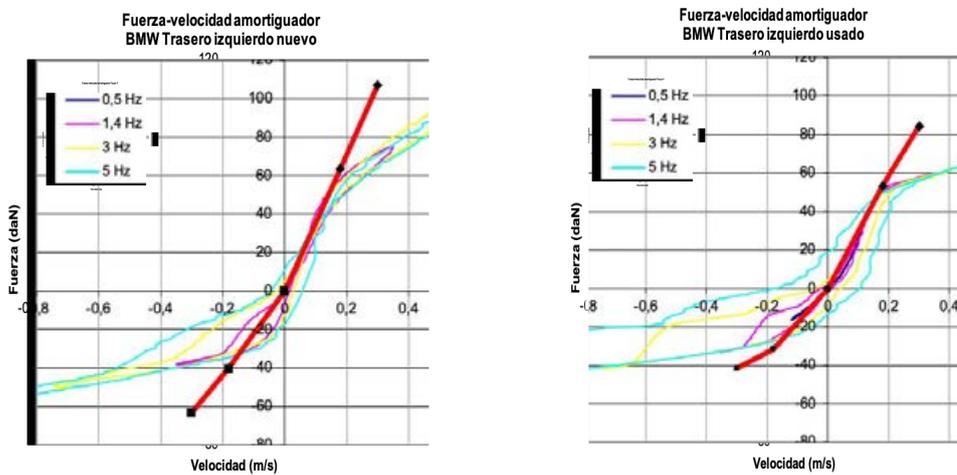


Figura 4-42. Comparativa de resultados entre amortiguadores nuevos y usados.

En todos los vehículos estudiados es posible identificar valores de amortiguamiento lineales, pero no las curvas de comportamiento. Además, dichos valores muestran alta incertidumbre debido a la variabilidad de los resultados en función de las condiciones del ensayo.

En todos los casos es posible diferenciar entre amortiguadores nuevos y usados, como se aprecia en las gráficas anteriores (figuras 4-40 a 4-42); pero debido a la incertidumbre del resultado, solo es posible hacerlo en términos relativos. La misma situación se produce en un vehículo con suspensión variable, figura 4-43

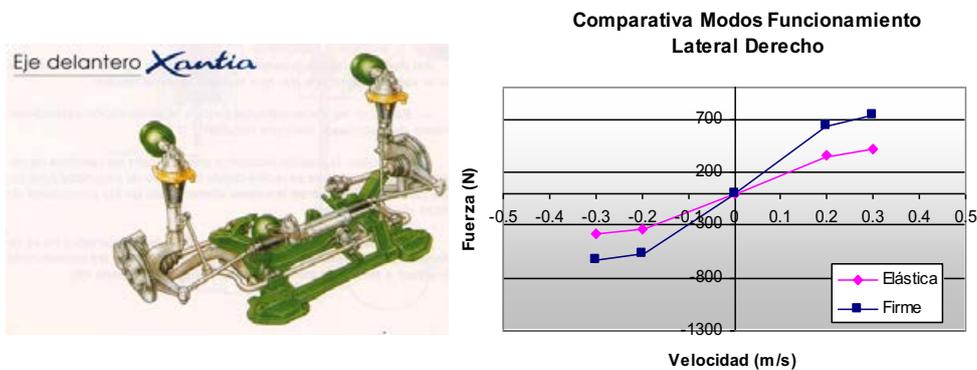


Figura 4-43. Vehículo con suspensión hidroneumática. Valores obtenidos de amortiguamiento en el eje delantero para modo firme y confort. No se dispone de curvas de referencia.

Las gráficas representadas son un ejemplo de los resultados obtenidos. Se han incluido todas las del BMW porque van a utilizarse como referencia para el siguiente análisis y también para los estudios del capítulo seis de esta memoria.

Son varias las posibles causas de los malos resultados obtenidos. La primera que es necesario descartar es si las curvas reales de referencia en banco de amortiguadores son comparables con las obtenidas en el banco de vehículo completo. Las condiciones de ensayo son muy diferentes en frecuencia y amplitud, por lo que el comportamiento dinámico del amortiguador podría ser también muy diferente, produciéndose a alta frecuencia un retraso en la apertura de las válvulas y como consecuencia un efecto de 'linealización' de la curva de respuesta.

Sin embargo, en los diagramas obtenidos en banco de pruebas hasta los 5 Hz de excitación, en ningún caso se detecta esta tendencia; e incluso, como muestra claramente la figura 4-44, se puede producir el efecto contrario. Se puede observar que ha medida que aumenta la frecuencia del ensayo, el aumento de la aceleración para una misma velocidad de trabajo provoca una mayor apertura de la válvula de extensión y acentúa su efecto; disminuyendo progresivamente la pendiente de la curva. Este mismo comportamiento se detecta también para otros amortiguadores, pero en menor grado.

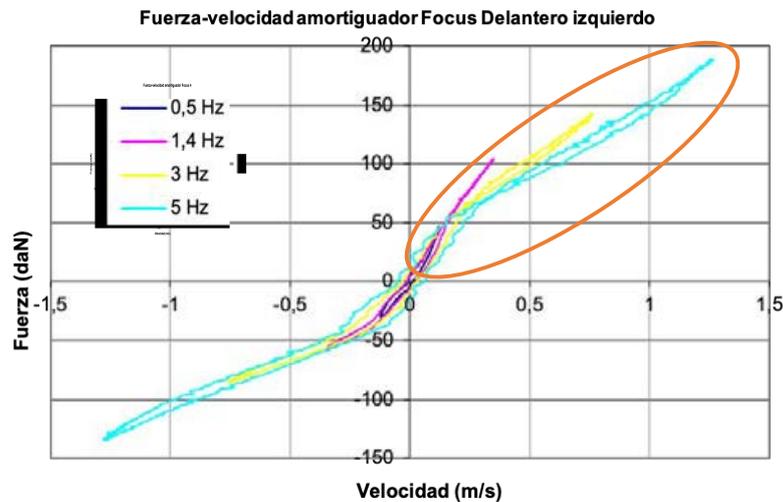


Figura 4-44. Variación en el comportamiento de la apertura de válvulas con la frecuencia de excitación.

Para comprobar adecuadamente el comportamiento en las condiciones del ensayo en el banco de vehículo completo, en el entorno de 10 Hz y con amplitudes no superiores a los 10 mm, se vuelven a caracterizar los amortiguadores traseros usados del BMW en un nuevo banco de pruebas que permite llegar hasta dicha frecuencia de trabajo. El equipo utilizado ha sido de la marca MTS, modelo 835.

Para el amortiguador izquierdo, figura 4-45, se obtienen resultados idénticos a los del primer ensayo de referencia a 1,4 Hz; e incluso con menos histéresis que los de a 3 y 5 Hz. Por lo tanto, el aumento de las aceleraciones de trabajo no parecen justificar los malos resultados obtenidos, prácticamente lineales. Figura 4-42.

Sin embargo, para el amortiguador derecho se obtiene el diagrama de la figura 4-46, que invalida el resultado de la figura 4-42, gráfica derecha. Comparando la gráfica 4-46 con la de la figura 4-45, se puede ver como dos amortiguadores, en principio con curvas casi idénticas en unas determinadas condiciones de prueba, debido a la pérdida de aceite, pueden cambiar totalmente de compartimiento cuando se varían las condiciones del ensayo. Esto es debido a que la fuerza de reacción del amortiguador no solo es función de la velocidad y de la frecuencia, sino también de la posición del vástago. [4-14].

En la gráfica de la figura 4-47 se representan los desplazamientos registrados en un amortiguador durante el ensayo en banco de vehículo completo. Se puede observar que la zona de trabajo se desplaza a lo largo de la prueba. En consecuencia, también lo hacen las condiciones de carga del resorte y del neumático.

En la comparativa de la figura 4-45 se puede ver que al ensayar el amortiguador con una amplitud baja no se detecta la falta de aceite en compresión que se aprecia en los ensayos con la amplitud de ± 40 mm; pero este resultado puede cambiar si se desplaza la prueba a una zona distinta de la carrera total en donde sí se evidencie el defecto. Figura 4-46.

Aunque las pruebas estándar en banco de amortiguadores permiten obtener las curvas de referencia, para validar los resultados en amortiguadores en mal estado es necesario caracterizar su comportamiento dinámico en las mismas condiciones que en los ensayos en el banco de vehículo completo.

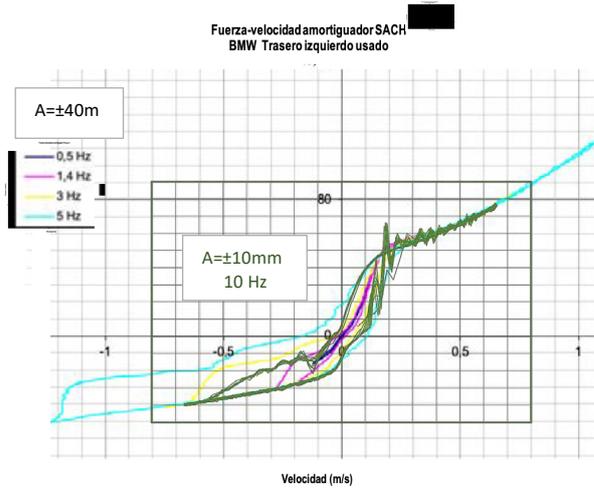


Figura 4-45. Comparativa del comportamiento de la apertura de válvulas en un amortiguador, variando la frecuencia y la amplitud de excitación del ensayo.

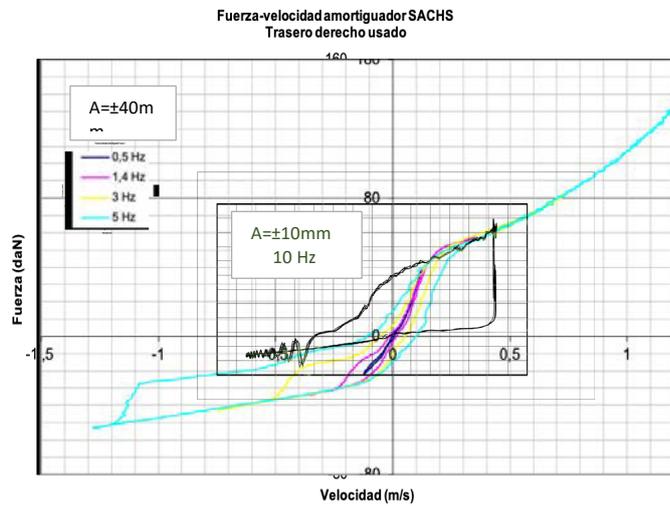


Figura 4-46. Comparativa del comportamiento en un amortiguador con pérdida de aceite en función de la zona de trabajo, variando la frecuencia y la amplitud de excitación del ensayo.

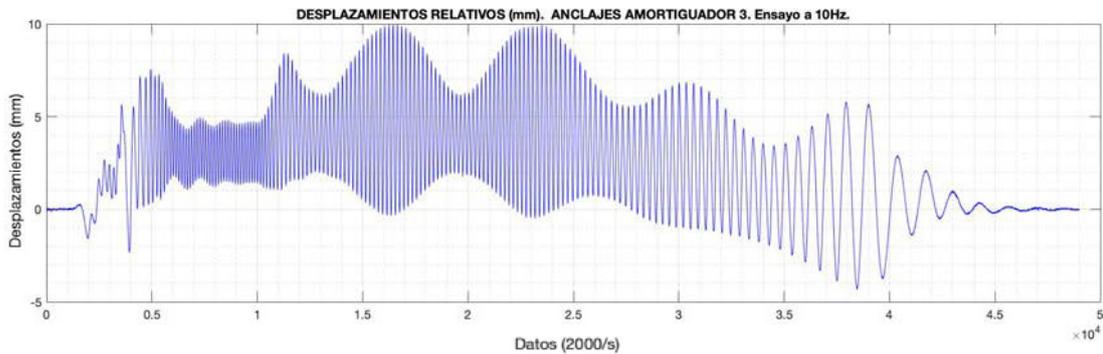


Figura 4-47. Ensayo sobre rueda trasera izquierda en BMW. Amplitudes de trabajo con desplazamientos relativos entre los puntos de control.

Continuando con las posibles causas de los malos resultados al obtener las curvas de los amortiguadores en buen estado y teniendo en cuenta el análisis anterior, la posible razón apunta a que el modelo de suspensión utilizado no contempla todas las fuerzas que intervienen durante el ensayo; por ejemplo, el efecto de la rigidez torsional de la carrocería o el de la inercia de cabeceo. A continuación se estudian experimentalmente estos efectos.

4.4.4. Análisis de la Influencia del modelo de suspensión en los resultados.

En las gráficas de la figura 4-35 se puede ver que las amplitudes de los desplazamientos en los puntos de control de la carrocería (z_{Msi} , z_{Msd}) no superan los ± 1 mm; que son muy inferiores a las de la rueda y placas, tanto en los movimientos en fase, cabeceo; como en contrafase, balanceo. Durante estos estudios previos de puesta a punto del sistema de adquisición de datos basado en sensores láser y para definir la sistemática de los ensayos, también se realizaron mediciones simultáneas en los dos ejes del vehículo. Los desplazamientos que se obtuvieron en la carrocería se analizan a continuación.

La figura 4-48 es un ejemplo de los movimientos de la masa suspendida cuando se excitan las placas en contrafase buscando la máxima deformación torsional. Se representan en magenta y cian los desplazamientos de la carrocería en el eje sobre placas (z_{MiBS} , z_{MsdBS}) y en rojo y verde, en el eje sobre suelo (z_{MiSS} , z_{MsdSS}); lateral izquierdo y derecho respectivamente. Se puede ver que las amplitudes en los cuatro puntos son similares y que no se aprecia desfase entre las señales delantera y trasera del mismo lateral que evidencie deformación torsional; lo que permita en principio considerar su efecto despreciable.

Esta circunstancia, unida a que en los ensayos a las frecuencias de resonancia de las masas semisuspendidas los desplazamientos inducidos por la carrocería a los amortiguadores y a las ruedas sobre suelo son mínimos (figura 4-49), simplificaba significativamente las ecuaciones al no tener que utilizar un modelo de vehículo completo.

La gráfica de la figura 4-50 muestra los datos registrados simultáneamente en los cuatro puntos de control sobre la carrocería en uno de los ensayos del eje trasero, en el entorno de las frecuencias de resonancia, utilizados para la obtención de las curvas de los amortiguadores nuevos traseros del BMW. Los desplazamientos z_{MsiD} , z_{MsdD} , z_{MsiT} y z_{MsdT} son las medidas directas de los sensores láser (z_{Ms}) en el eje delantero (D) y trasero (T), en el lateral izquierdo (i) y derecho (d), respectivamente. En el ensayo se alternan excitaciones de placas en fase y contrafase. Las excitaciones en fase provocan movimientos de cabeceo en la carrocería, resaltado en verde, y a contrafase, balanceo, resaltado en azul.

Si se analiza con mas detalle el ensayo y se representan por separado los ángulos de balanceo de la carrocería en cada eje, se aprecia un pequeño desfase entre señales debido a la deformación torsional. Figura 4-51; detalle resaltado en azul. Cuando se calcula y se representa dicha deformación se aprecia que los valores son inferiores a los 0,01 grados, figura 4-52. Pero si éstas pequeñas diferencias angulares se multiplican por el valor estimado de la rigidez torsional de la carrocería E36 coupé (10.000 Nm/deg) y se comparan con los momentos provocados por la barra estabilizadora en el eje trasero, se comprueba que tiene un efecto significativo en el cálculo de equilibrio de momentos en la masa suspendida. Figura 4-53.

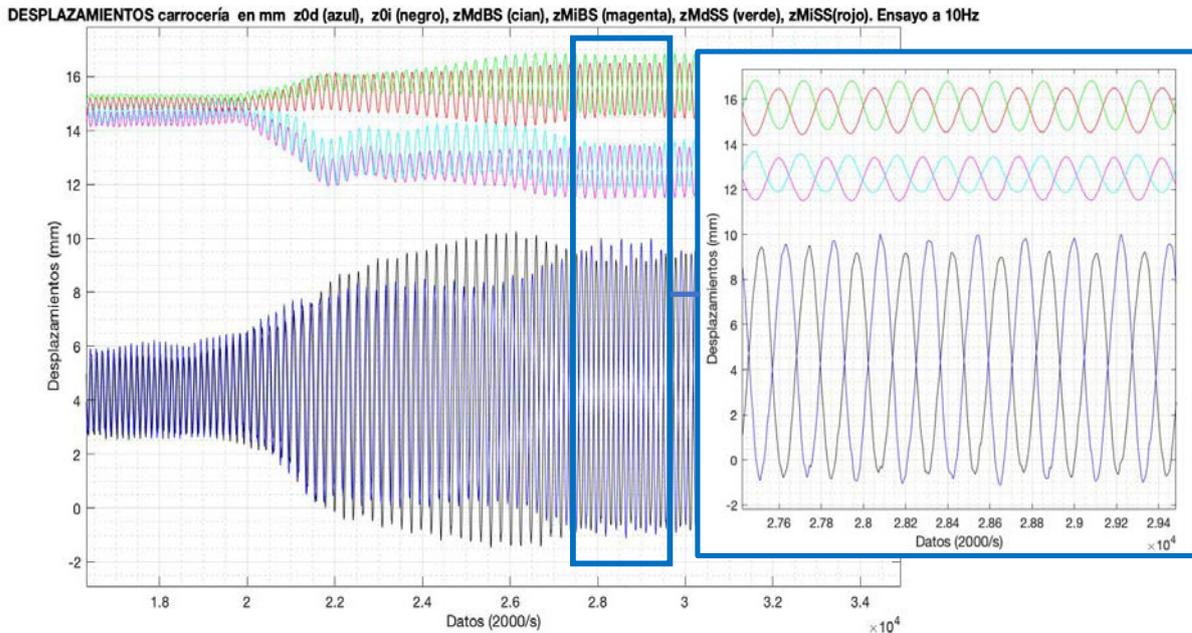


Figura 4-48. Ensayo de BMW con amortiguadores nuevos. Excitación del eje trasero a contrafase estabilizada. Desplazamientos de carrocería y de placas.

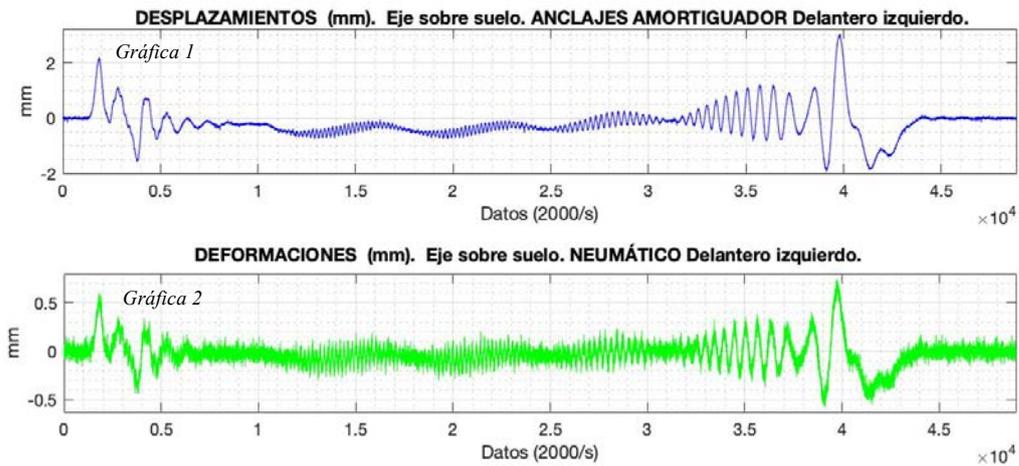


Figura 4-49. Ensayo de BMW con amortiguadores nuevos. Eje trasero sobre placas. Desplazamientos de amortiguador y de neumático en el eje delantero, sobre suelo.

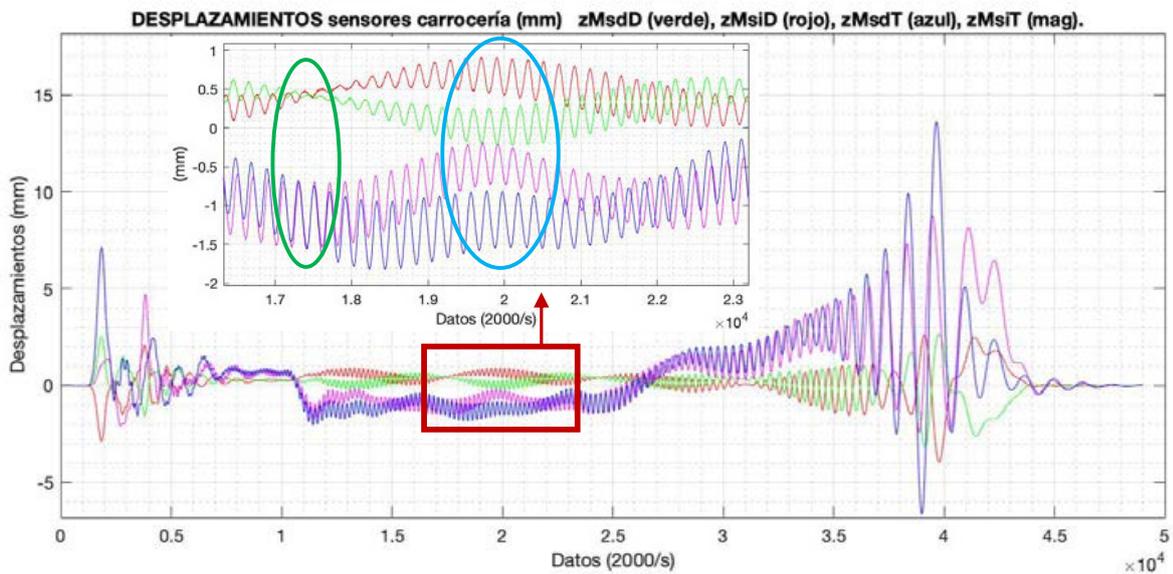


Figura 4-50. Ensayo de BMW con amortiguadores nuevos. Eje trasero sobre placas. Desplazamientos de carrocería. Resaltado en azul el movimiento de balanceo y en verde el de cabeceo.

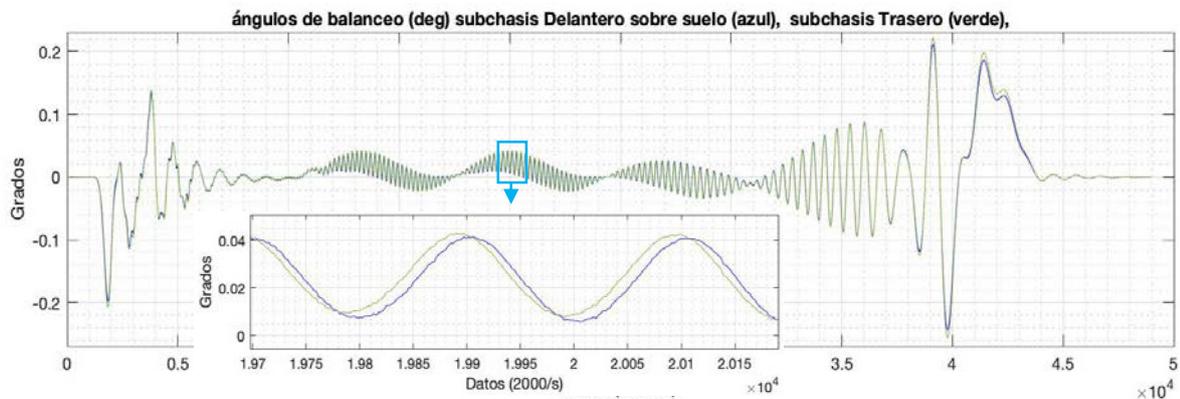


Figura 4-51. Ensayo de BMW con amortiguadores nuevos. Eje trasero sobre placas. Comparativa de ángulos de balanceo en eje delantero y trasero. Resaltado el desfase debido a la deformación torsional de la carrocería.

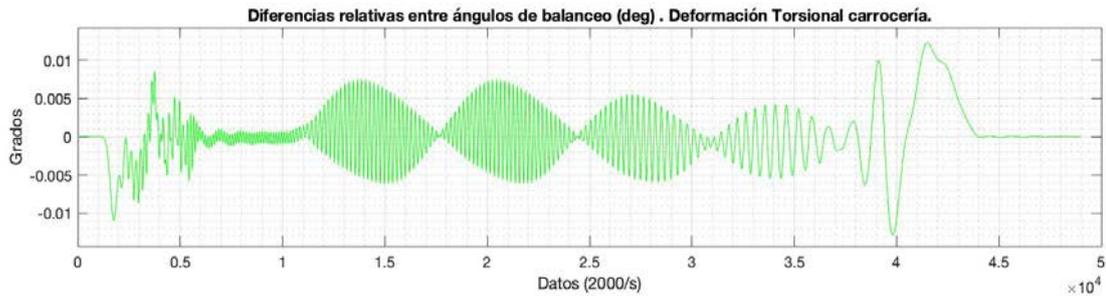


Figura 4-52. Ensayo de BMW con amortiguadores nuevos. Eje trasero sobre placas. Diferencia de ángulos de balanceo entre eje delantero y trasero. Deformación torsional de la carrocería.

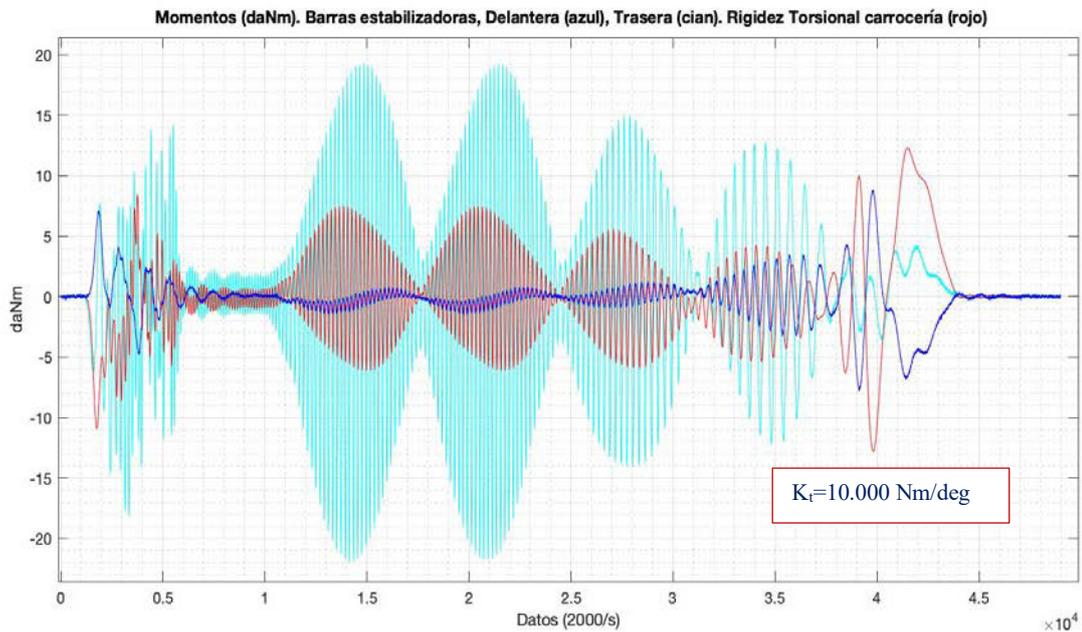


Figura 4-53. Ensayo de BMW con amortiguadores nuevos. Eje trasero sobre placas. Comparativa de Momentos de balanceo sobre la masa suspendida generados por las barras estabilizadoras trasera y delantera y por la rigidez torsional de la carrocería.

Por lo tanto, no considerar la influencia de la rigidez torsional implica un error en el cálculo del momento de reacción de la barra estabilizadora. En la gráfica de la figuras 4-53, además, se visualiza que existe una fuerte proporcionalidad entre estos dos términos a lo largo de todo el ensayo. Esto supone que aunque se utilice un modelo de vehículo completo, la dependencia en las ecuaciones no permite obtener el valor de uno de los dos parámetros de rigidez si el otro no es conocido.

El movimiento de cabeceo también introduce un error en el cálculo de la inercia vertical de la masa suspendida. En este caso, solo utilizando un modelo de vehículo completo es posible diferenciar el efecto de la masa de el de la inercia de cabeceo. Analizando los movimientos de la carrocería representados en la gráfica de la figura 4-50, detalle resaltado en verde, se puede ver que este giro es de vaivén, no se produce respecto del centro de gravedad, sino de un eje horizontal situado en el plano vertical que comprende el eje delantero.

No utilizar un modelo de vehículo completo puede introducir errores en los equilibrios de fuerzas verticales y de momentos aplicados en la masa suspendida, pero no justifica los resultados lineales que se obtienen para todos los amortiguadores cuando solo se utiliza en los cálculos el equilibrio de fuerzas en la masa semisuspendida. Gráficas de la figura 4-37.

Descartado para los amortiguadores en buen estado un posible efecto de retraso en la apertura de las válvulas cuando trabajan a altas frecuencias, la causa de los malos resultados obtenidos apunta a utilizar un modelo de comportamiento vertical de neumático inadecuado.

En la mayoría de trabajos relacionados con los sistemas de suspensión se modela como una rigidez vertical lineal o como una rigidez vertical con amortiguamiento en paralelo. La ventaja que se busca con ello es la sencillez, frente a la complicación que supone contemplar comportamientos conocidos como el viscoelástico y el de histéresis. Sin embargo, numerosos autores consideran que teniendo en cuenta la importancia del neumático en la seguridad y el confort, es fundamental reproducir adecuadamente estas características y su influencia en las fuerzas que se generan en maniobras comprometidas. Por ello, proponen modelos de diferente grado de complejidad con objeto de mejorar los resultados en las simulaciones dinámicas de vehículo completo. [4-13]-[4-16].

4.5. CONCLUSIONES.

Se ha comprobado experimentalmente que mediante un banco de vehículo completo se pueden obtener de forma sencilla valores lineales de amortiguamiento, pero no ha sido posible caracterizar las curvas de comportamiento de los amortiguadores.

Del análisis de los resultados, se pueden identificar como posibles causas:

- Los modelos de suspensión utilizados, de cuarto y de medio vehículo, no contemplan todos los parámetros de influencia en el comportamiento de un vehículo completo; como la rigidez torsional de la carrocería y el momento de inercia de cabeceo.
- A la causa anterior se le suman los errores de medida derivados de las simplificaciones adoptadas en el modelo; como el no considerar la geometría de la suspensión. Los giros de la rueda y la posición del centro de balanceo provocan que los movimientos no sean puramente verticales, afectando a las mediciones.
- El modelo vertical utilizado para los neumáticos no es adecuado para reproducir correctamente su respuesta dinámica a las frecuencias de trabajo del banco de placas.

En conclusión, se propone:

1. Caracterizar el comportamiento dinámico vertical de los neumáticos en las condiciones de los ensayos en banco de vehículo completo. Con los datos experimentales obtenidos se compararán diferentes modelos propuestos en la bibliografía de referencia. El objetivo es seleccionar el más adecuado para caracterizar las curvas del amortiguador, considerando tanto el grado de ajuste como la sencillez en la identificación de los parámetros que definen dicho modelo.
2. Validación en un banco de ensayo de conjuntos de suspensión de dos grados de libertad del modelo de neumático propuesto en el punto anterior y de la sistemática desarrollada en este capítulo para la caracterización de la curva del amortiguador. Mejora del sistema de medida y del método para la identificación de los parámetros de la suspensión.
3. Aplicación de los resultados obtenidos a los ensayos en el banco de vehículo completo. Utilización de un modelo de vehículo por eje para la obtención de la curva del amortiguador evaluando el equilibrio de fuerzas en masas semisuspendidas; y de un modelo de vehículo completo para la identificación del resto de los parámetros.

Para la realización de los dos primeros puntos se ha diseñado y construido un banco de ensayo de accionamiento hidráulico que permite reproducir, en frecuencia y desplazamiento, las excitaciones variables a las que están sometidos los diferentes elementos de la suspensión en las condiciones del banco de vehículo completo.

El equipo desarrollado también permite estudiar conjuntos de suspensión de varios grados de libertad. Sus características técnicas y prestaciones se describen en detalle en el Anexo I de esta memoria.

El primer punto, caracterización del comportamiento vertical de neumáticos en banco de ensayo, se desarrolla en el capítulo cinco. El segundo y tercer punto, se desarrollan en el capítulo seis.

4.6. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [4-1] EUSAMA. “Recommendation for Performance Test Specification of on Car Vehicle Suspension Testing System”. EUSAMA-TS-02-76. 1976.
- [4-2] M. Klapka, I. Mazurek, O. Machacek, · M. Kubík. “Twilight of the EUSAMA diagnostic methodology”. *Meccanica* 52:2023–2034. 2017.
- [4-3] A. Navarro Arcas, E. Velasco Sánchez, S. Sánchez Mateo, M. Paricio Caño y M. Sánchez Lozano. “Metodología experimental para determinar el coeficiente de amortiguamiento del sistema de suspensión de un vehículo.” XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. 2012.
- [4-4] S. Duym. “Simulation Tools, Modelling and Identification, for an Automotive Shock Absorber in the Context of Vehicle Dynamics.” *Vehicle System Dynamics*, 33, pp. 261–285, 2000.
- [4-5] R.Majjad. “Estimations of suspension parameters”, Procedente de “1997 IEEE International Conference on Control Applications”, Hartford, CT. October 5-7 1997. pp. 522-527. 1997.
- [4-6] A. Navarro Arcas, S. Sánchez Mateo, E. Velasco Sánchez “Influencia de la masa del motor sobre la masa suspendida de medio vehículo, en relación con el sistema de suspensión”. XX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. 2013
- [4-7] S.H. Lajqi, J. Gugler, N. Lajqi, A. Shala and R. Likaj. “Possible experimental method to determine the suspension parameters in a simplified model of a passenger car”. *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 13, No. 4, pp. 615 621. 2012.
- [4-8] H. Nozaki. “Technology for measuring the damping force of shock absorbers and the constant of coil springs mounted on a vehicle.” *JSAE Review (Society of Automotive Engineers of Japan)*, Vol.20,No.3, pp.413-419. 1999.
- [4-9] H. Nozaki. “Technology for measuring the damping force of shock absorbers and the constant of coil springs mounted on an automobile motorcycle by the un-sprung mass vibration method”. *SAE Automotive Dynamics, Stability & Controls Conference and Exhibition*. May 4-6, Detroit, Michigan. 2004.
- [4-10] J. A. Calvo, J. L. San Román, C. Álvarez-Caldas. “Procedure to verify the suspension system on periodical motor vehicle inspection”. *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 63, No. 1. 2013.
- [4-11] P. Buekenhoudt. “Minimum phase shift”. *CITA Conference and 15th General Assembly*. 2011.
- [4-12] L. Konieczny. “Analysis of Simplifications Applied in Vibration Damping Modelling for a Passive Car Shock Absorber”. *Hindawi Publishing Corporation. Shock and Vibration*. Volume 2016, Article ID 6182847. 2016.
- [4-13] G. Gim and P.E. Nikraves, “An analytical study of pneumatic tire dynamic properties,” *Part 1-3, Int. Journal of Vehicle Design*, Vol. 11:6, Jan. 1991.
- [4-14] P. Bayle, J.F. Forissier and S. A. Lafon, “New tyre model for vehicle dynamics simulations”. *Proc. of Automotive Technology International*, Vol. 93 pp. 193-198. 1993.
- [4-15] L. Yongjie, Z. Junning, Y. Shaopu, L. and L. Zhenyu, “Study on improvement of LuGre dynamical model and its application in vehicle handling dynamics,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 33, pp. 545-558, Feb. 2019.
- [4-16] M. Gipser, “FTire – the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 45, pp. 139-151, Jan. 2007.

Capítulo 5: MODELADO NO LINEAL DEL COMPORTAMIENTO VERTICAL DEL NEUMÁTICO.

5.1. INTRODUCCIÓN.

Del análisis de los resultados obtenidos en el banco de vehículo completo, se llega a la conclusión de que el modelo del comportamiento vertical del neumático utilizado puede ser la causa de los malos resultados obtenidos al caracterizar la curva de los amortiguadores. Por esta razón, se considera necesario estudiar dicho comportamiento en las mismas condiciones de amplitud y frecuencia de trabajo del banco de placas. Figura 5-1.

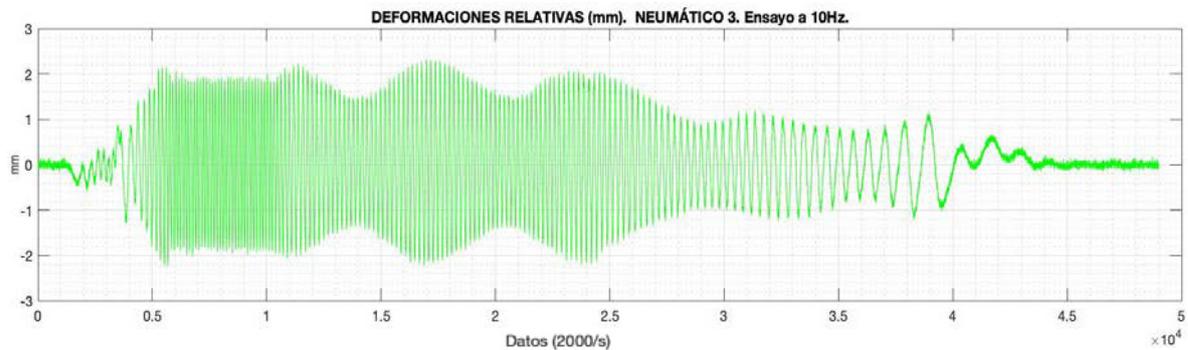


Figura 5-1. Ensayo en banco de vehículo completo sobre rueda trasera izquierda en BMW E36. Deformaciones en el neumático. Desplazamientos relativos entre los puntos de control.

En el ámbito de este trabajo de investigación se ha desarrollado un banco ensayo que permite no solo estudiar cada componente por separado, amortiguadores, resortes, silent-blocks y neumáticos; sino también ensayar conjuntos completos de suspensión de varios grados de libertad. Figura 5-2.

En el Anexo I de esta memoria se describen en detalle las características técnicas del equipo, las prestaciones del accionamiento hidráulico, el sistema de control y medida y las posibles configuraciones de trabajo.

En este capítulo se muestran los resultados de los ensayos a neumáticos utilizando este banco y se exponen las conclusiones del análisis de los diferentes modelos de comportamiento vertical evaluados.



Figura 5-2. Banco para pruebas dinámicas de componentes y conjuntos de suspensión.

5.2. CARACTERIZACIÓN DEL COMPORTAMIENTO VERTICAL DE UN NEUMÁTICO.

En dinámica vehicular, conocer las fuerzas y momentos que se producen con las deformaciones del neumático es fundamental para la realización de simulaciones del comportamiento del vehículo. Por este motivo, en muchos trabajos de investigación se ha realizado un gran esfuerzo en su modelado. [5-1]-[5-4].

Pero debido a su geometría, su estructura y la diversidad de materiales de la que está compuesto, determinar las características del neumático es complejo. Por esta razón, la mayoría de los trabajos relacionados con la dinámica vertical del vehículo se basan en modelos sencillos de punto de contacto único. Uno de los más utilizados es el de Kelvin-Voigt; en el que se establece una rigidez vertical con un amortiguamiento en paralelo, y en ocasiones únicamente una rigidez vertical, [5-5]. Debido a su simplicidad, éste modelo no recoge el comportamiento viscoelástico y de histéresis del neumático y por tanto no representa de forma precisa la fuerza vertical en el contacto con la carretera. Un modelo que si tiene en cuenta el efecto viscoelástico es el conocido como de Maxwell, [5-5]-[5-6]. Otros autores estudian además la influencia de la histéresis, tanto en el modelo vertical como en el longitudinal. [5-7]-[5-8].

Existen también modelos de neumáticos basados en la ‘teoría del anillo flexible’, con el objetivo de caracterizar su respuesta en frecuencia. [5-9]-[5-10]. Otros estudios se basan en métodos experimentales sobre tambor o sobre superficie de rodadura plana para obtener los parámetros de rigidez y la distribución de fuerzas verticales y de cortadura en función de la frecuencia de trabajo. [5-13]-[5-14].

También, debido a la importancia del neumático en la mayoría de tractores agrícolas para la mejora del confort del conductor, existen varias propuestas que modelan el comportamiento vertical y establecen qué factores influyen en la rigidez y en el amortiguamiento. [5-15]-[5-16].

Todos estos modelos necesitan obtener las rigideces y amortiguamientos característicos mediante ensayos en banco. Hay distintos métodos para medirlos, que se pueden resumir en la siguiente clasificación. [5-9], [5-16]:

- Deformación bajo carga estática sin rodadura. Obtención de la rigidez estática incrementando la carga lentamente y midiendo la deformación asociada.
- Deformación bajo carga dinámica sin rodadura. Obtención de la rigidez dinámica aplicando una carga fluctuante y midiendo la deformación.
- Deformación bajo carga dinámica con rodadura sobre un tambor o sobre una superficie plana. Obtención de la rigidez aplicando un desplazamiento variable con el tiempo.
- Caída libre con carga, sin rodadura. Medida del amortiguamiento liberando el neumático desde una altura controlada y obteniendo la curva de posición vertical en función del tiempo.
- Caída libre con carga y con rodadura sobre un tambor o sobre una superficie plana. Al igual que el anterior, el ensayo se realiza en condiciones de vibración libremente amortiguada, pero con el neumático girando.

Muchos de los bancos utilizados para la caracterización de la rigidez y amortiguamiento vertical, al medir la fuerza asociada a la deformación del neumático, obtienen resultados que están afectados por otros factores que deberían ser tenidos en cuenta, como la deformación de la llanta o la influencia de la masa semisuspendida. Este problema se observa en los bancos con el neumático girando.

En el banco de ensayo sin rodadura desarrollado en este trabajo, al incorporar el sensor de fuerza directamente en el anclaje de la llanta, se miden únicamente los efectos de la deformación vertical del neumático. Esto permite estudiar modelos de punto de contacto único y evaluar su ajuste a comportamientos como la viscoelasticidad y la histéresis. Figuras 5-3 y 5-4. El objetivo es seleccionar el modelo más adecuado para utilizarlo al caracterizar las curvas del amortiguador, considerando tanto el grado de ajuste como la sencillez en la identificación de los parámetros de rigidez y amortiguamiento que lo definen.

Se han realizado ensayos con dos neumáticos de turismo, a diferentes presiones y en tres condiciones de precarga. Ambas cubiertas de la misma geometría (205/65 R15), pero de diferentes fabricantes; lo que supone diferencias estructurales y de composición de materiales. Uno de ellos es el neumático trasero izquierdo del BMW estudiado en el banco de vehículo completo.

También se han ensayado dos neumáticos delantero de motocicleta de competición (90/58 R17). Los dos del mismo fabricante y estructura, variando solo la composición de la goma de la superficie de rodadura. Se han incluido en el estudio porque, como se describe en el capítulo seis de esta memoria, uno de ellos va a formar parte del conjunto completo de suspensión de dos grados de libertad que va a ser ensayado en el banco desarrollado. Figura 5-2. El objetivo es utilizar el modelo de neumático propuesto en las conclusiones de este capítulo para la caracterización de la curva del amortiguador, optimizando el método utilizado para la identificación de los parámetros de la suspensión.

En la gráfica de la figura 5-3 se muestra un ejemplo de los resultados del ensayo de rigidez estática. Las curvas se han obtenido variando la deformación a velocidad uniforme de 0,1 mm/s durante el ciclo de compresión completo, carga y descarga. Se puede apreciar que la amplitud de la histéresis disminuye con la presión de inflado.

En la misma gráfica, también se puede observar el comportamiento viscoelástico del neumático trabajando en condiciones similares a las del banco de vehículo completo. Cuando se somete a ciclos de deformación senoidal de pequeña amplitud y alta frecuencia, se produce un aumento en la pendiente de la rigidez; en la gráfica, marcado en rojo. Se observan idénticos resultados de comportamiento en los cuatro neumáticos, aumentando la rigidez dinámica a medida que aumenta la frecuencia de excitación, figura 5-4.

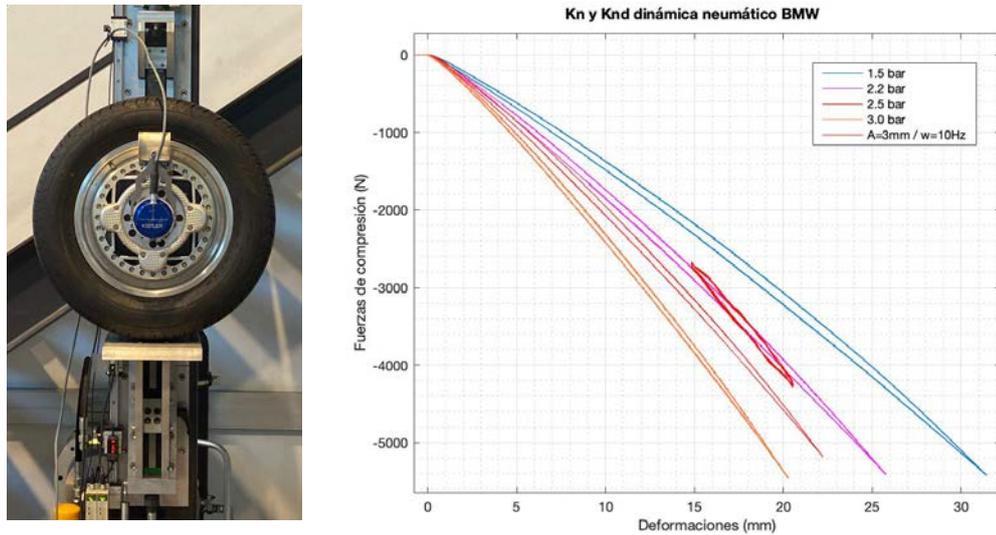


Figura 5-3. Ensayo para obtener curvas de rigidez estática y dinámica.

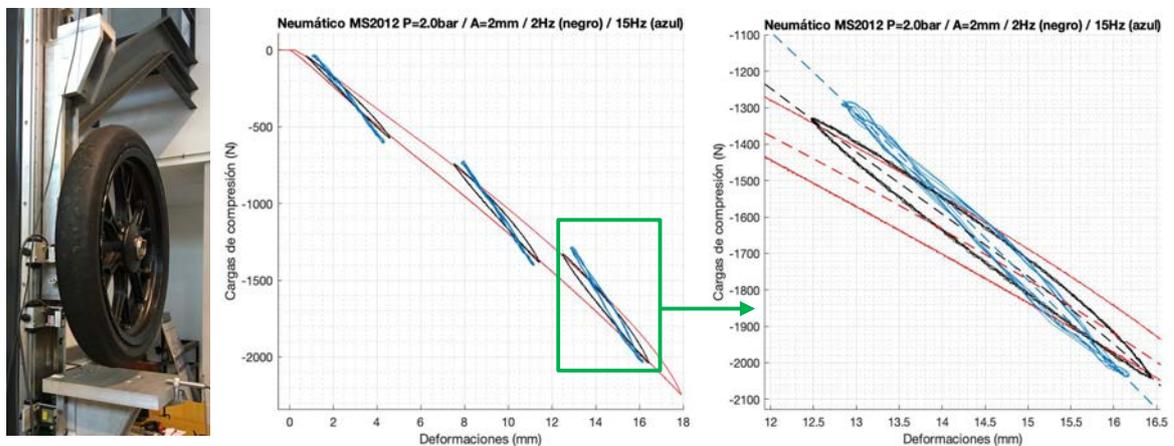


Figura 5-4. Ejemplo de comportamiento viscoelástico del neumático. Variación de la pendiente de rigidez con la frecuencia de excitación en diferentes condiciones de precarga.

En las gráficas de la figura 5-5 se observa que el comportamiento del neumático no solo varía en función de la frecuencia de excitación, sino que también lo hace en función de la amplitud y de la temperatura de trabajo; aun manteniendo constantes la frecuencia y la presión de inflado. Gráficas 1 y 2 respectivamente.

Del resultado de los ensayos preliminares en el banco y comprobadas las similitudes de comportamiento entre los neumáticos, se decide centrar el trabajo en uno de turismo y uno de motocicleta. En el punto 5.2.1, se introducirán los modelos verticales de punto de contacto único que van a ser evaluados. En el punto 5.2.2, se obtendrán los datos de los dos neumáticos ensayados y se procederá a la obtención de los parámetros característicos

de los modelos estudiados en el punto anterior mediante optimización por algoritmos genéticos. En el punto 5.2.3, se analizarán los resultados y por último, se presentarán las conclusiones del trabajo realizado.

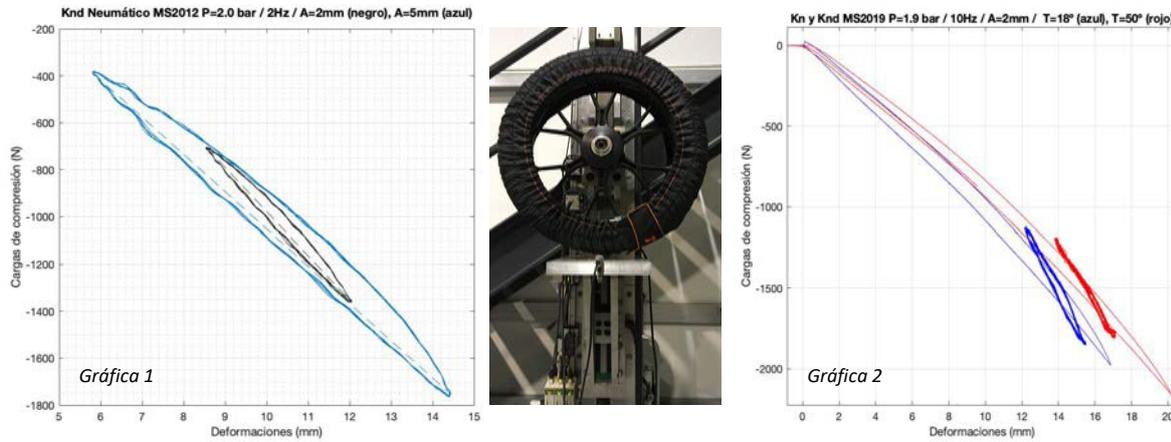


Figura 5-5. En gráfica 1, para la misma frecuencia de excitación, variación de la rigidez dinámica con la amplitud. Gráfica 2, variación de la rigidez estática y dinámica con la temperatura manteniendo la misma presión de inflado. Fotografía del ensayo a temperatura constante de 50° en la carcasa.

5.2.1. Modelos verticales de punto de contacto único.

Existen numerosos modelos matemáticos descritos en la bibliografía para caracterizar la histéresis y el comportamiento viscoelástico de materiales y componentes. [5-5], [5-17], [5-18]. Algunos de los más utilizados en el caso de neumáticos son los conocidos como ‘single point contact’. En éstos, toda la zona del neumático en contacto con la calzada es modelada como un punto único, por lo que no se tiene en cuenta ni la longitud ni el área de la huella de contacto.

En este trabajo se va a modelar el comportamiento vertical del neumático con tres de los modelos ‘single point contact’ mas utilizados. Todos ellos combinan elementos elásticos y disipadores de energía. Figura 5-6.

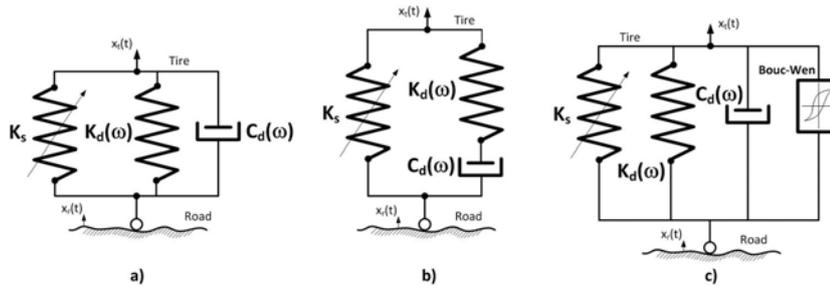


Figura 5-6. Modelos verticales de neumático de punto de contacto único: (a) Kelvin-Voigt (b) Maxwell (c) Bouc.

El primero de ellos, figura 5-6.a, es el ya mencionado de Kelvin-Voigt; en el que se incluyen un elemento elástico en paralelo con uno amortiguador. [5-5], [5-17]. En esta propuesta, el elemento elástico se ha diferenciado en dos: el primero (K_s), representa la rigidez estática del neumático y el segundo (K_d), modela la variación de la rigidez con la frecuencia de la excitación, [5-14]. El elemento amortiguador (C_d), permite caracterizar la disipación de energía en el neumático y su variación con la frecuencia (ω).

La razón por la que se han utilizado estos parámetros para definir el comportamiento vertical del neumático, puede verse en las figuras 5-3 y 5-4. En las gráficas se observa claramente la rigidez estática y el incremento de su pendiente, rigidez dinámica, que se obtiene en los ensayos a diferentes frecuencias de trabajo.

Las ecuaciones de este modelo son:

$$f = C_d \cdot (\dot{x}_t - \dot{x}_r) + K_d(\omega) \cdot (x_t - x_r - \delta) + K_s \cdot (x_t - x_r) \quad (5-1)$$

Donde f , es la fuerza total que proporciona el modelo; $(x_t - x_r)$, la deformación en el neumático y δ , la deformación inicial.

El segundo modelo, figura 5-6.b, es el denominado de Maxwell, también conocido como ‘Standard Linear Solid Model’, y está compuesto por una rigidez estática en paralelo con una rigidez dinámica y un elemento amortiguador. La rigidez dinámica en serie con el amortiguador permite modelar el comportamiento viscoelástico con la fuerza f_v asociada. Las ecuaciones de este modelo son:

$$f = K_s \cdot (x_t - x_r) + f_v \quad (5-2)$$

$$\frac{C_d}{K_d} \cdot \dot{f}_v + f_v = C_d \cdot (\dot{x}_t - \dot{x}_r) \quad (5-3)$$

El tercero, figura 5-6.c, es el modelo simple de Bouc.[5-18]. Es similar al de Kelvin-Voigt, pero incorpora un cuarto elemento que simula la histéresis del material. Las ecuaciones son:

$$f = C_d \cdot (\dot{x}_t - \dot{x}_r) + K_d(\omega) \cdot (x_t - x_r - \delta) + K_s \cdot (x_t - x_r) + \alpha \cdot z \quad (5-4)$$

$$\dot{z} = A \cdot (\dot{x}_t - \dot{x}_r) + \mu \cdot (\dot{x}_t - \dot{x}_r) \cdot |z|^n - \gamma \cdot |\dot{x}_t - \dot{x}_r| \cdot |z|^{n-1} \quad (5-5)$$

Donde z es un término auxiliar que modela la histéresis por medio de los parámetros A , μ y γ . Siendo α el factor de escala.

Conocidas las ecuaciones que determinan la fuerza en el neumático para los tres modelos propuestos, se realizan los ensayos en el banco de neumáticos para obtener sus tres parámetros fundamentales: la rigidez estática (K_s), la rigidez dinámica (K_d) y el amortiguamiento dinámico (C_d); así como los cuatro parámetros de Bouc para caracterizar la histéresis.

5.2.2. Ensayos en banco de componentes de suspensión.

La rigidez estática K_s se obtiene comprimiendo progresivamente el neumático desde cero hasta la máxima carga de trabajo, figuras 5-3 y 5-4. El ensayo permite obtener las gráficas de fuerza-deformación para cada neumático a diferentes presiones de inflado. En las figuras anteriores se ha utilizado el criterio de signos de los sensores de fuerza y de desplazamiento del banco de ensayo: fuerza de compresión negativa y desplazamiento de compresión positivo. Pero en las siguientes gráficas y sucesivas se ha eliminado el signo negativo de las fuerzas de compresión.

Para obtener el resto de parámetros, se realizan ensayos con excitación senoidal a diferentes frecuencias, amplitudes y precargas. Para la identificación y ajuste de los parámetros de los diferentes modelos evaluados se ha utilizado un algoritmo de optimización de nube o enjambre de partículas PSO (Particle Swarm Optimization). [5-19].

El algoritmo permite obtener los resultados que mejor se ajustan a los datos experimentales; utilizando como criterio el error cuadrático medio entre la fuerza medida y la obtenida con el modelo de comportamiento vertical del neumático evaluado en cada caso. Los valores que se han configurado en el algoritmo PSO han sido los siguientes: número de partículas por grupo, 30; número de grupos, 2; número de iteraciones, 200; factor de aceleración, 0.49445; con un peso inicial de 0,9 y final de 0,4.

De esta forma se han obtenido un conjunto de resultados de los dos parámetros (K_d , C_d) y de los cuatro adicionales del modelo de Bouc (α , A , μ , γ); para los dos neumáticos, en tres condiciones distintas de precarga y a cinco diferentes frecuencias de excitación. Estos resultados se expone a continuación.

- **Neumático BMW3 205/65 R15.**

Los ensayos se han realizado con una excitación de amplitud ± 3 mm; a frecuencias de 1, 5, 10, 15 y 20 Hz; y en condiciones de precarga de 1500, 2500 y 3500 N. Presiones de inflado de 1,8 y 2,1 bar.

Las gráficas de la figura 5-7 son ejemplos de los resultados con el modelo de Kelvin-Voigt, comparando las respuestas en fuerza del neumático medidas en banco con las simuladas utilizando los parámetros obtenidos con el algoritmo PSO; ecuación (5-1). Se puede observar que el modelo, a pesar de no contemplar en las ecuaciones el efecto viscoelástico, reproduce adecuadamente el comportamiento dinámico vertical del neumático en todas las condiciones de carga y de frecuencia. Se obtienen similares resultados con el resto de ensayos.

En la tabla de la figura 5-8, se muestran los valores de los parámetros obtenidos para este modelo en los ensayos realizados con el neumático a la presión de 1,8 bar. La tabla incluye también, además de las condiciones de cada ensayo, el mínimo error cuadrático medio obtenido al final del proceso de optimización. Se observa que el error del modelo al calcular la respuesta en fuerza en el comportamiento del neumático aumenta con la frecuencia.

En las gráficas de la figura 5-8 se muestra la evolución de la rigidez dinámica y del amortiguamiento en función de la frecuencia, obtenidas a partir de la tabla anterior.

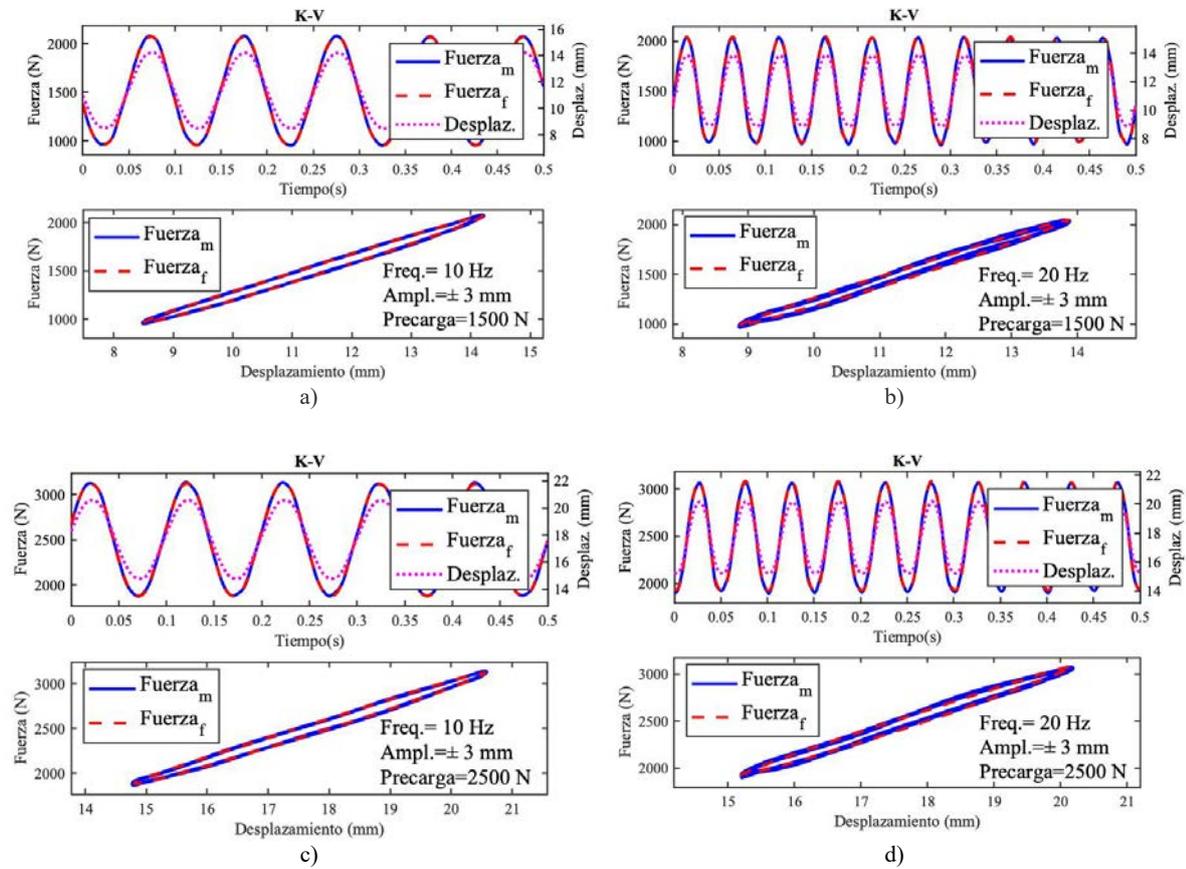


Figura 5-7. Ajuste del modelo de Kelvin-Voigt con los datos del ensayo en banco. Neumático 205/65 R15, (1,8 bar).
 (a) Frecuencia 10 Hz, precarga 1500 N. (b) Frecuencia 20 Hz, precarga 1500 N.
 (c) Frecuencia 10 Hz, precarga 2500 N. (d) Frecuencia 20 Hz, precarga 2500 N

Precarga [N]	Frecuencia [Hz]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]	Error [N ²]
1500	1	151227	31217	2224	7.03
1500	5	151227	38378	520	7.16
1500	10	151227	43796	283	22.04
1500	15	151227	49735	200	93.18
1500	20	151227	61042	150	220.85
2500	1	169325	30984	2534	16.24
2500	5	169325	38977	585	12.89
2500	10	169325	44483	320	52.32
2500	15	169325	51148	226	122.01
2500	20	169325	62415	170	269.14
3500	1	182145	36111	2826	28.53
3500	5	182145	45772	657	28.44
3500	10	182145	52015	362	65.50
3500	15	182145	59391	253	206.7
3500	20	182145	71370	184	400.38

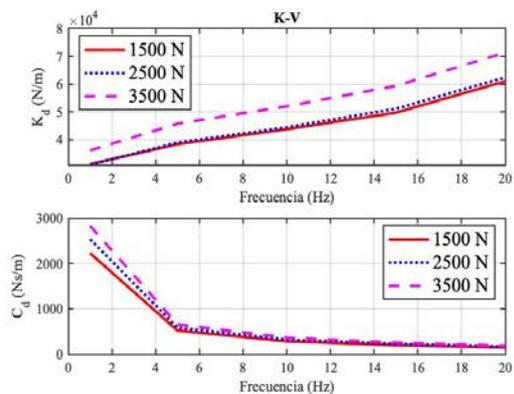


Figura 5-8. Tabla de resultados utilizando el modelo de Kelvin-Voigt para neumático 205/65 R15, (1,8 bar). Gráficas de rigidez dinámica y de amortiguamiento en función de la precarga y de la frecuencia.

De forma similar, las figuras 5-9 y 5-10 muestran los resultados para el modelo de Maxwell. Las ecuaciones (5-2) y (5-3) reproducen también adecuadamente el comportamiento vertical del neumático en todas las condiciones de carga y de frecuencia; pero con errores mayores a los obtenidos con el modelo de Kelvin-Voigt.

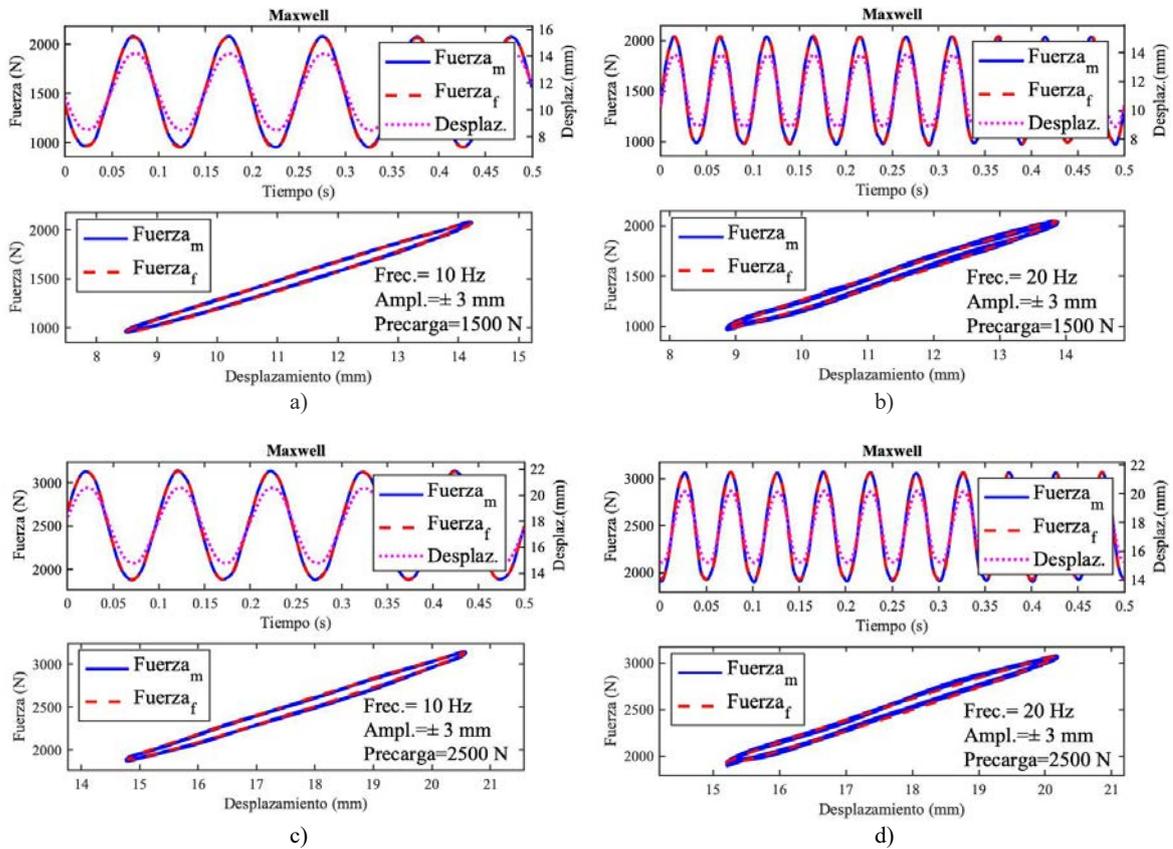


Figura 5-9. Ajuste del modelo de Maxwell con los datos del ensayo en banco. Neumático 205/65 R15, (1,8 bar).

(a) Frecuencia 10 Hz, precarga 1500 N. (b) Frecuencia 20 Hz, precarga 1500 N.
 (c) Frecuencia 10 Hz, precarga 2500 N. (d) Frecuencia 20 Hz, precarga 2500 N.

Precarga [N]	Frecuencia [Hz]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]	Error [N ²]
1500	1	151227	37702	13997	97.09
1500	5	151227	45478	3522	259.92
1500	10	151227	52243	2195	187.52
1500	15	151227	55121	1626	326.39
1500	20	151227	67822	2087	182.83
2500	1	169325	39176	12106	255.29
2500	5	169325	46645	3191	196.68
2500	10	169325	53174	2104	286.88
2500	15	169325	61106	1752	292.01
2500	20	169325	69257	1739	636.43
3500	1	182145	45079	14419	215.20
3500	5	182145	53883	3847	281.20
3500	10	182145	60637	2358	213.05
3500	15	182145	68918	1862	453.29
3500	20	182145	79737	2365	404.78

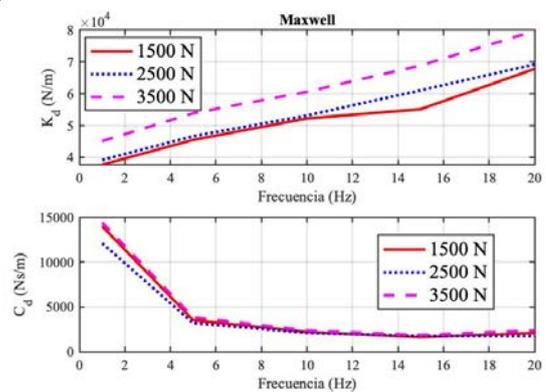


Figura 5-10. Tabla de resultados utilizando el modelo de Maxwell para neumático 205/65 R15, (1,8 bar).

Gráficas de rigidez dinámica y de amortiguamiento en función de la precarga y de la frecuencia.

El modelo de Bouc se utiliza para reproducir el comportamiento de histéresis. Para ello se requieren cuatro parámetros adicionales; según las ecuaciones (5-4) y (5-5). En la figura 5-11, se muestra un ejemplo de gráfica resultados y en la figura 5-12, la tabla con los valores obtenidos de los parámetros para la precarga de 2500 N.

Se consiguen también buenos resultados, con menor error en los ajustes que en los dos casos anteriores, pero a costa de una mayor complejidad.

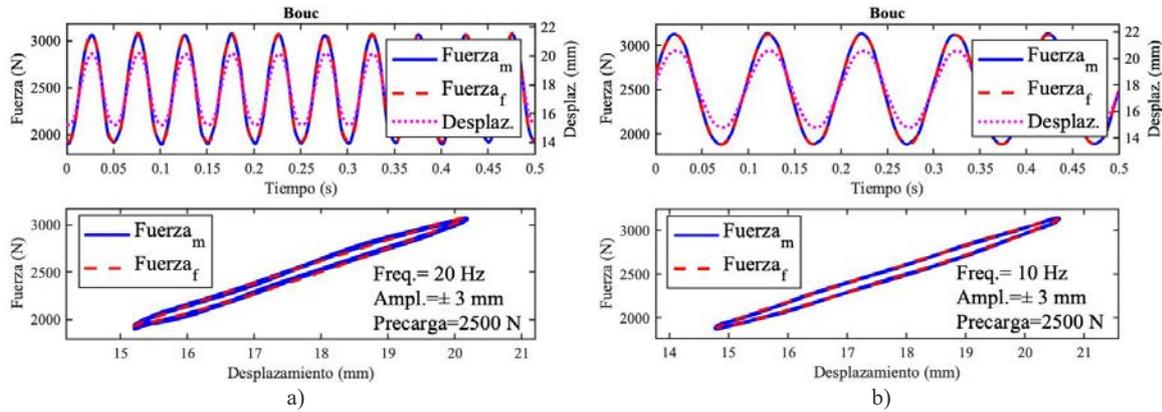


Figura 5-11. Ajuste del modelo de Bouc con los datos del ensayo en banco. Neumático 205/65 R15, (1,8 bar). (a) Frecuencia 10 Hz, precarga 2500 N. (b) Frecuencia 20 Hz, precarga 2500 N.

Precarga [N]	Frecuencia [Hz]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]	α	A	γ	μ	Error [N ²]
2500	1	169325	31750	2545	9	-11	60	1000	15.15
2500	5	169325	40438	598	-33	113	81	829	12.23
2500	10	169325	45652	324	51	-26	200	11	52.18
2500	15	169325	38757	218	237	103	38	671	108.22
2500	20	169325	55728	158	176	78	143	697	262.27

Figura 5-12. Tabla de resultados utilizando el modelo de Bouc para neumático 205/65 R15, (1,8 bar).

Si se estudia el efecto de la variación de la presión de inflado de los neumáticos, con los tres modelos se obtienen resultados similares. Con el aumento de la presión, los valores de la rigidez dinámica disminuyen proporcionalmente y los valores de amortiguamiento se mantienen en el mismo orden de magnitud. En las figuras 5-13 y 5-14 se muestra un ejemplo de ello para los modelos de Kelvin-Voigt y de Maxwell con la precarga de 3500N.

Precarga [N]	Frecuencia. [Hz]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]
3500	1	182145	36111	2826	210282	32040	2797
3500	5	182145	45772	657	210282	41475	653
3500	10	182145	52015	362	210282	48035	394
3500	15	182145	59391	253	210282	55319	252
3500	20	182145	71370	184	210282	66835	189

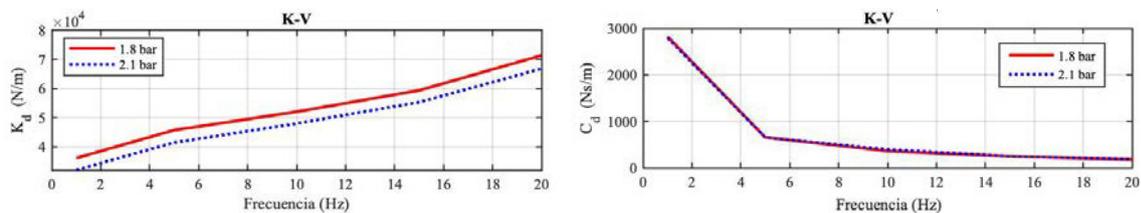


Figura 5-13. Modelo de Kelvin-Voigt. Neumático 205/65 R15. (1,8 y 2,1 bar). Gráficas comparativas de la variación de la rigidez y del amortiguamiento dinámico en función de la frecuencia.

Precarga [N]	Frecuencia [Hz]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]
3500	1	182145	45079	14419	210282	42119	12164
3500	5	182145	53883	3847	210282	51712	3468
3500	10	182145	60637	2358	210282	59884	1986
3500	15	182145	68918	1862	210282	65702	1838
3500	20	182145	79737	2365	210282	74730	1802

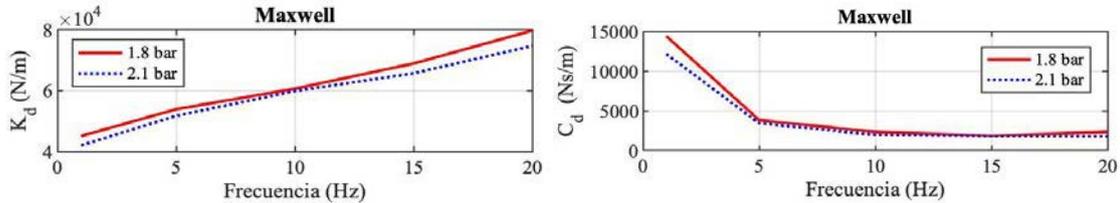


Figura 5-14. Modelo de Maxwell. Neumático 205/65 R15. (1,8 y 2,1 bar). Gráficas comparativas de la variación de la rigidez y del amortiguamiento dinámico en función de la frecuencia.

- **Neumático de motocicleta 90/58 R17.**

Los ensayos se han realizado con una excitación de amplitud ± 2 mm; a frecuencias de 1, 5, 10, 15 y 20 Hz; y en condiciones de precarga de 500, 1000 y 1500 N. Presión de inflado de 1,9 bar.

Se obtienen comportamientos similares a los del neumático de turismo, a pesar de ser muy diferentes en todos los aspectos. Se muestran los resultados únicamente para los modelos de Kelvin-Voigt, figuras 5-15 y 5-16 y de Maxwell, figuras 5-17 y 5-18.

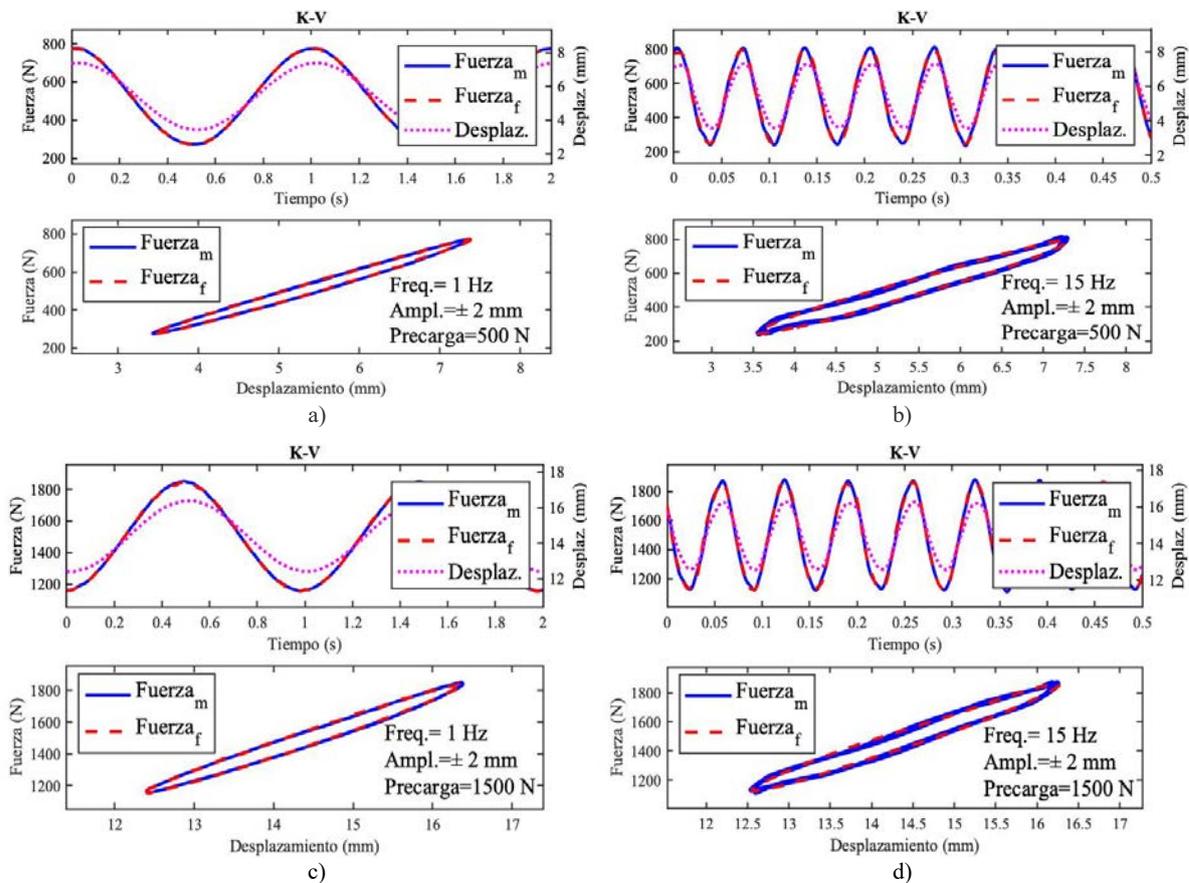


Figura 5-15. Ajuste del modelo de Kelvin-Voigt con los datos del ensayo en banco. Neumático 90/58 R17 (1,9 bar).

(a) Frecuencia 1 Hz, precarga 500 N. (b) Frecuencia 15 Hz, precarga 500 N.
 (c) Frecuencia 1 Hz, precarga 1500 N. (d) Frecuencia 15 Hz, precarga 1500 N.

Precarga [N]	Frecuencia [Hz]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]	Error [N ²]
500	1	101570	21448	2188	6.18
500	5	101570	32100	663	8.30
500	10	101570	36700	366	51.31
500	15	101570	39927	284	155.00
500	20	101570	44430	153	160.12
1000	1	120470	32749	3513	23.95
1000	5	120470	44296	869	43.83
1000	10	120470	50937	361	95.49
1000	15	120470	54038	293	220.46
1000	20	120470	57646	265	213.81
1500	1	142950	35086	3935	19.44
1500	5	142950	49827	941	27.27
1500	10	142950	55839	505	75.05
1500	15	142950	60633	360	200.92
1500	20	142950	65188	306	228.33

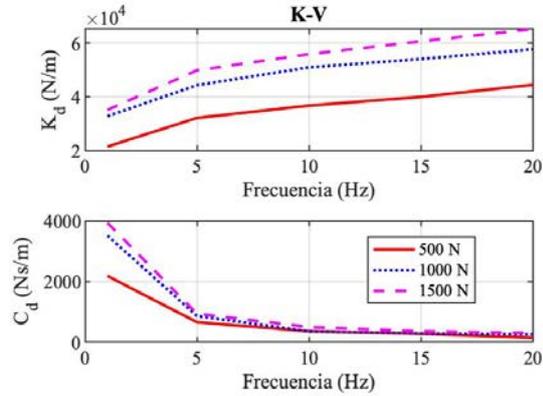


Figura 5-16. Tabla de resultados utilizando el modelo de Kelvin-Voigt para neumático 90/58 R17, (1,9 bar). Gráficas de rigidez dinámica y de amortiguamiento en función de la precarga y de la frecuencia.

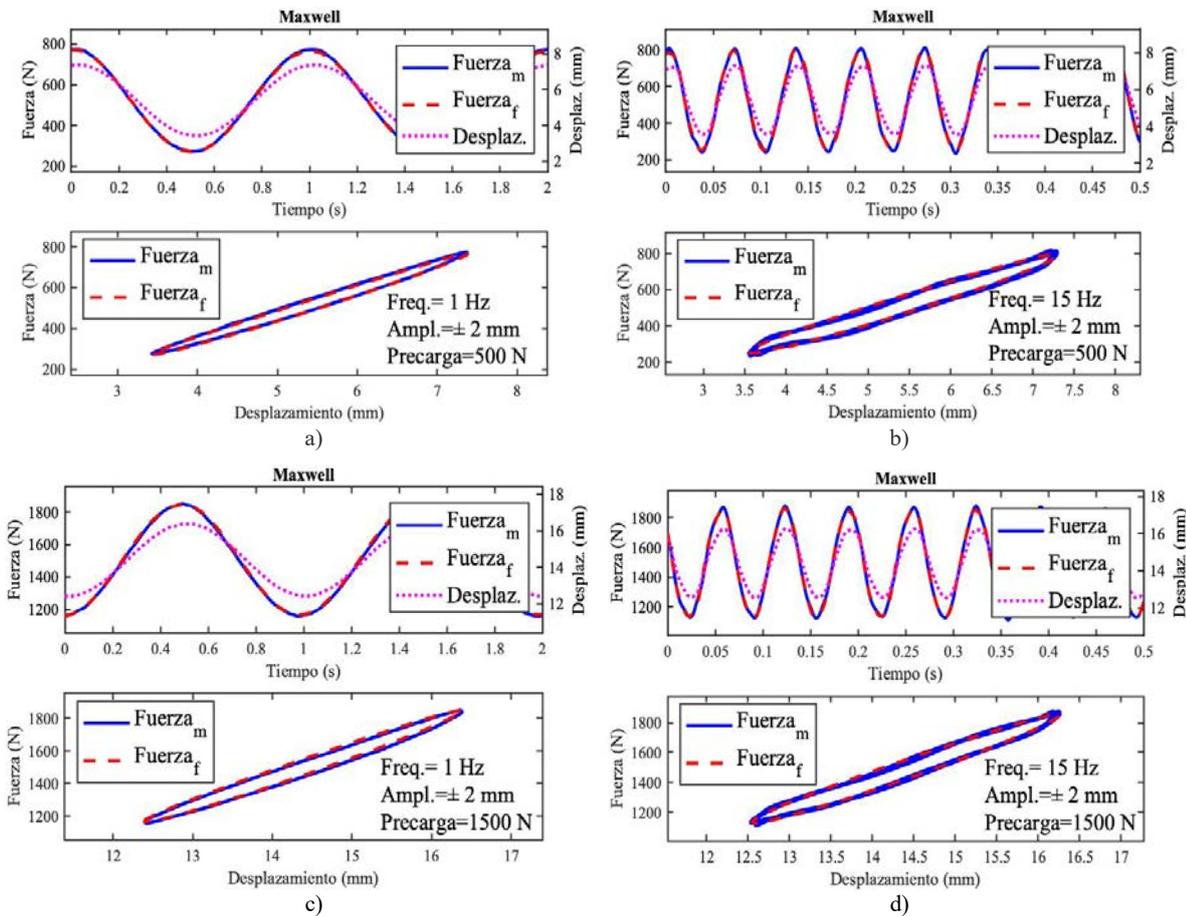


Figura 5-17. Ajuste del modelo de Maxwell con los datos del ensayo en banco. Neumático 90/58 R17, (1,9 bar).
 (a) Frecuencia 1 Hz, precarga 500 N. (b) Frecuencia 15 Hz, precarga 500 N.
 (c) Frecuencia 1 Hz, precarga 1500 N. (d) Frecuencia 15 Hz, precarga 1500 N.

Precarga [N]	Frecuencia [Hz]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]	Error [N ²]
500	1	101570	29211	7175	92.16
500	5	101570	44432	2209	165.45
500	10	101570	50254	1342	93.2
500	15	101570	57737	966	222.27
500	20	101570	52119	1062	260.11
1000	1	120470	49016	11591	149.35
1000	5	120470	60918	3228	137.92
1000	10	120470	59601	2209	352.86
1000	15	120470	68769	1577	256.71
1000	20	120470	77578	1203	256.56
1500	1	142950	52457	11769	305.26
1500	5	142950	65351	3558	470.13
1500	10	142950	74117	2271	193.30
1500	15	142950	80090	1629	147.11
1500	20	142950	88904	1327	310.10

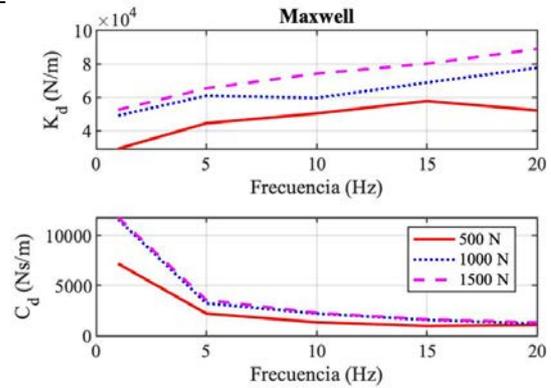


Figura 5-18. Tabla de resultados utilizando el modelo de Maxwell para neumático 90/58 R17, (1,9 bar). Gráficas de rigidez dinámica y de amortiguamiento en función de la precarga y de la frecuencia.

5.2.3. Análisis de resultados.

En las gráficas comparativas de resultados del apartado anterior se puede observar que los tres modelos reproducen adecuadamente el comportamiento obtenido en los ensayos experimentales. El grado de ajuste con el modelo de Bouc es mejor, pero el coste computacional y la complejidad para obtener los seis parámetros del modelo no compensan la mejora de los resultados en estudios como el que se realiza en este trabajo.

Los modelos de Kelvin-Voigt y de Maxwell obtienen también buenos ajustes utilizando solamente una rigidez estática, una dinámica y un amortiguamiento; éstos dos últimos parámetros en función de la frecuencia. Pero como se puede apreciar en las tablas de las figuras 5-8, 5-10, 5-16 y 5-18, los resultados obtenidos para los dos parámetros dinámicos se mueven en un rango de valores muy amplio. Son muy sensibles a la frecuencia de ensayo, con variaciones significativas en función de ellas. Esta alta variabilidad se mantiene para el caso del neumático 205/65 R15, con presión de inflado de 2,1 bar y carga de 3500 N, tablas de las figuras 5-13 y 5-14; por lo que los parámetros resultan difíciles de estimar y de obtener en las condiciones de ensayo de los bancos de placas de vehículo completo. Esta circunstancia dificulta conseguir el objetivo principal, que es caracterizar la curva del amortiguador. Estos coeficientes a lo sumo se obtendrían a las frecuencias cercanas a las de resonancia de la masa semisuspendida y no sería posible, en principio, extrapolar dichos resultados a todo el rango de trabajo del sistema de suspensión.

Pero si se estudian las ecuaciones del modelo de Maxwell, se observa que al incorporar la rigidez dinámica en serie con el amortiguamiento para caracterizar el comportamiento viscoelástico del neumático, existe una dependencia directa entre los dos parámetros, ecuación (5-3). Si se analiza esta ecuación desde el punto de vista de su utilización con los datos obtenidos en un banco de pruebas y se desarrolla en diferencias finitas adaptadas a la frecuencia de muestreo de los ensayos; agrupando los términos se obtiene la siguiente expresión para la fuerza viscoelástica:

$$f_v(t) = C\gamma \cdot (\dot{x}_t - \dot{x}_r) + \vartheta \cdot f_v(t - 1) \quad (5-6)$$

Donde:
$$C\gamma = \frac{C_d}{1+\gamma} \quad \vartheta = \frac{\gamma}{1+\gamma} \quad \gamma = \frac{C_d}{K_d \Delta t} \quad (5-7)$$

En las figuras 5-19 y 5-20 se muestran las tablas de resultados del modelo de Maxwell para los dos neumáticos estudiados, ampliadas con los coeficientes viscoelásticos (5-7) de la ecuación (5-6) y para la frecuencia de adquisición de los datos de los ensayos de los neumáticos en el banco (1 kHz).

En las gráficas de la figura 5-21 se representan la variación de estos coeficientes en función de la frecuencia de excitación y de la precarga y en la figura 5-22, para el neumático 205/65 R15 en condiciones similares a las de los ensayos en banco de placas, carga de 3500 N y presión de inflado de 2,1 bar.

Precarga [N]	Frecuencia [Hz]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]	γ	$C\gamma$ [Ns/m]	ϑ
1500	1	151227	37702	13997	371	37.6	0.9973
1500	5	151227	45478	3522	77.4	44.9	0.9873
1500	10	151227	52243	2195	42.0	51.0	0.9767
1500	15	151227	55121	1626	29.5	37.8	0.9672
1500	20	151227	67822	2087	30.8	65.7	0.9685
2500	1	169325	39176	12106	309	39.0	0.9968
2500	5	169325	46645	3191	68.4	46.0	0.9856
2500	10	169325	53174	2104	39.6	51.9	0.9753
2500	15	169325	61106	1752	28.7	59.0	0.9663
2500	20	169325	69257	1739	25.1	66.6	0.9617
3500	1	182145	45079	14419	320	44.9	0.9969
3500	5	182145	53883	3847	71.4	53.1	0.9862
3500	10	182145	60637	2358	38.9	59.1	0.9749
3500	15	182145	68918	1862	27.0	66.5	0.9643
3500	20	182145	79737	2365	29.7	77.1	0.9674

Figura 5-19. Neumático 205/65 R15. (1,8 bar).Tabla de resultados ampliada con los coeficientes viscoelásticos del modelo de Maxwell.

Precarga [N]	Frecuencia [Hz]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]	γ	$C\gamma$ [Ns/m]	ϑ
500	1	101570	29211	7175	246	29.1	0.9959
500	5	101570	44432	2209	49.7	43.6	0.9803
500	10	101570	50254	1342	26.7	48.4	0.9639
500	15	101570	57737	966	16.7	54.5	0.9436
500	20	101570	52119	1062	20.4	49.7	0.9532
1000	1	120470	49016	11591	236.5	48.8	0.9958
1000	5	120470	60918	3228	53.0	59.8	0.9815
1000	10	120470	59601	2209	37.1	58	0.9737
1000	15	120470	68769	1577	22.9	65.9	0.9582
1000	20	120470	77578	1203	15.5	72.9	0.9394
1500	1	142950	52457	11769	224.4	52.2	0.9956
1500	5	142950	65351	3558	54.4	64.2	0.9823
1500	10	142950	74117	2271	30.6	71.8	0.9684
1500	15	142950	80090	1629	20.3	76.4	0.9545
1500	20	142950	88904	1327	14.9	83.3	0.9372

Figura 5-20. Neumático 90/58 R17. (1,9 bar). Tabla de resultados ampliada con los coeficientes viscoelásticos del modelo de Maxwell.

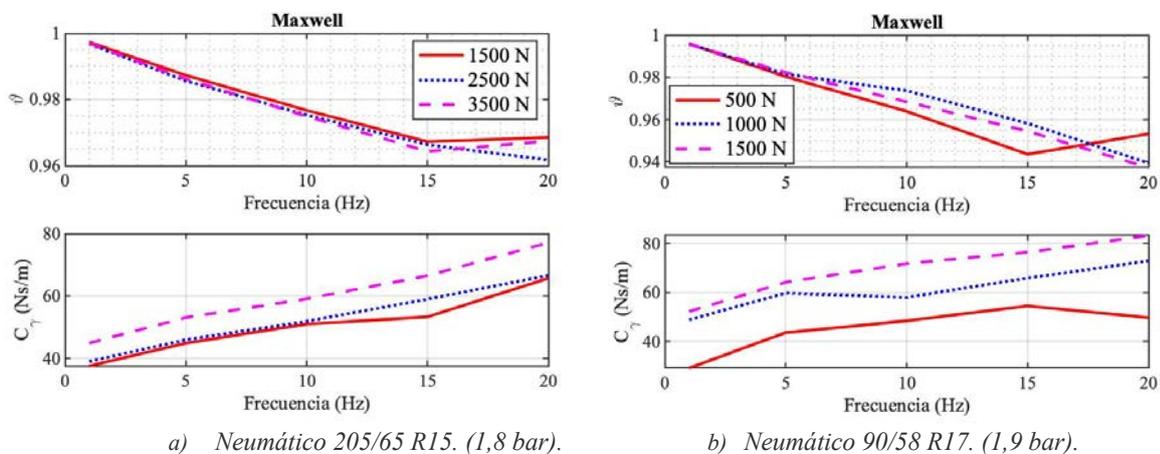


Figura 5-21. Gráficas comparativas de la variación de los coeficientes viscoelásticos en función de la precarga y de la frecuencia para los dos neumáticos estudiados.

Precarga [N]	Frecuencia [Hz]	K_s [N/m]	K_d [N/m]	C_d [Ns/m]	γ	C_γ [Ns/m]	ϑ
3500	1	210282	42119	12164	289	41.9	0.9965
3500	5	210282	51712	3468	67.1	50.9	0.9853
3500	10	210282	59884	1986	33.2	58.1	0.9708
3500	15	210282	65702	1838	28.0	63.4	0.9655
3500	20	210282	74730	1802	24.1	71.8	0.9601

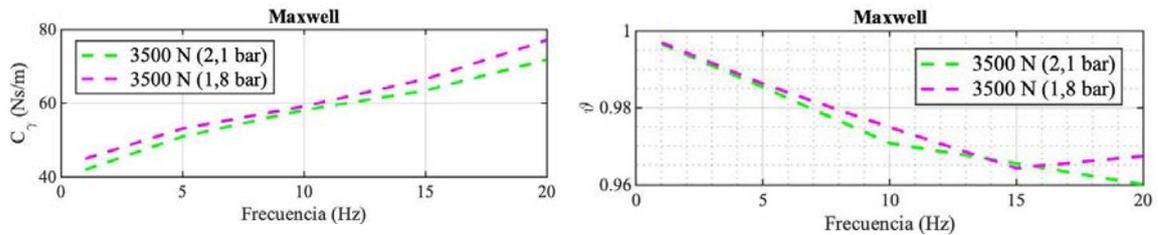


Figura 5-22. Neumático 205/65 R15. (2,1 bar). Tabla de resultados para la precarga de 3500 N ampliada con los coeficientes viscoelásticos del modelo de Maxwell. Gráficas comparativas de la variación de C_γ y ϑ en función de la presión de inflado.

Analizando las gráficas anteriores, se puede observar que los valores de estos dos coeficientes varían en intervalos muy similares en los dos neumáticos, a pesar de ser geométrica y constructivamente muy distintos. Además, y a diferencia de los parámetros K_d y C_d , se mantienen en un rango muy limitado frente a las variaciones de la frecuencia, de la carga y de la presión de inflado. Especialmente C_γ , con valores de amortiguamiento muy bajos, lo que permite identificar un valor constante con la frecuencia sin afectar significativamente al error en la estimación de la fuerza.

De igual modo se podría fijar el coeficiente ϑ , ya que a diferencia de los parámetros del modelo de Kelvin-Voigt, un valor constante de estos dos coeficientes no implica considerar que el comportamiento del neumático es independiente de la frecuencia. Si se observa la ecuación (5-6), la fuerza en el neumático debido al efecto viscoelástico es función de dicha fuerza en el instante anterior, disminuyendo por tanto progresivamente a mayor o menor velocidad en función del valor de ϑ . A medida que aumenta la frecuencia de excitación, aumenta la velocidad de deformación y disminuye el periodo de la vibración; por lo que además de incrementarse la fuerza necesaria para deformar el neumático, disminuye el tiempo disponible para que dicha fuerza se disipe, aumentando la pendiente de la gráfica fuerza-deformación. Este comportamiento permite seguir modelando el efecto de variación de la rigidez dinámica en función de la frecuencia que muestran las gráficas de ensayo en banco de las figuras 5-4 y 5-5, aunque los valores de los dos coeficientes sean constantes.

5.2.4. Conclusiones.

Para la identificación de la curva de amortiguador se utilizó en el capítulo cuatro un modelo de Kelvin-Voigt con dos parámetros constantes, una rigidez estática conocida y un amortiguamiento a estimar, con resultados que no fueron satisfactorios. Esta simplificación es la más frecuente en bibliografía, ya que la mayoría de las investigaciones sobre algoritmos de control en estudios de dinámica vertical para sistemas activos y semiactivos de suspensiones no tienen en cuenta el amortiguamiento del neumático [5-20]-[5-23]; o a lo sumo utilizan coeficientes constantes de un valor bajo. [5-24]-[5-26]. Pero como se ha visto en este estudio, tanto la rigidez como la amortiguación varían con la frecuencia de excitación. Por lo tanto, utilizar estos modelos de comportamiento excesivamente simplificados puede llevar a resultados en la configuración de los elementos de la suspensión inapropiados. [5-14], [5-27], [5-28]. Ni siquiera la rigidez estática puede ser modelada en todas las ocasiones como un parámetro constante.

Como consecuencia del análisis realizado, se propone utilizar para la obtención de la curva del amortiguador y para la identificación de los parámetros de la suspensión un modelo vertical de neumático basado en el del comportamiento viscoelástico de Maxwell; con una rigidez estática no lineal y dos coeficientes, C_γ y ϑ , que caracterizan la variación de la fuerza de deformación en función de la frecuencia de excitación. Ecuaciones (5-2), (5-6) y (5-7).

Con el objetivo de validar el modelo vertical de neumático propuesto para las simulaciones dinámicas de sistemas de suspensión, se ha ensayado un conjunto de dos grados de libertad en el banco desarrollado en el marco de esta Tesis. Anexo I de esta memoria.

Se ha utilizado el neumático de motocicleta analizado en este capítulo, montado en una horquilla y ésta fijada a una tija, con una masa suspendida asociada, deslizando sobre la guía del banco; como se puede ver en la fotografía de la figura 5-2.

En el siguiente capítulo se describen los ensayos y el procedimiento para la obtención de la curvas de amortiguación utilizando el modelo propuesto para el comportamiento vertical de neumático; así como el resultado del análisis de los desplazamientos de la masa suspendida y semisuspendida medidos experimentalmente en el banco, comparados con los resultados de la simulación para la misma excitación del sistema.

5.3. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [5-1] H. B. Pacejka and I.J. M. Besselink, “Magic Formula tyre model with transient properties,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, pp. 234-249, 1996.
- [5-2] M. Burckhardt. *Fahrwerktechnik: Radschlupf-Regelsysteme*. germany, Würzburg, Vogel Fachbuch. 1993.
- [5-3] G. Gim and P.E. Nikraves, “An analytical study of pneumatic tire dynamic properties,” Part 1-3, *Int. Journal of Vehicle Design*, Vol. 11:6, Jan. 1991.
- [5-4] P. Bayle, J.F. Forissier and S. A. Lafon, “New tyre model for vehicle dynamics simulations”. *Proc. of Automotive Technology International*, Vol. 93 pp. 193-198, 1993.
- [5-5] J. Lemaitre, *Handbook of materials behavior models*. Academic Press, Cambridge, MA, USA. 2001
- [5-6] A. Hackl, W. Hirschberg, C. Lex and C. Magele, “Parametrisation of a Maxwell model for transient tyre forces by means of an extended firefly algorithm,” *Advances in Mechanical Engineering*, Vol. 9, pp. 1-11, oct. 2016.
- [5-7] R. Brancati, S. Strano and F. Timpone, “An analytical model of dissipated viscous and hysteretic energy due to interaction forces in a pneumatic tire: Theory and experiments,” *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol 25, pp. 2785-2795, Oct. 2011.
- [5-8] L. Yongjie, Z. Juning, Y. Shaopu, L. and L. Zhenyu, “Study on improvement of LuGre dynamical model and its application in vehicle handling dynamics,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 33, pp. 545-558, Feb. 2019.
- [5-9] P. Zagelaar, “The dynamic response of tyres to brake torque variations and road unevennesses, PhD. Dissertation, TU DELFT, 1998.
- [5-10] M. Gipser, “FTire – the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 45, pp. 139-151, Jan. 2007.
- [5-11] M. Gipser, R. Hofer and P. Lugner, “Dynamical Tyre Forces Response to Road Unevennesses,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 27, pp. 94-108, 1997.
- [5-12] M. Matsubara, D. Tajiri, T. Ise and S. Kawamura, S. “Vibrational response analysis of tires using a three-dimensional flexible ring-based model,” *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 408, pp. 368-382, Nov. 2017.
- [5-13] F. Chengjian and G. Dihua, “Tire modeling for vertical properties including enveloping properties using experimental modal parameters,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 40:6, pp. 419-433, 2003

- [5-14] D. Maher and P. Young, P. “An insight into linear quarter car model accuracy,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 49, pp. 463-480, Mar. 2011.
- [5-15] D. M. Cuong, S. Sihong, D. V. Hung and N. T. Ngoc, “Study on the vertical stiffness and damping coefficient of tractor tire using semi-empirical model,” *Journal of Science*, Vol. 83, pp. 5-15, Oct. 2013.
- [5-16] R. K. Taylor, L. L. Bashford and M. D. Schrock, “Methods for measuring vertical tire stiffness,” *Trans. of American Society of Agricultural Engineers*, Vol. 43, pp. 1415-1419, Nov. 2000.
- [5-17] Y. Yang, L. Jianchun, L. Yancheng, L. Shaoqi, L. Huan, and W. Weiqiang, “Comparative investigation of phenomenological modeling for hysteresis responses of magnetorheological elastomer devices,” *Int. J. Molecular Science*, Vol. 20, Jun. 2019.
- [5-18] H. Banks, S. Hu and Z. Kenz, “A brief review of elasticity and viscoelasticity for solids,” *Advances in Applied Mathematics and Mechanics*, Vol 3, pp. 1-51, Feb. 2011.
- [5-19] P. Agarwalla and S. Mukhopadhyay, “Efficient Player Selection Strategy Based Diversified Particle Swarm Optimization Algorithm for Global Optimization”, *Information Sciences*. Vol. 397. Feb. 2017.
- [5-20] L. Changning, C. Long, Y. Xiaofeng, Z. Xiaoliang and Y. Yi, “General theory of skyhook control and its application to semi-active suspension control strategy design,” *IEEE Access*, Vol. 7, Jul. 2019.
- [5-21] Z. Q. Michael Y. H. Chen, L. Chanying and C. Guanrong, “Performance benefits of using inerter in semiactive suspensions,” *IEEE Trans. on Control Systems Technology*, Vol. 23, pp. 1571-1577, Jul. 2015
- [5-22] Z. Hao, H. Qianqian, Y. Huaicheng, Y. Fuwen and G. Ge, “Event-based distributed H_∞ filtering networks of 2-DOF quarter-car suspension systems,” *IEEE Trans. on Ind. Informatics*, Vol. 13, pp. 312-321, Feb. 2017.
- [5-23] G. Pepe, N. Roveri and A. Carcaterra, “Experimenting sensors network for innovative optimal control of car suspensions,” *Sensors*, Vol. 19, Jul. 2019.
- [5-24] H. Yingbo, N. Jing, W. Xing and G. Guanbin, “Approximation-free control for vehicle active suspensions with hydraulic actuator,” *IEEE Trans. on Industrial Electronics*, Vol. 65, pp. 7258-7267, Sept. 2018.
- [5-25] S. Y. Zhang, M. Zhu, Y. Li, J. Z. Jiang, R. Ficca, M. Czechowicz, R. Neilson, S. A. Neild and G. Herrmann, “Ride comfort enhancement for passenger vehicles using the structure-immittance approach,” *Vehicle System Dynamics*, Nov. 2019.
- [5-26] X. Wenping, L. Kangji, C. Qian and L. Guohai, “Mixed FTS/ H_∞ control of vehicle active suspensions with shock road disturbance,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 57, pp.841-854, Jun. 2018.
- [5-27] A. Huseyin and T. Semiha, “Influence of tire damping on multi-objective control of quarter-car suspensions,” *IEEE Int. Conf. on Industrial Technology*, Vina del Mar, Chile, Apr. 2010.
- [5-28] E. Carabias, J.J. Castillo, J.A. Cabrera, J.M. Velasco, J. Pérez, M. Alcázar, “Modeling of tire vertical behavior using a test bench”. *IEEE Access*, Vol. 8, 2020.

Metodología experimental para la identificación de parámetros de suspensión en vehículos automóviles.

Capítulo 6: IDENTIFICACIÓN DE PARÁMETROS NO LINEALES EN MODELOS DE SUSPENSIÓN.

6.1. INTRODUCCIÓN.

En las conclusiones del estudio desarrollado en el capítulo cuatro, para identificar las curvas de los amortiguadores sin desmontar, se proponía caracterizar el comportamiento dinámico vertical de los neumáticos en las condiciones de los ensayos en banco de vehículo completo. El objetivo era seleccionar un modelo que permitiera obtener dichas curvas, considerando tanto el grado de ajuste conseguido como la sencillez en la identificación de los parámetros que lo definen.

Del estudio experimental realizado en el capítulo cinco y analizadas las ventajas e inconvenientes de los tres modelos verticales de neumáticos más utilizados en dinámica vehicular, [6-1], se proponía la utilización del modelo viscoelástico de Maxwell, [6-2] y [6-3], adaptado al muestreo de los datos de medida de los ensayos experimentales en banco.

Los coeficientes que caracterizan el comportamiento viscoelástico del neumático en el modelo de Maxwell, ecuación (6-4), varían con la frecuencia de excitación; pero si se trabaja con valores constantes para todo el rango de frecuencias, se simplifica significativamente el procedimiento para la identificación de las curvas de amortiguación y también del resto de parámetros de la suspensión. Se facilitarían las simulaciones dinámicas de sistemas de suspensión y por extensión, las simulaciones de vehículo completo en maniobras comprometidas con la seguridad.

En este capítulo se realiza la validación de este modelo utilizando coeficientes constantes y por consiguiente, su adecuación para obtener la curva característica del amortiguador.

En el punto 6.2, utilizando el banco de ensayo desarrollado en el ámbito de este proyecto de investigación (anexo I), se describe la validación experimental del modelo de neumático sobre un conjunto de suspensión de dos grados de libertad, equivalente a un cuarto de vehículo. Figura 6-1.

En el apartado de análisis de resultados se muestran las gráficas de los desplazamientos de la masa suspendida y semisuspendida, comparando las medidas en el banco con los resultados de la simulación para la misma excitación del sistema.

Para la identificación de la curva del amortiguador se ha utilizado un algoritmo de búsqueda de evolución diferencial, que considera también los parámetros del modelo viscoelástico del neumático. [6-3]-[6-6].

En el punto 6.3, se han aplicado a los ensayos de vehículo sobre banco de placas las conclusiones obtenidas en el punto anterior, en cuanto a la sistemática y a la metodología de trabajo.

Se ha utilizado un modelo de suspensión por eje para la obtención rápida de la curva del amortiguador evaluando el equilibrio de fuerzas en masas semisuspendidas; y un modelo de vehículo completo para una mejor caracterización de dicha curva y para la identificación del resto de los parámetros.

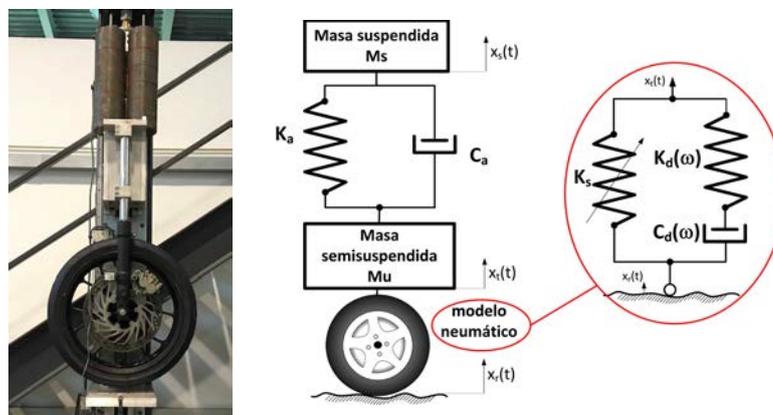


Figura 6-1. Modelo dinámico de 2 GDL. [6-1]. Fotografía del conjunto de suspensión en banco de ensayo.

6.2. ALGORITMO DE BÚSQUEDA EN MODELOS DE CUARTO DE VEHÍCULO.

Para la validación del modelo vertical de neumático propuesto se ha utilizado un modelo de suspensión de cuarto de vehículo de dos grados de libertad, figura 6-1; que se define según las siguientes ecuaciones:

$$M_s \cdot \ddot{x}_s + C_a \cdot (\dot{x}_s - \dot{x}_t) + K_a \cdot (x_s - x_t) = 0 \quad (6-1)$$

$$M_u \cdot \ddot{x}_t - C_a \cdot (\dot{x}_s - \dot{x}_t) - K_a \cdot (x_s - x_t) + f(t) = 0 \quad (6-2)$$

Siendo: $f(t) = K_s \cdot (x_t - x_r) + f_v(t) \quad (6-3)$

$$f_v(t) = C\gamma \cdot (\dot{x}_t - \dot{x}_r) + \vartheta \cdot f_v(t - 1) \quad (6-4)$$

$$C\gamma = \frac{c_d}{1+\gamma} \quad \vartheta = \frac{\gamma}{1+\gamma} \quad \gamma = \frac{c_d}{K_a \Delta t}$$

Una vez planteadas las ecuaciones del modelo, el objetivo principal es obtener la curva de comportamiento del amortiguador C_a y el resto de parámetros de la suspensión. Aplicando una sistemática similar a la descrita en el capítulo cuatro, las herramientas de las que se dispone para conseguirlo son ensayos estáticos y dinámicos, como se describe a continuación:

Mediante los ensayos dinámicos en el banco de cuarto de vehículo, con excitación senoidal de frecuencia y amplitud controlada, se obtienen en cada instante de tiempo los desplazamientos x_s , x_t y x_r , y sus derivadas de velocidad y aceleración.

Los parámetros de las ecuaciones anteriores que pueden ser obtenidos con ensayos estáticos son: la curva de rigidez de la suspensión, K_a ; la curva de rigidez estática del neumático, K_s , y la masa total en báscula del conjunto, ($M_s + M_u = M \frac{1}{4}$). La masa semisuspendida, M_u , no es conocida, pero puede ser pre-estimada con poco error sin que afecte de forma significativa a los resultados, como se justifica en las conclusiones del estudio realizado en el capítulo cuatro.

Los coeficientes $C\gamma$ y ϑ , que modelan el comportamiento viscoelástico del neumático, ecuación (6-4), son en principio desconocidos, pero están acotados en un rango muy definido, como se describe en el análisis de resultados del capítulo cinco; lo que abre la posibilidad de poder ser pre-estimados, especialmente el parámetro de amortiguación $C\gamma$.

Para la identificación de la curva característica del amortiguador se utiliza un algoritmo de búsqueda, similar al empleado en el capítulo cinco, [6-3]-[6-4]. Este algoritmo de optimización se basa en los conocidos como algoritmos genéticos de evolución diferencial, [6-5]-[6-6]. Compara los resultados al resolver las ecuaciones de equilibrio del modelo para cada instante de tiempo con los resultados experimentales en banco de ensayo. El algoritmo busca la curva del amortiguador y los parámetros desconocidos del modelo evaluado que hacen mínimas las diferencias con el comportamiento real del sistema de suspensión cuando es excitado en las mismas condiciones de frecuencia y amplitud. Para ello es necesario definir adecuadamente las variables de búsqueda, los parámetros conocidos y la función objetivo a minimizar.

En cuanto a los coeficientes necesarios para modelar la curva de amortiguación, en este trabajo se ha identificado la velocidad máxima y mínima que se alcanza en el amortiguador en los ensayos en banco y se ha dividido este rango de velocidades entre un número elevado de tramos para poder caracterizar en detalle el comportamiento no lineal, tanto en extensión como en compresión.

Se han fijado veinte posiciones de velocidad, obteniéndose la fuerza del amortiguador en cada una de ellas. De esta forma se identifican veinte puntos de la curva de fuerza-velocidad, que definen los valores $\{C_a^1 \dots C_a^{20}\}$ del vector de variables de búsqueda, $\chi = \{M_s, M_u, C\gamma, \vartheta, C_a^1 \dots, C_a^{20}\}$. Figura 6-2.

Una vez identificados los puntos, los valores de fuerza asociados a velocidades intermedias se obtienen mediante interpolación cúbica.

Como se ha indicado anteriormente, tanto M_u como $C\gamma$ y ϑ se pueden pre-estimar. Por este motivo, el algoritmo se ha configurado para permitir acotar estos valores en un rango definido, lo que facilita su búsqueda y la de la curva del amortiguador.

El problema a resolver por el algoritmo se puede esquematizar según la figura 6-2 y se puede expresar matemáticamente de la siguiente forma:

$$f_1(\chi, \tau_i) \equiv \chi(1) \cdot \ddot{x}_s(\tau_i) + \chi(5..25) \cdot v_i + K_a \cdot \zeta_i = 0 \quad (6-6)$$

$$f_2(\chi, \tau_i) \equiv \chi(2) \cdot \ddot{x}_t(\tau_i) - \chi(5..25) \cdot v_i - K_a \cdot \zeta_i + f_v(\chi(3), \chi(4), \tau_i) + K_s \cdot \zeta_i = 0 \quad (6-7)$$

Donde:

$$\begin{aligned} \chi &= \{M_s, M_u, C_\gamma, \vartheta, C_a^1, \dots, C_a^{20}\} \\ v_i &= \dot{x}_s(\tau_i) - \dot{x}_t(\tau_i) \\ \zeta_i &= x_s(\tau_i) - x_t(\tau_i) \\ \zeta_i &= x_t(\tau_i) - x_r(\tau_i) \\ \tau_i &= t_o + i \cdot \Delta t \end{aligned} \quad (6-8)$$

Las ecuaciones anteriores son las de equilibrio del modelo de dos grados de libertad, ecuaciones (6-1), (6-2) y (6-3), planteadas en función de los parámetros conocidos y de los parámetros a estimar.

El criterio de búsqueda del algoritmo es minimizar el error cuadrático medio de la función objetivo, que son las ecuaciones de equilibrio de fuerzas del modelo:

$$\begin{aligned} \min \left[\sum_{i=0}^{ndatos} \frac{\sqrt{f_1(\chi, \tau_i)^2 + f_2(\chi, \tau_i)^2}}{ndatos} \right] \\ \chi(1) + \chi(2) = M_{1/4} \end{aligned} \quad (6-9)$$

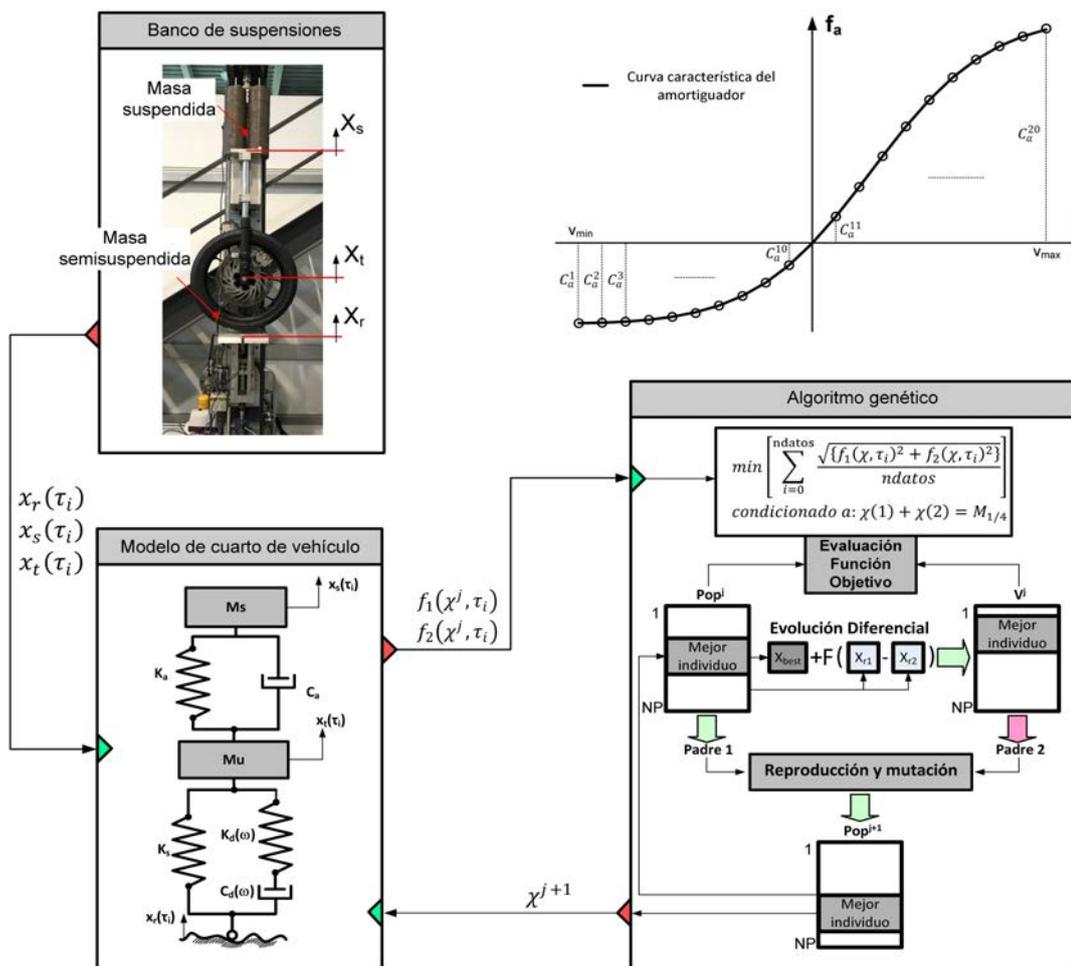


Figura 6-2. Esquema de la metodología para la estimación de la curva del amortiguador y de los parámetros de la suspensión.

6.2.1. Aplicación en banco de ensayo a un conjunto de suspensión con dos grados de libertad.

Para las medidas experimentales se ha utilizado la suspensión delantera de una motocicleta, con las barras de la horquilla fijadas a un utillaje con rodamientos lineales de alto rendimiento deslizando sobre la guía del banco. Fotografía de la figura 6-1.

Se ha montado el neumático de dimensiones 90/58 R17, analizado en el estudio de modelos de comportamiento desarrollado en el capítulo cinco. La presión de inflado se fija para todos los ensayos en 1,9 bar.

Pesando el conjunto en vacío se obtiene una masa de 37,85 kg. Se ha añadido una masa de 71,45 kg para que tanto neumático como suspensión trabajen en condiciones de carga reales.

La masa semisuspendida se estima en 15 ± 1 kg.

En las condiciones descritas y sin desmontar ninguno de los componentes, se realizan los ensayos estáticos para determinar la rigidez del neumático y de la horquilla. Las deformaciones en estos elementos de la suspensión debidos a la carga de compresión se obtienen con los desplazamientos relativos entre las masas suspendida y semisuspendida. Para la medida de los desplazamientos se han utilizado los mismos sensores láser que en el banco de placas de vehículo completo descrito en el capítulo cuatro.

La figura 6-3 muestra las curvas de fuerza-desplazamiento obtenidas a velocidad constante de 0,05 mm/s. También se representan sus curvas de ajuste. En la gráfica 1, de rigidez de la suspensión, se aprecia la precarga en la horquilla y la componente de rozamiento de las barras. En la gráfica 2, de rigidez estática del neumático, la curva de histéresis coincide con la ya obtenida en el capítulo cinco ensayando el neumático desmontado.

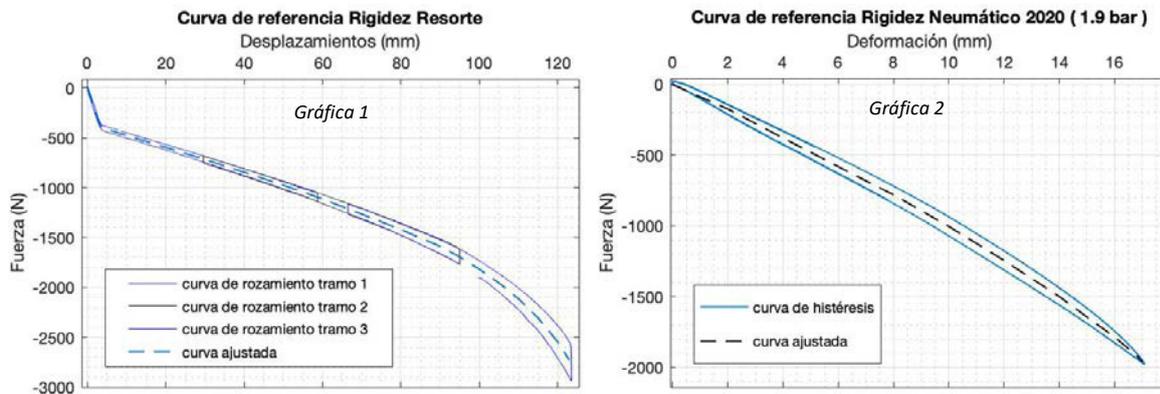


Figura 6-3. Curvas de rigidez de resorte, gráfica 1, y de rigidez estática del neumático, gráfica 2.

Tabla 6-1	K_a^1	K_a^2	K_a^3	K_a^4	K_a^5	K_a^6	K_a^7	K_a^8	K_a^9
Def.(mm)	0	3	3.5	4	10	30	50	60	70
Fza. (N)	0	-348.0	-387.6	-404.3	-477.1	-718.0	-975.2	-1115.0	-1266.5
	K_a^{10}	K_a^{11}	K_a^{12}	K_a^{13}	K_a^{14}	K_a^{15}	K_a^{16}	K_a^{17}	K_a^{18}
Def.(mm)	80	90	94.9	100	105	110	115	120	123
Fza. (N)	-1420.5	-1589.5	-1692.5	-1818.5	-1956.5	-2116.5	-2308	-2549	-2732

Tabla 6-2	K_s^1	K_s^2	K_s^3	K_s^4	K_s^5	K_s^6
Def.(mm)	0	2	4	6	8	10
Fza. (N)	0	-174.1	-378.4	-581.3	-780.2	-1003.3
	K_s^7	K_s^8	K_s^9	K_s^{10}	K_s^{11}	K_s^{12}
Def.(mm)	12	14	16	16.818	16.91	17.094
Fza. (N)	-1243.7	-1499.0	-1785.5	-1919.2	-1939.7	-1978.5

Tablas 6-1 y 6-2. Vectores de rigidez de resorte, Tabla 1, y de rigidez estática del neumático, Tabla 2.

Las curvas de ajuste de las gráficas anteriores se definen como parámetros no lineales de rigidez de la suspensión, K_a y de rigidez estática del neumático, K_s ; mediante vectores de fuerza-desplazamiento caracterizados por dieciocho y doce puntos respectivamente: $K_a = \{K_a^1 \dots, K_a^{18}\}$ y $K_s = \{K_s^1 \dots, K_s^{12}\}$. Tablas 6-1 y 6-2. De igual modo que con el vector curva de amortiguación, C_a , los valores de fuerza asociados a deformaciones intermedias se obtienen mediante interpolación cúbica.

Los coeficientes que caracterizan el comportamiento viscoelástico del neumático, se estiman en los rangos definidos por los ensayos realizados en el capítulo cinco; tablas y gráficas de las figuras 5-19, 5-20 y 5-21.

$$C\gamma = 55 \pm 25 \text{ Ns/m} \quad \vartheta = 0,97 \pm 0,025 \quad (\text{Frecuencia de muestreo en los ensayos de } 1 \text{ kHz, } \Delta t = 1 \text{ ms}).$$

Los ensayos dinámicos en banco se han realizado con excitaciones senoidales de 0 a 20 Hz y de amplitud variable en función de la frecuencia, evitando la pérdida de contacto en la huella del neumático. A la frecuencia de resonancia de la masa semisuspendida la amplitud máxima posible es de ± 4 mm.

En la figura 6-4 se muestra un ejemplo de medidas en banco. En la gráfica 1, los desplazamientos relativos de la excitación y de las masas semisuspendida y suspendida. En las gráficas 2 y 3, la evolución de la deformación en la horquilla y en el neumático y sus velocidades asociadas respectivas.

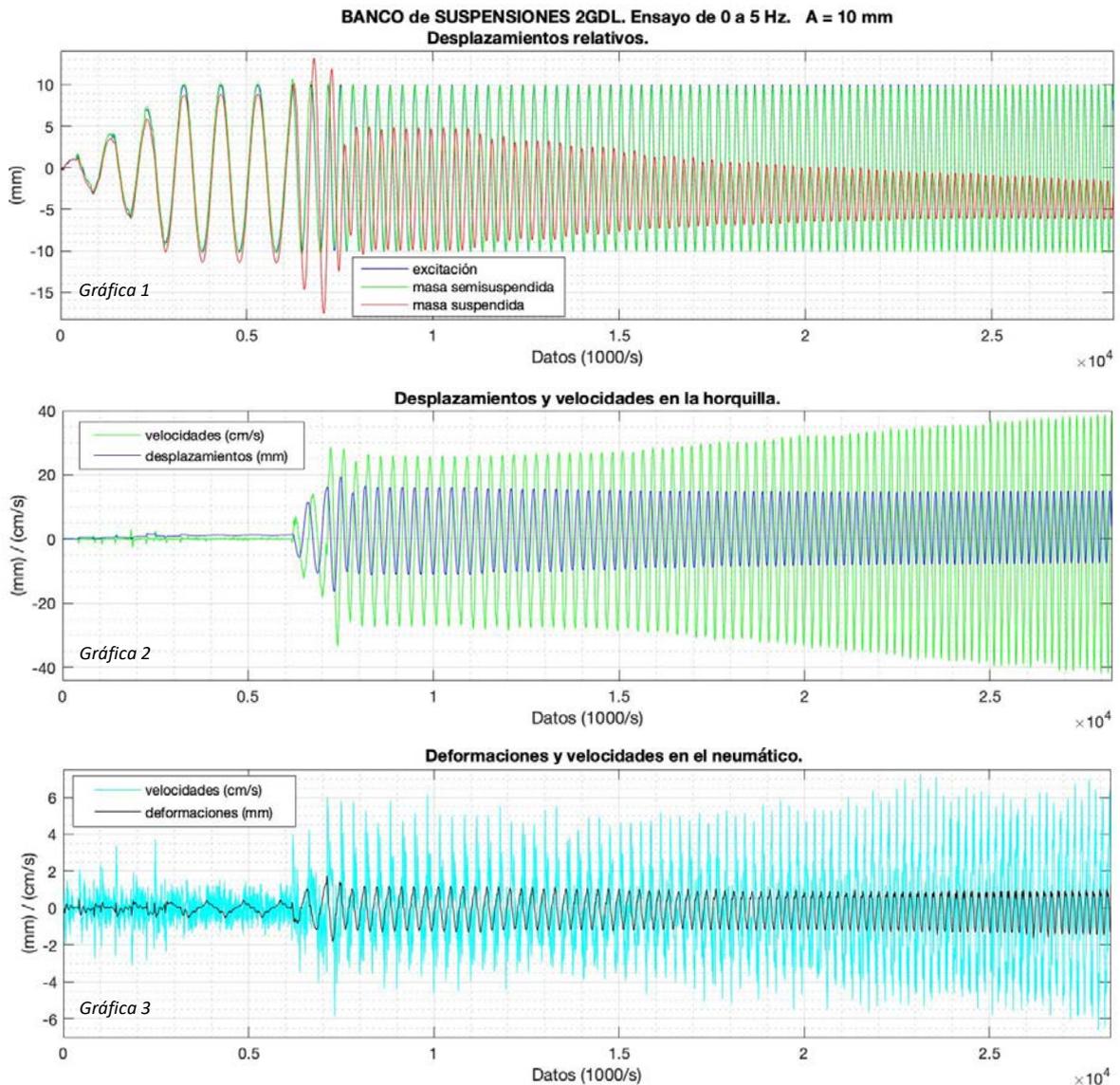


Figura 6-4. Ejemplo de ensayo en banco. Resultados de medida.

Con los datos obtenidos en los ensayos, el programa de búsqueda en cada iteración llama a la función objetivo para calcular el error en el equilibrio de fuerzas. Para minimizar dicha función el algoritmo utiliza la evolución de la población de individuos formada por el vector de variables. Para ello se ha configurado con los siguientes parámetros de control:

Parámetros del algoritmo	Descripción	Valor de configuración
NP	Número de individuos	70
F	Factor de cambio	1
CR	Factor de probabilidad de cruce	0.3
MR	Factor de mutación	0.5
Rango	Cambio en el factor de mutación	0.2
itermax	Número de iteraciones	3000

Tabla 6-3. Parámetros de configuración del algoritmo de búsqueda.

En la figura 6-5 se muestran tres gráficas con los resultados de la identificación de los parámetros de la suspensión trabajando con los datos de diferentes ensayos. Las curvas de amortiguación resultado se comparan con las curvas de comportamiento obtenidas en el banco ensayando desmontadas las barras de la horquilla. En la gráfica 1 se han utilizado los datos del ejemplo de la figura 6-4.

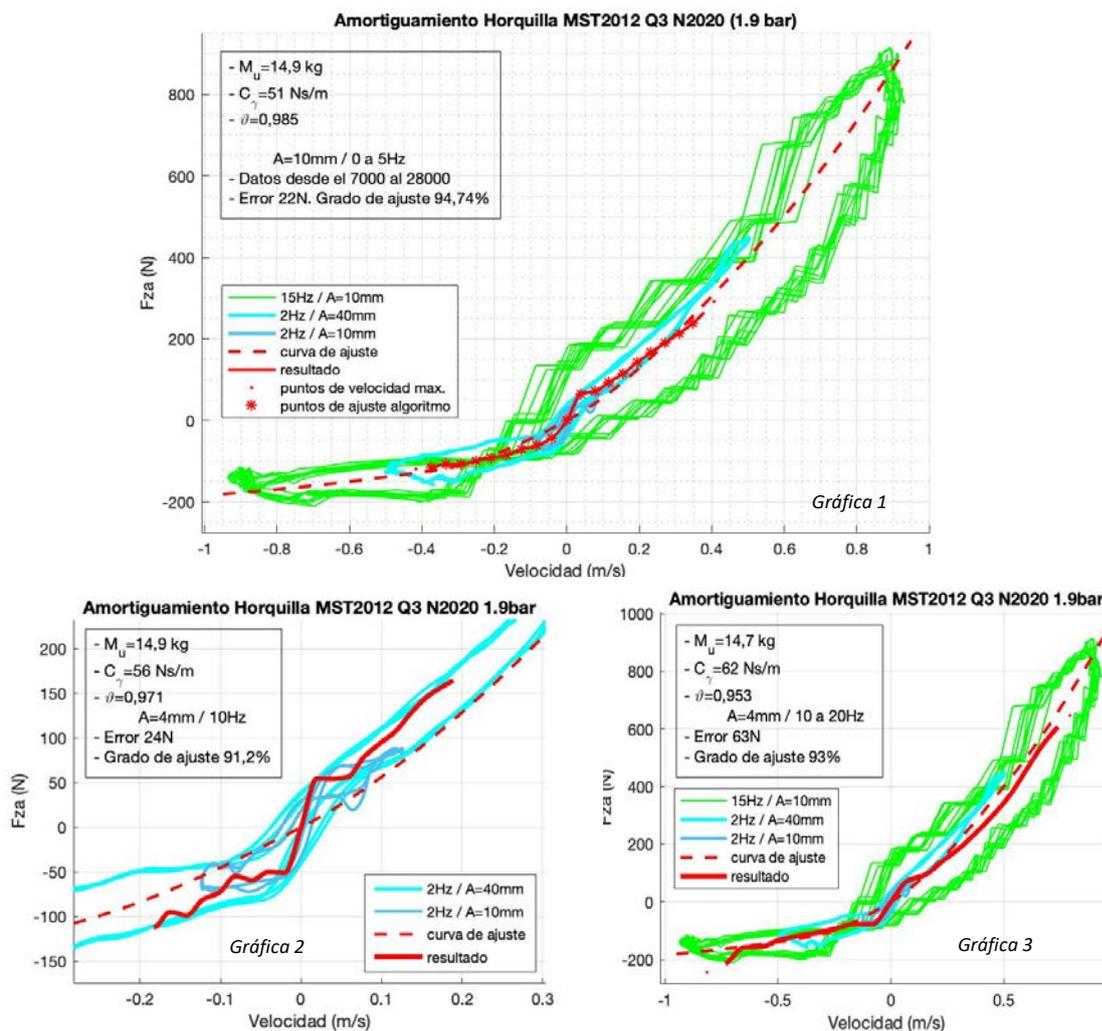


Figura 6-5. Resultados de búsqueda. Comparativa con las curvas del amortiguador.

6.2.2. Análisis y validación de resultados.

Las gráficas de la figura 6-5 muestran que con la sistemática definida para la identificación de los distintos parámetros se obtienen resultados que se ajustan adecuadamente al comportamiento del amortiguador para diferentes frecuencias de trabajo. En los tres ejemplos se puede apreciar que las curvas obtenidas incluso reproducen el rozamiento de las barras de la horquilla que se midió en los ensayos a baja velocidad (gráfica 1 de la figura 6-2) y que también se aprecia en las dos curvas del ensayo de la horquilla desmontada a la frecuencia de 2 Hz.

La combinación de frecuencia y amplitud de excitación es fundamental para caracterizar correctamente la curva de amortiguación en un rango significativo de velocidades. Aprovechando el potencial de cálculo del algoritmo de optimización y debido a la limitación que supone el riesgo de pérdida de contacto del neumático con la placa de excitación a la frecuencia de resonancia de la masa semisuspendida, los mejores resultados se obtienen realizando ensayos que combinen amplitudes grandes y frecuencias bajas, con ensayos a frecuencias altas y amplitudes bajas. De esta forma se obtienen gráficas como las de la figura 6-6.

Con la metodología descrita, los tiempos de cálculo para obtener los resultados de las gráficas de las figuras 6-5 y 6-6 son inferiores a los cuatro minutos. Se ha utilizado un equipo con procesador 2,3 GHz Intel Core i7 de cuatro núcleos, con memoria RAM de 8 GB 1600 MHz DDR3. Gráficos Intel HD Graphics 4000 1536 MB.

Se puede apreciar también en los resultados que con el modelo de neumático propuesto se obtienen con éxito las curvas del amortiguador con variaciones poco significativas de los parámetros viscoelásticos, lo que permite fijarlos en un valor constante para todo el rango de frecuencias.

La figura 6-6 muestra el resultado de búsqueda de la curva de amortiguación fijando éstos parámetros en el valor intermedio obtenido en el estudio de modelos de neumáticos del capítulo cinco, figura 5-21. El algoritmo ha trabajado combinando los datos de ensayos a diferentes amplitudes y frecuencias de excitación, buscándose el máximo rango de velocidades en el amortiguador.

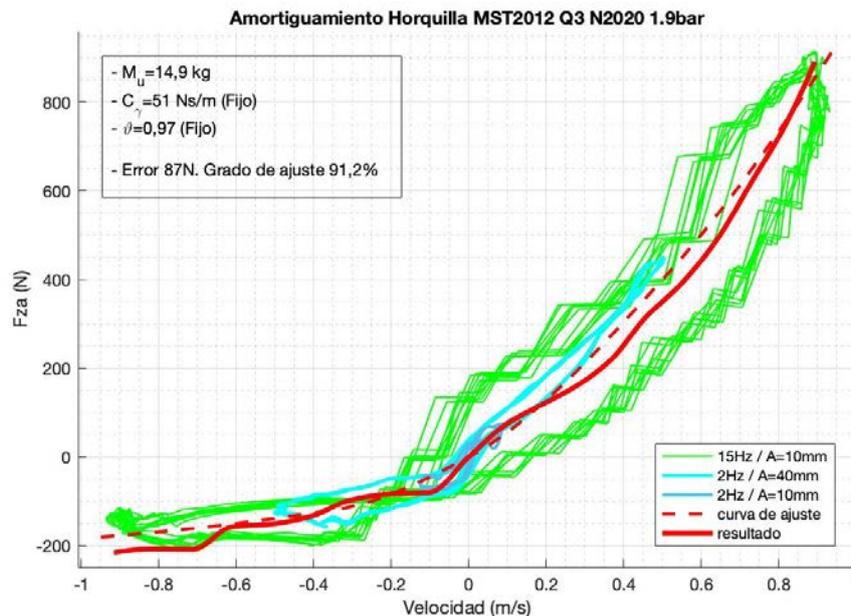


Figura 6-6. Resultado de búsqueda combinando ensayos con diferentes frecuencias y amplitudes de excitación.

La curva resultado de la gráfica anterior, utilizando el modelo viscoelástico de Maxwell, contrasta con la obtenida utilizando el modelo de neumático de Kelvin-Voigt, que se muestra en la gráfica de la figura 6-7, en el que solo se considera la rigidez estática (gráfica 2 de la figura 6-3) y un amortiguamiento constante, variable de búsqueda del algoritmo.

El mal resultado que muestra esta gráfica, es similar a los de las curvas obtenidas en el capítulo cuatro (figuras 4-39 a 4-42), utilizando este mismo modelo; y confirma las conclusiones del capítulo cinco sobre la necesidad de utilizar un modelo adecuado del comportamiento vertical del neumático para obtener resultados fiables en las simulaciones dinámicas de la suspensión.

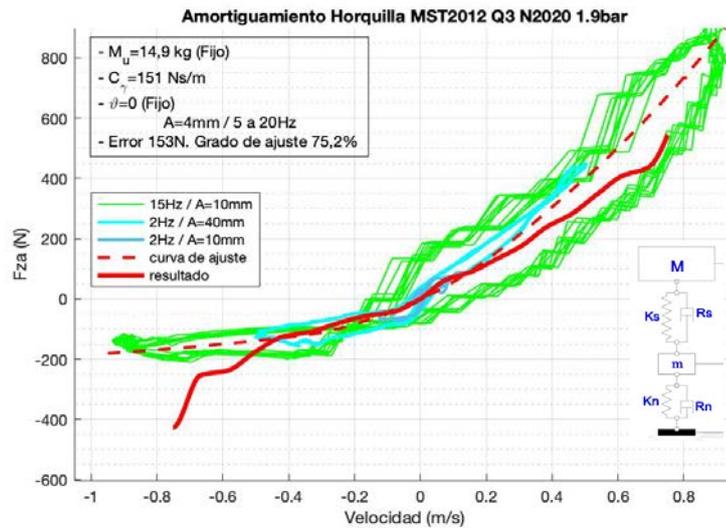


Figura 6-7. Resultado de búsqueda utilizando el modelo de neumático de Kelvin-Voigt.

La razón de obtener la curva de amortiguación y el resto de parámetros de la suspensión es para incorporarlos a modelos de simulación dinámica y evaluar el comportamiento del vehículo en maniobras comprometidas con la seguridad. Por este motivo es necesario que los resultados obtenidos permitan predecir el comportamiento vertical del sistema de suspensión en un amplio rango de condiciones de ensayo. Con el objetivo de validar estos resultados, incluido el modelo viscoelástico de neumático propuesto, se ha realizado un análisis comparativo entre los desplazamientos obtenidos experimentalmente y los simulados para una misma excitación del sistema utilizando la curva de amortiguación de la figura 6-6 modelada con los parámetros de la tabla 6-4.

El estudio compara las diferencias con respecto a usar el modelo vertical simplificado de Kelvin-Voigt y también con respecto a considerar un coeficiente constante de amortiguación.

Se analizan también las diferencias obtenidas en la evolución de la resultante de la fuerza vertical estimada en la huella de contacto del neumático.

	C_a^1	C_a^2	C_a^3	C_a^4	C_a^5	C_a^6	C_a^7	C_a^8	C_a^9	C_a^{10}
Velocidad(m/s)	-0,9119	-0.8629	-0.7709	-0.6769	-0.5759	-0.4889	-0.3899	-0.2990	-0.1929	-0.0909
Fuerza (N)	-215,2	209.2	-207.1	-194.3	-154.7	-148.8	-128.6	-95.9	-82.7	-77.7
	C_a^{11}	C_a^{12}	C_a^{13}	C_a^{14}	C_a^{15}	C_a^{16}	C_a^{17}	C_a^{18}	C_a^{19}	C_a^{20}
Velocidad(m/s)	0.0851	0.1701	0.2631	0.3451	0.4361	0.5271	0.6041	0.6981	0.7821	0.8901
Fuerza (N)	66.6	109.6	152.3	202.2	293.9	372.0	447.5	572.3	694.6	884.6

Tabla 6-4. Coeficientes del vector curva de amortiguación utilizado para las simulaciones.

Se muestran en primer lugar las medidas obtenidas en el banco de suspensiones con el conjunto de dos grados de libertad en la prueba de validación. En la gráfica de la figura 6-8 se representan los desplazamientos en los puntos de control para un ensayo de amplitud prácticamente constante, máxima de ± 4 mm para evitar el despegue de la rueda. La frecuencia de excitación se varía de 0 a 20 Hz, con incrementos de 1Hz, dejando que los desplazamientos se estabilicen para cada frecuencia. Se marcan en línea continua la envolvente de las amplitudes de movimiento de las masas suspendida y semisuspendida a lo largo del ensayo, ya que servirán como referencia comparativa con las simulaciones.

En la gráfica 1 de la figura 6-9, se muestra la evolución de la deformación en la horquilla y su velocidad asociada; y en las gráficas 2 y 3, los rangos de trabajo de resorte y amortiguador superpuestos a sus curvas características.

En la gráfica 1 de la figura 6-10, se muestra la deformación en el neumático y su velocidad. En la gráfica 2, el rango de trabajo sobre su curva de rigidez estática.

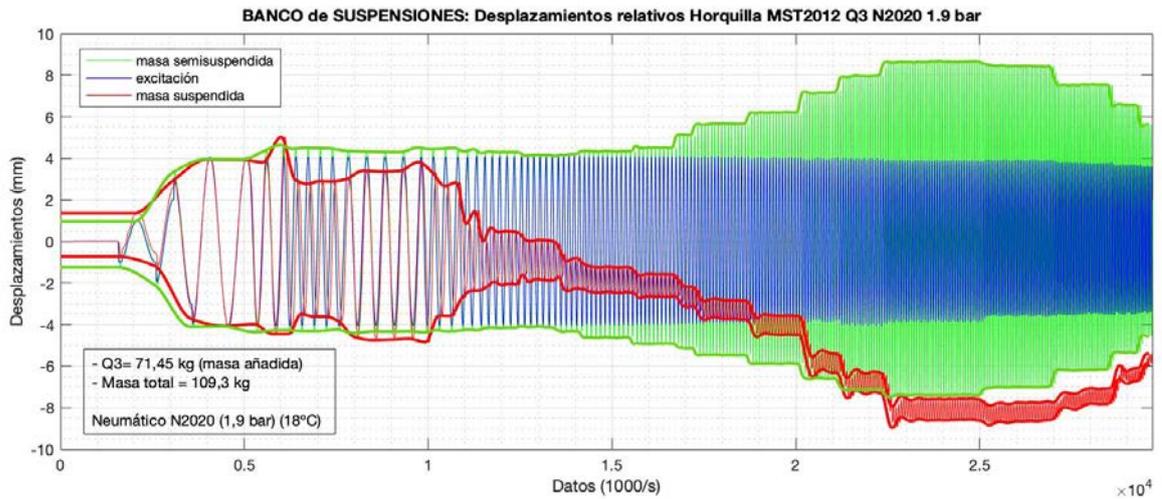
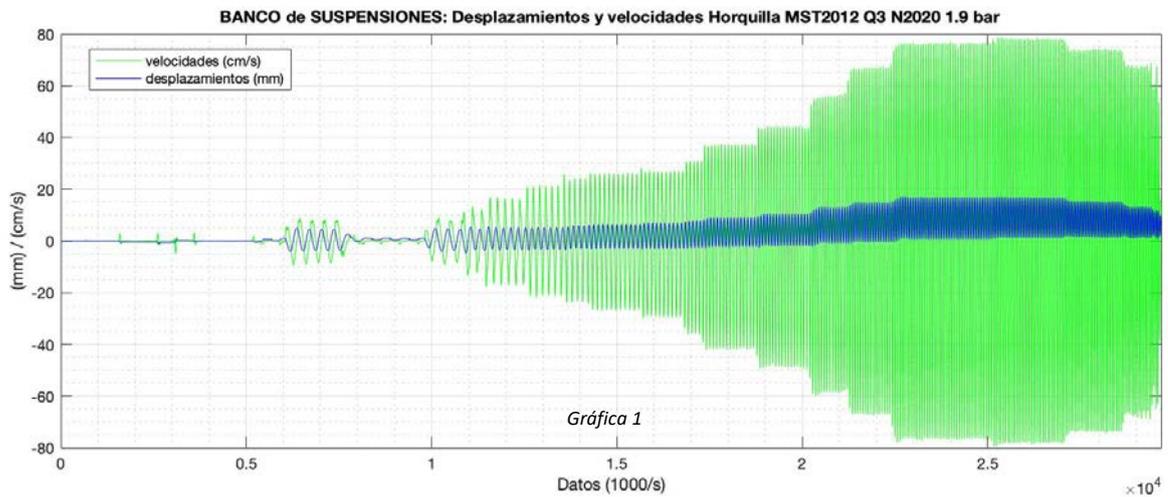
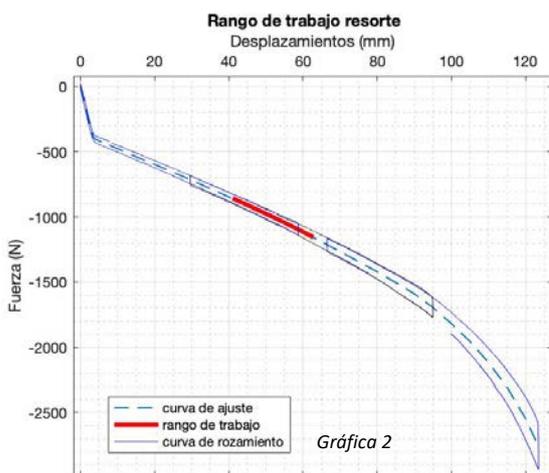


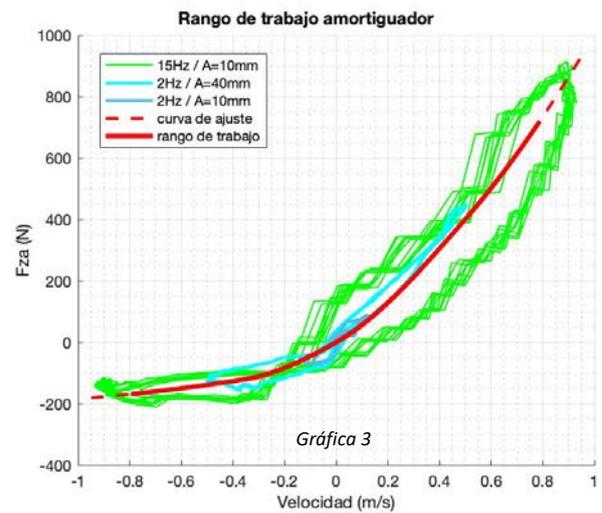
Figura 6-8. Ensayo de validación. Desplazamientos en los puntos de control (2 GDL).



Gráfica 1



Gráfica 2



Gráfica 3

Figura 6-9. Ensayo de validación. Desplazamientos y velocidades en la horquilla.

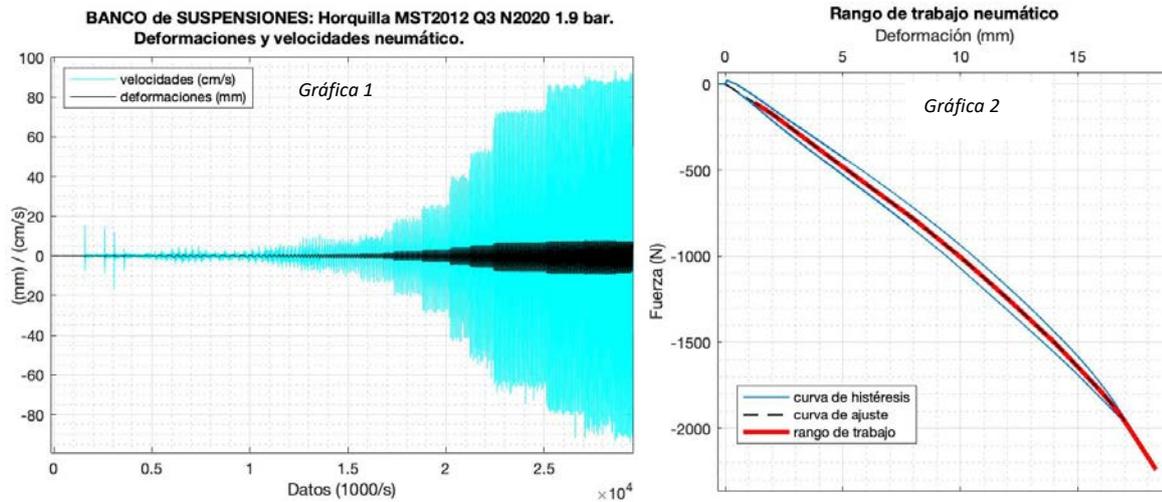


Figura 6-10. Ensayo de validación. Deformaciones y velocidades en el neumático.

Para la simulación dinámica se ha utilizado el programa Matlab Simulink. En la figura 6-11 se muestra la interfaz de entrada de datos con los parámetros de configuración que definen el sistema mecánico; incluida la posibilidad de utilizar como excitación las medidas reales registradas por el sensor láser en la placa del banco de suspensiones.

En la gráfica 1 de la figura 6-12, se pueden ver la evolución de los desplazamientos obtenidos con la simulación para los puntos de referencia en masas suspendida y semisuspendida utilizando el modelo de Maxwell con parámetros fijos. En las gráficas 2 y 3, la comparativa con las amplitudes reales registradas en el banco.

Las gráficas de la figura 6-13 muestran el mismo esquema de resultados, pero utilizando el modelo de Kelvin-Voigt, con parámetros fijos de rigidez y amortiguamiento, por lo que no se contempla en la simulación el comportamiento viscoelástico del neumático. Como se aprecia en las gráficas 2 y 3, el grado de ajuste que se consigue es significativamente peor que con el modelo de Maxwell.

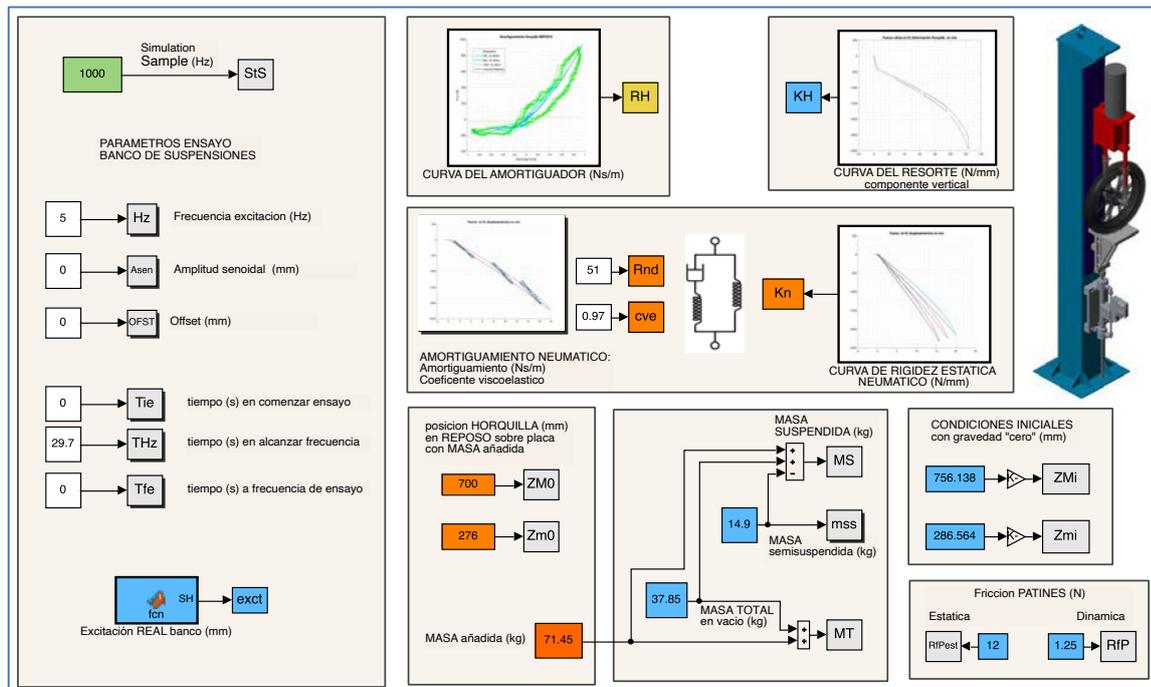


Figura 6-11. Interfaz de entrada de datos para la simulación de ensayos con el modelo de 2 GDL. Conjunto de suspensión Horquilla MST2012 Q3 N2020 (1,9 bar).

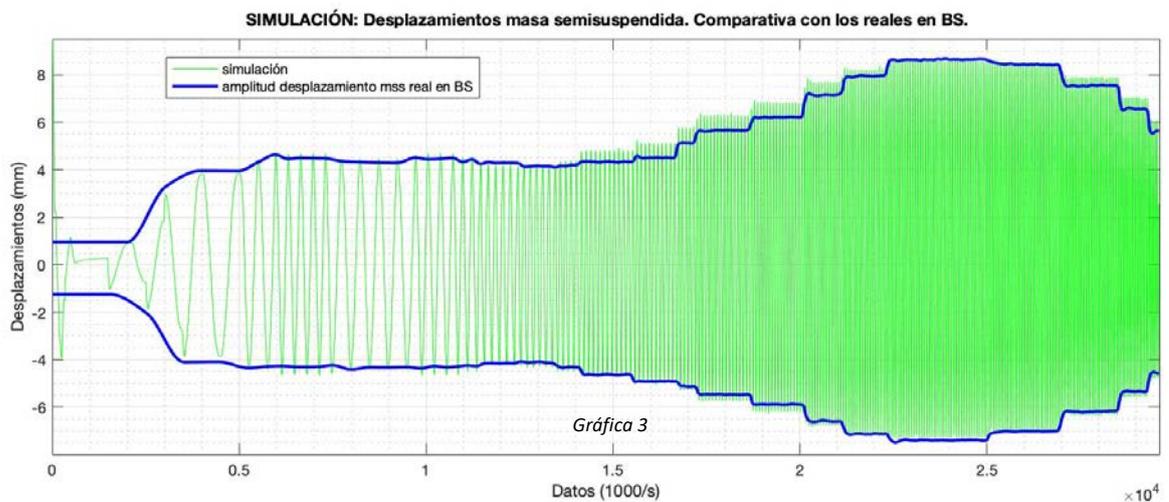
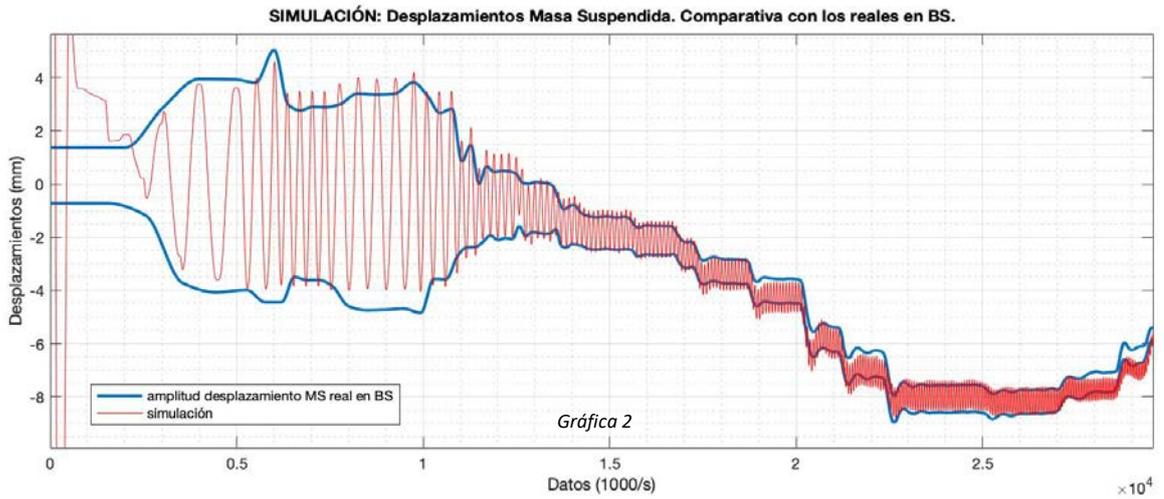
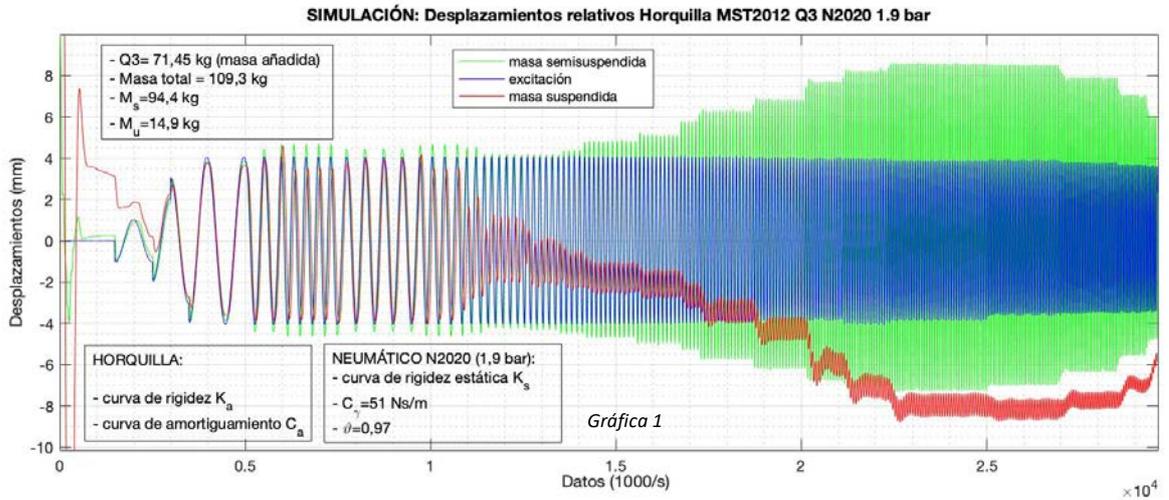


Figura 6-12. Simulación. Desplazamientos en los puntos de control (2 GDL).
Comparativa con los desplazamientos reales medidos en Banco de Suspensiones.

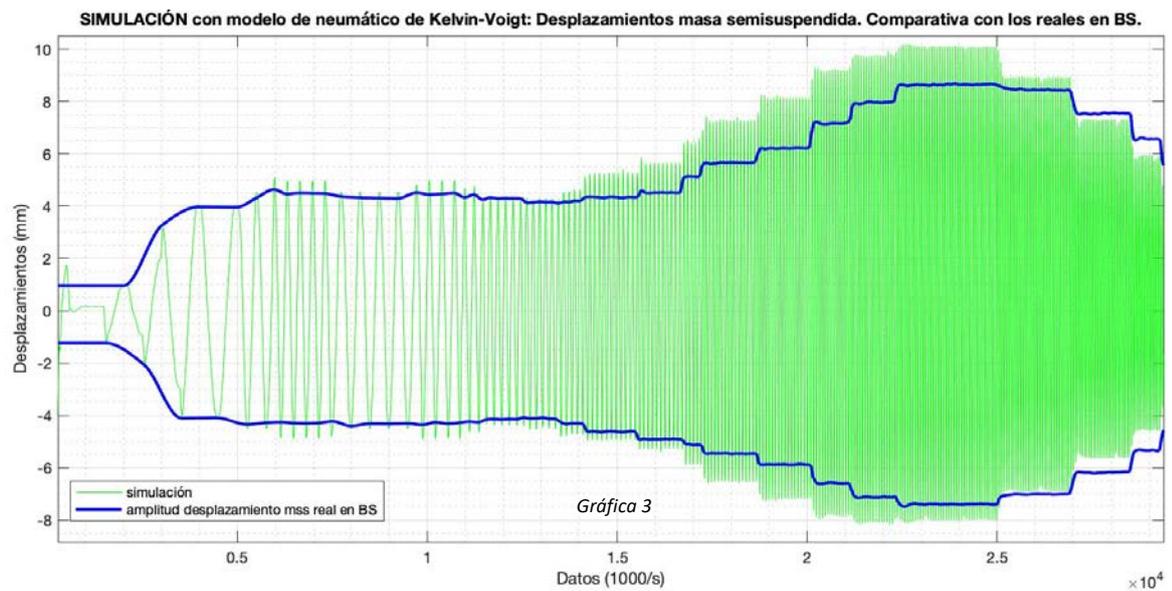
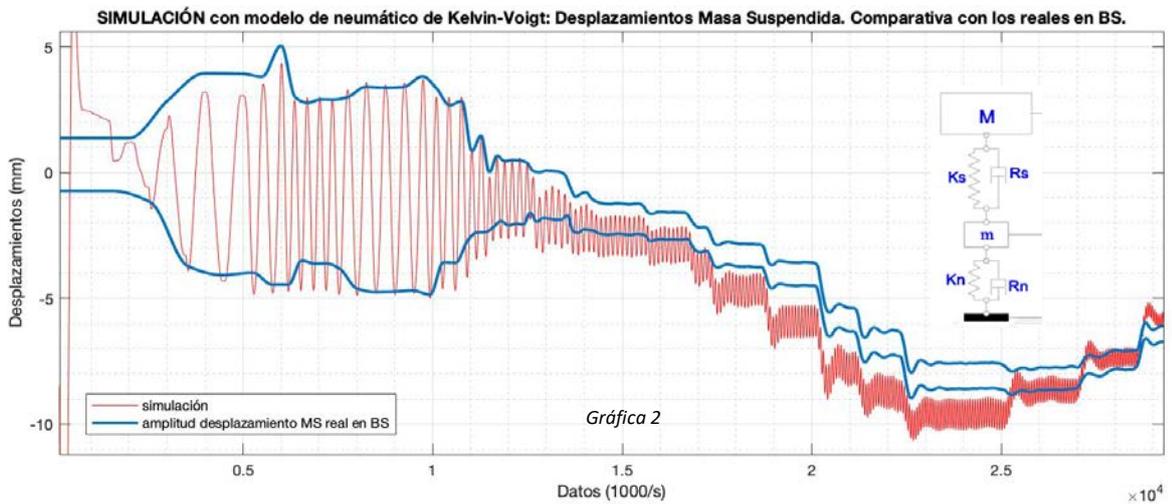
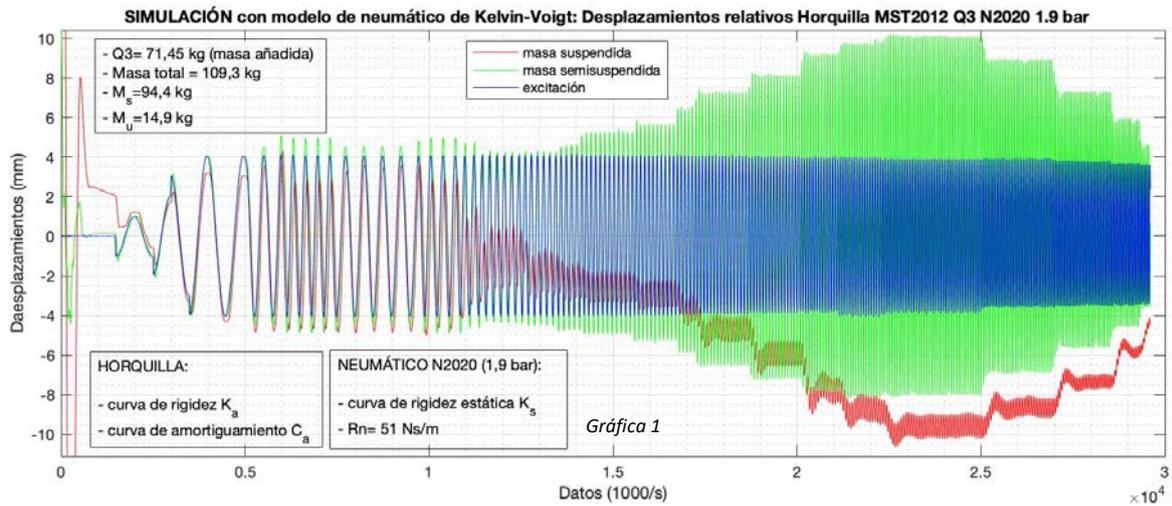


Figura 6-13. Simulación con modelo de neumático de Kelvin-Voigt. Desplazamientos en los puntos de control. Comparativa con los desplazamientos reales medidos en Banco de Suspensiones.

En los ensayos en banco no es posible registrar la evolución de las fuerzas verticales en la huella de contacto del neumático con la placa, pero una de las ventajas de las simulaciones es que es posible estimarlas y con ellas predecir el comportamiento dinámico del vehículo en maniobras comprometidas. En las gráficas de la figura 6-14 se comparan las amplitudes de dichas fuerzas a lo largo del ensayo utilizando los dos modelos de neumáticos estudiados. Las diferencias, al igual que para los desplazamientos, son significativas.

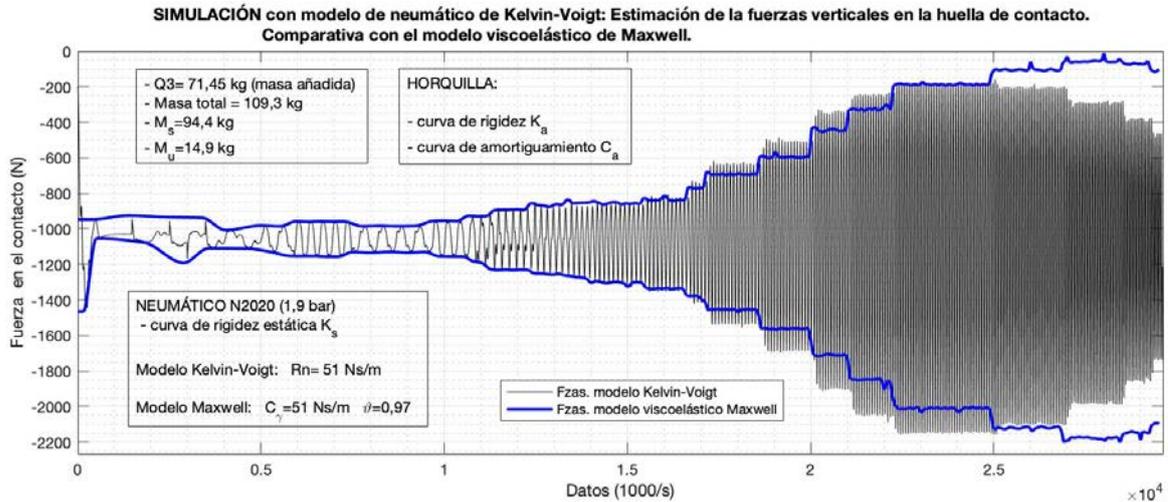


Figura 6-14. Simulación con modelo de neumático de Kelvin-Voigt. Evolución de las fuerzas verticales en el contacto. Comparativa utilizando el modelo viscoelástico de Maxwell.

Si en el modelo de suspensión de cuarto de vehículo ensayado se trabaja con parámetros lineales, se obtiene una estimación del coeficiente de amortiguamiento de 750 Ns/m, [6-7] y [6-8]. En la gráfica 6-15 se puede apreciar la gran discrepancia entre los resultados de la simulación utilizando un valor de amortiguamiento constante y los desplazamientos reales medidos en banco.

Si con este valor lineal de amortiguamiento se calculan las fuerzas verticales en la huella del neumático y se comparan con las obtenidas utilizando la curva del amortiguador real, también se aprecian grandes diferencias, figura 6-16.

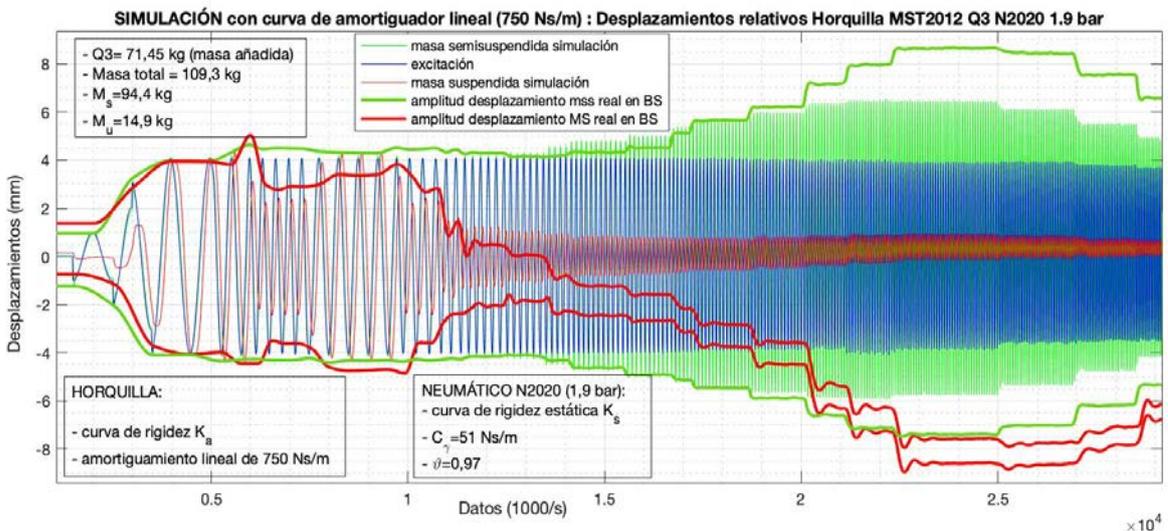


Figura 6-15. Simulación con curva de amortiguador lineal (750 Ns/m). Desplazamientos en los puntos de control. Comparativa con los desplazamientos reales medidos en Banco de Suspensiones.

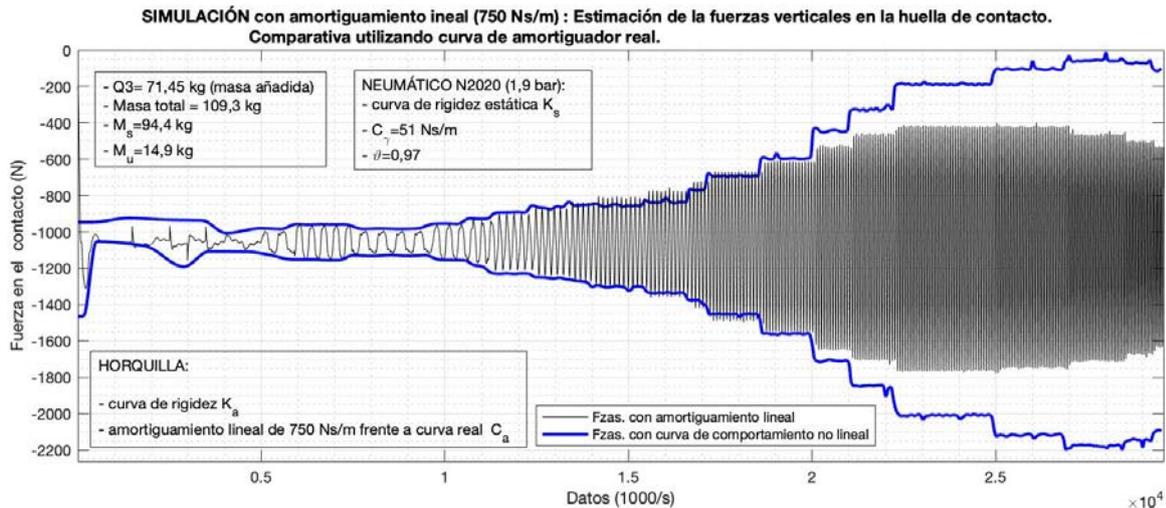


Figura 6-16. Simulación con curva de amortiguador lineal (750 Ns/m). Evolución de las fuerzas verticales en el contacto. Comparativa utilizando la curva real ajustada del amortiguador.

6.2.3. Conclusiones.

Se ha comprobado que con el modelo de neumático propuesto se obtienen mejores resultados que con el de Kelvin-Voigt, que es el utilizado habitualmente en dinámica vehicular.

Trabajar con el modelo de Maxwell, no solo permite simular adecuadamente el comportamiento de la suspensión en un amplio rango de condiciones de ensayo, sino que es fundamental para identificar la curva de amortiguación.

A pesar de ser un modelo simplificado, combina sencillez en la obtención de sus parámetros de configuración con resultados de simulación que se ajustan a los reales del comportamiento vertical del neumático en un amplio rango de frecuencias de trabajo, [6-1].

Los análisis de resultados muestran que utilizando el algoritmo de optimización de evolución diferencial propuesto, se simplifica la sistemática de los ensayos y la metodología para la identificación de la curva de amortiguación y del resto de parámetros.

Ensayando un conjunto de suspensión de cuarto de vehículo en el banco desarrollado en este trabajo de investigación ha sido posible validar una metodología para la identificación de los parámetros que definen el comportamiento vertical de una suspensión de dos grados de libertad: masas, curva de rigidez, de amortiguación y parámetros del modelo de neumático.

En el siguiente apartado se aplica la metodología propuesta a los ensayos en el banco de vehículo completo.

6.3. ALGORITMO DE BÚSQUEDA EN ENSAYOS DE VEHÍCULO COMPLETO.

En el apartado anterior se ha podido comprobar que una de las causas de los malos resultados al obtener en el capítulo cuatro las curvas de amortiguación de un sistema de suspensión de vehículo completo, es que el modelo de Kelvin-Voigt no es adecuado para reproducir correctamente la respuesta dinámica vertical del neumático a las frecuencias de trabajo del banco de placas, en el entorno de los 10 Hz.

Con el modelo viscoelástico propuesto este problema debería quedar solucionado. Pero como se apuntaba en las conclusiones del capítulo cuatro, existe otro motivo, y es el que los modelos de suspensión de cuarto y de medio vehículo no contemplan todos los parámetros de influencia en el comportamiento de un vehículo completo; como la rigidez torsional de la carrocería y el momento de inercia de cabeceo.

Sin embargo es posible aplicar la metodología propuesta en el apartado anterior al modelo de medio vehículo de cuatro grados de libertad, pero utilizando solamente la ecuación de equilibrio de fuerzas en las masas semisuspendidas de cada eje, (m_i, m_d). El problema de optimización queda entonces reducido a la ecuación (6-7), para cada rueda, pero incorporando el efecto de la barra estabilizadora.

Considerando el modelo vertical de neumático viscoelástico, las ecuaciones de equilibrio (4-7) y (4-8) utilizadas en el capítulo cuatro, correspondientes al modelo de la figura 4-36, quedarían como se expresan a continuación, ecuaciones (6-10) a (6-15), y que corresponden al modelo de vehículo por eje de cuatro grados de libertad de la siguiente figura, la 6-17.

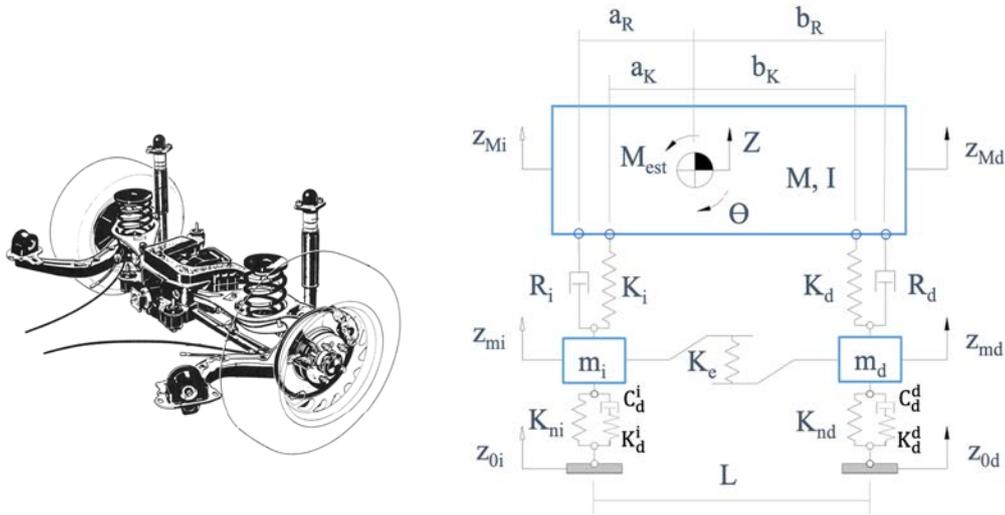


Figura 6-17. BMW E36, suspensión trasera con barra estabilizadora y con resortes separados de los amortiguadores. Modelo vertical de neumático de Maxwell.

$$m_i \ddot{z}_{mi} + R_i (\dot{z}_{MiR} - \dot{z}_{mi}) + K_i (z_{MiK} - z_{mi}) - f_{ni}(t) - K_e [(z_{Md} - z_{md}) - (z_{Mi} - z_{mi})] = 0 \quad (6-10)$$

Siendo: $f_{ni}(t) = K_{ni} \cdot (z_{mi} - z_{oi}) + f_{vni}(t) \quad (6-11)$

$$f_{vni}(t) = C\gamma_i \cdot (\dot{z}_{mi} - \dot{z}_{oi}) + \vartheta_i \cdot f_{vni}(t - 1) \quad (6-12)$$

$$C\gamma_i = \frac{c_d^i}{1+\gamma_i} \quad \vartheta_i = \frac{\gamma_i}{1+\gamma_i} \quad \gamma_i = \frac{c_d^i}{K_d^i \Delta t}$$

$$m_d \ddot{z}_{md} + R_d (\dot{z}_{MdR} - \dot{z}_{md}) + K_d (z_{MdK} - z_{md}) - f_{nd}(t) + K_e [(z_{Md} - z_{md}) - (z_{Mi} - z_{mi})] = 0 \quad (6-13)$$

Siendo: $f_{nd}(t) = K_{nd} \cdot (z_{md} - z_{0d}) + f_{vnd}(t) \quad (6-14)$

$$f_{vnd}(t) = C\gamma_d \cdot (\dot{z}_{md} - \dot{z}_{0d}) + \vartheta_d \cdot f_{vnd}(t - 1) \quad (6-15)$$

$$C\gamma_d = \frac{c_d^d}{1+\gamma_d} \quad \vartheta_d = \frac{\gamma_d}{1+\gamma_d} \quad \gamma_d = \frac{c_d^d}{K_d^d \Delta t}$$

Se considera para los cálculos simetría en las dos ruedas, tanto para las masas como para los coeficientes de comportamiento viscoelástico de los neumáticos:

$$m_i = m_d = m \quad C\gamma_i = C\gamma_d = C\gamma \quad \vartheta_i = \vartheta_d = \vartheta$$

Los desplazamientos z_{Mi} y z_{Md} , que se indican en la gráfica de la figura 6-17, se corresponden con los de los puntos situados en la carrocería en la vertical del centro de la huella de los neumáticos, ancho de vía L . Éstos se obtienen a partir de los desplazamientos registrados por los sensores láser, al igual que los de los puntos de los anclajes superiores de amortiguadores y resortes, z_{MiR} , z_{MdR} , z_{MiK} y z_{MdK} , que se corresponden con las posiciones a_R , b_R , a_K y b_K .

Las ecuaciones de equilibrio planteadas solamente en las masas semisuspendidas tienen el inconveniente con respecto a las utilizadas en el modelo de dos grados de libertad, de que se añade una nueva variable al sistema, K_e , constante de rigidez de la barra estabilizadora, y además se elimina la ecuación de equilibrio en la masa suspendida. Esta circunstancia empeora los resultados al identificar las curvas de amortiguación, ya que el algoritmo trabaja con menos información en un campo de búsqueda excesivamente amplio; lo que favorece encontrar soluciones locales con menor error en la función objetivo que con la curva correcta. Además, estos resultados son muy sensibles a los valores de las variables del modelo que se fijen en cada caso para posibilitar la búsqueda, ($K_e, m, C_\gamma, \vartheta$).

Otros inconvenientes son que en el banco de placas los desplazamientos no son controlables y el rango de frecuencias de los ensayos está limitado. Como se ha visto en el apartado anterior, analizando las pruebas en banco con el modelo de dos grados de libertad, los mejores resultados se obtienen combinando ensayos con diferentes amplitudes y en un amplio rango de frecuencias; lo que no es posible en los bancos de vehículo completo comerciales.

Las gráficas ejemplo de la figura 6-18 muestran las curvas obtenidas para los amortiguadores traseros nuevos del BMW. En las gráficas 1 y 2, se muestra la diferencia de resultados para el amortiguador izquierdo en función de las variables de búsqueda prefijadas. En la gráfica 3, se muestran para el derecho los resultados de dos ensayos a diferentes frecuencias y en la 4, la diferencia en comportamiento con el izquierdo.

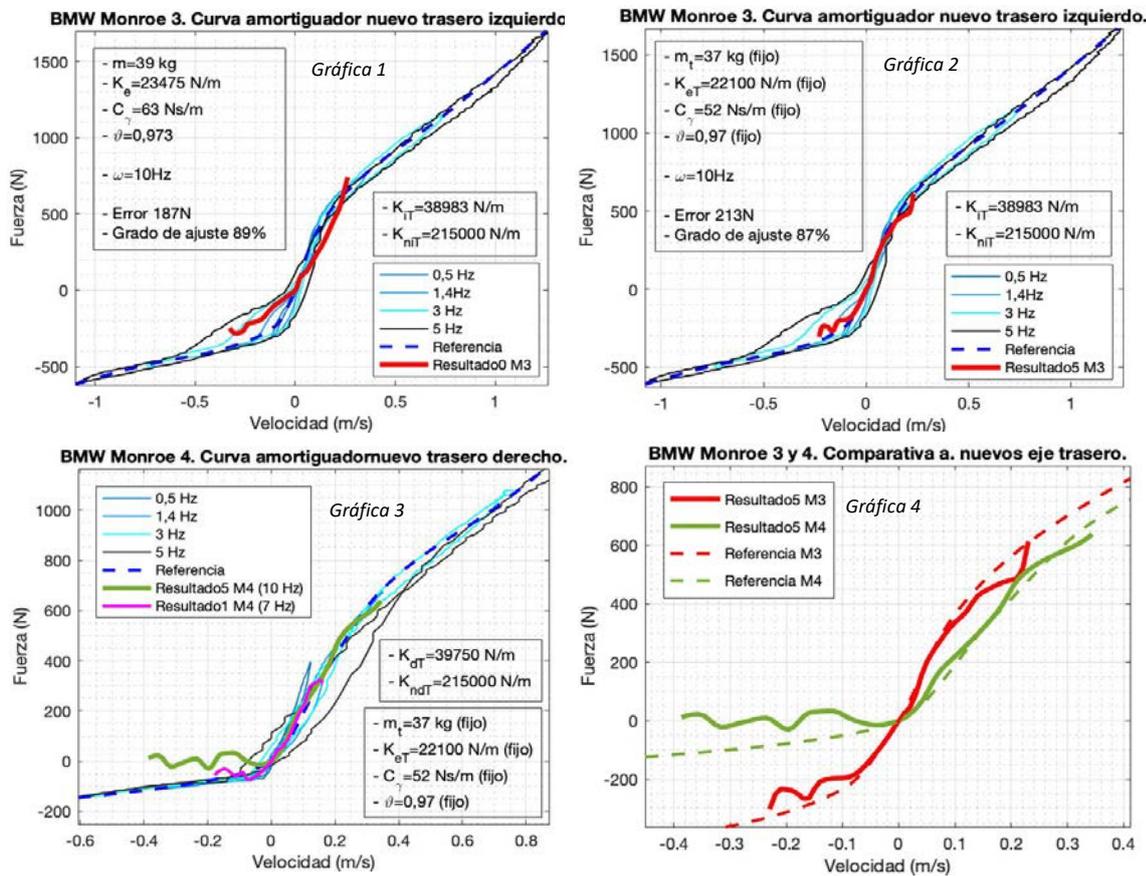


Figura 6-18. Ejemplo de resultados utilizando únicamente las ecuaciones de equilibrio en la masa semisuspendida.

Aunque los resultados no son óptimos debido a los inconvenientes mencionados anteriormente, mejoran claramente a los obtenidos con el modelo de Kelvin-Voigt. Ver en el capítulo cuatro las figuras 4-40 y 4-42 con las gráficas para los mismos amortiguadores. En el caso del izquierdo la curva obtenida era prácticamente lineal.

En la gráfica 4 de la figura 6-18 se puede apreciar que el ensayo en banco detecta claramente diferencias en el comportamiento entre dos amortiguadores totalmente nuevos que deberían mostrar la misma curva característica.

También hay que señalar que los resultados obtenidos son diferentes en función de las condiciones del ensayo, rango de frecuencias analizadas y especialmente los parámetros pre-estimados en cada caso; como en los ejemplos de las gráficas 1 a 3 de la figura 6-18.

Para mejorar los resultados y su repetibilidad y para poder identificar adecuadamente todos los parámetros de influencia en el comportamiento del sistema de suspensión, es necesario incorporar también al procedimiento de búsqueda las ecuaciones de equilibrio en la masa suspendida. Por lo tanto, es necesario utilizar un modelo de vehículo completo, lo que complica considerablemente el sistema de adquisición de datos y en consecuencia la realización de los ensayos en banco.

En el siguiente punto, se describe la propuesta para trabajar sobre un modelo de suspensión de vehículo completo utilizando el mismo algoritmo de búsqueda de evolución diferencial.

6.3.1. Metodología aplicada a modelo de vehículo completo. Análisis de resultados.

Los ensayos en banco de placas se realizan excitando las placas en fase y en contrafase para conseguir un mayor rango de velocidades de trabajo de los amortiguadores; esto provoca en la carrocería del vehículo movimientos de balanceo, alternados con movimientos de cabeceo-vaivén. Pero como se vio en el análisis de resultados del capítulo cuatro, no considerar la influencia de la rigidez torsional y la inercia de cabeceo implica errores significativos en el cálculo del momento de balanceo y en el de la inercia vertical de la masa suspendida respectivamente, cuando se utiliza un modelo de cuatro grados de libertad por eje.

Trabajar con un modelo de suspensiones de vehículo completo supone complicar los ensayos al tener que duplicar los sensores de desplazamiento utilizados, pero es posible simplificar estas medidas si se utiliza únicamente el equilibrio de momentos de balanceo. Al incluirse la deformación torsional de la carrocería (8 GDL), la ecuación de cálculo se puede simplificar y tener en cuenta solamente las fuerzas de los dos resortes, de los dos amortiguadores y de la barra estabilizadora del eje sobre las placas de excitación, junto con el momento generado por la deformación torsional de la carrocería, ($K_T \theta_T$).

Para ello es necesario medir la deformación torsional, θ_T , como diferencia entre los ángulos de balanceo en cada eje. Esto es posible utilizando por ejemplo, un girómetro situado en el eje sobre suelo o, como en este trabajo, con dos sensores láser adicionales, monitorizando el movimiento de la carrocería en cuatro puntos de control.

El modelo simplificado de vehículo de la figura 6-19 representa la propuesta de trabajo anterior. La masa suspendida está dividida en dos subchasis rígidos, con movimiento independiente pero unidos a través de la masa suspendida por un resorte torsional de rigidez K_T .

El bloque central agrupa la masa total, concentrada en el c.d.g. y las inercias de balanceo y cabeceo. Los puntos de control de los movimientos de la masa suspendida son los cuatro marcados sobre los subchasis. De esta forma se pueden obtener los ángulo de cabeceo y los de balanceo de cada eje. La media de estos dos últimos determina el ángulo θ utilizado para la determinación del momento de inercia de balanceo.

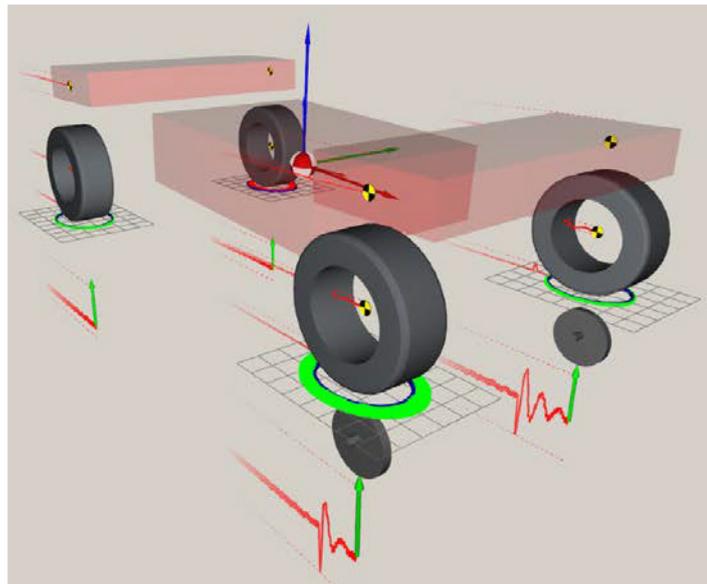


Figura 6-19. Modelo simplificado de vehículo con 8 GDL, que incluye la rigidez torsional de la carrocería.

La ecuación de equilibrio de momentos resultante es la misma que la utilizada en el capítulo cuatro con el modelo de medio vehículo de cuatro grados de libertad (ecuación 4-10), corregida con el efecto estabilizador de la rigidez torsional. Trabajando sobre el modelo de suspensión de la figura 6-19, la ecuación se puede expresar de la siguiente forma:

$$I_x \ddot{\theta} + a_R R_i (\dot{z}_{MiR} - \dot{z}_{mi}) - a_K K_i (z_{MiK} - z_{mi}) + b_R R_d (\dot{z}_{MdR} - \dot{z}_{md}) + b_K K_d (z_{MdK} - z_{md}) + M_{est} + K_T \theta_T = 0$$

$$M_{est} = K_e L [(z_{Md} - z_{md}) - (z_{Mi} - z_{mi})] \quad (6-16)$$

Las gráficas de la figura 6-20, muestran los resultados obtenidos utilizando la función objetivo del algoritmo de evolución diferencial, ampliada con la nueva ecuación de equilibrio.

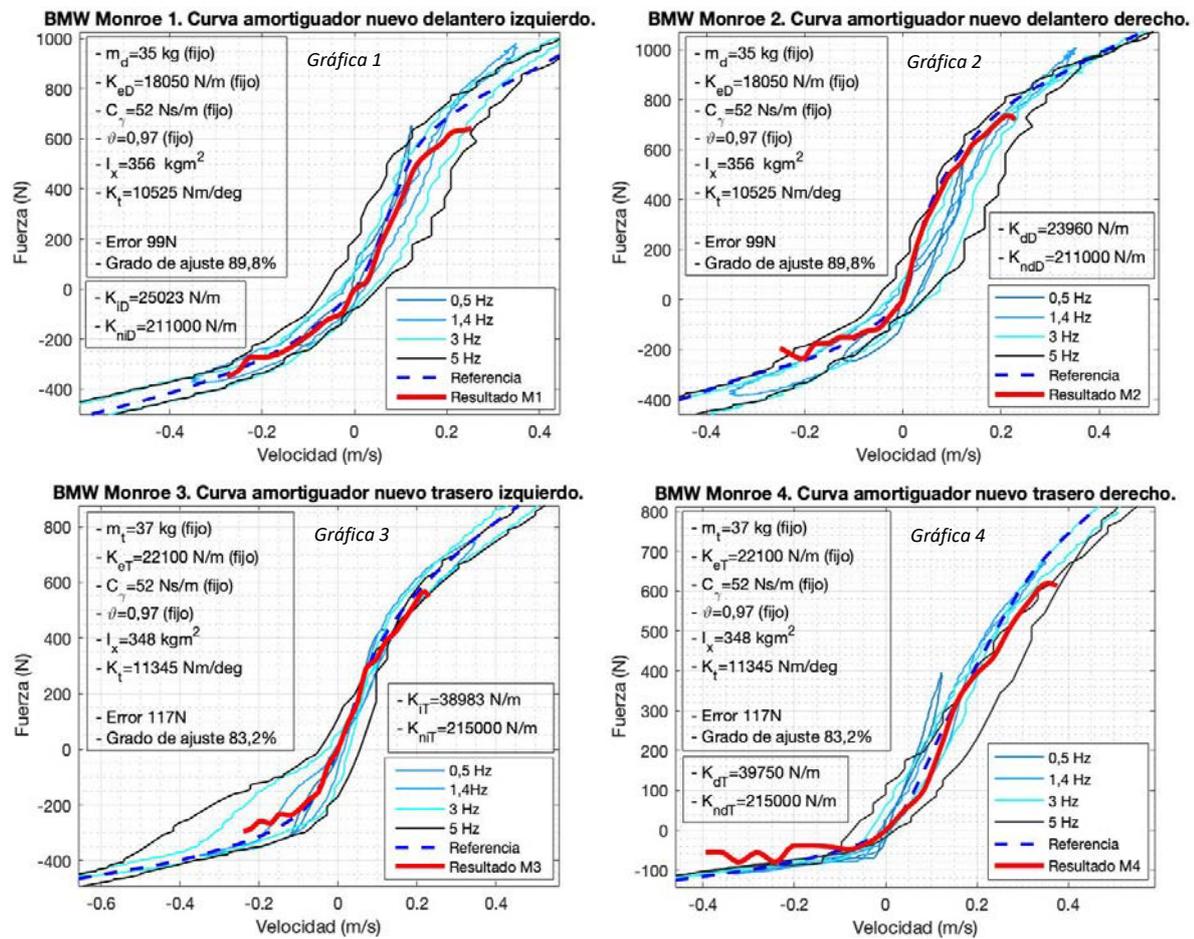


Figura 6-20. BMW E36, amortiguadores nuevos. Resultados utilizando las ecuación de equilibrio en la masa semisuspendidas y las de momentos de balanceo en cada eje considerando la rigidez torsional de la carrocería.

La incorporación a la función objetivo del algoritmo de búsqueda de una ecuación de equilibrio en la masa suspendida, es una información complementaria que mejora los resultados; y aunque no lo haga de forma significativa, contribuye a que el algorítmico obtenga una solución única y correcta de la curva de amortiguación. También permite estimar los parámetros de rigidez torsional y de momento de inercia al balanceo.

6.3.2. Conclusiones.

De los estudios realizados en este capítulo se pueden extraer las siguientes conclusiones:

- El grado de ajuste de las curvas de amortiguación obtenidas es muy sensible a los modelos dinámicos utilizados para su identificación, tanto el de la suspensión como el del comportamiento vertical del neumático. Solo modelos de vehículo realistas permiten caracterizar el comportamiento no lineal de los amortiguadores.

- Aunque la utilización de métodos metaheurísticos no garantiza la convergencia al resultado óptimo y requiere un conocimiento del campo de soluciones para los valores de los parámetros buscados, se ha comprobado que con el algoritmo de optimización de evolución diferencial propuesto se simplifica la metodología para la identificación de la curva característica del comportamiento del amortiguador; mejorando los resultados obtenidos con los procedimientos vistos en los capítulos tres y cuatro, [6-7]-[6-13], que solo permitían identificar valores lineales del coeficiente de amortiguamiento.

- Si se utilizaran todas las ecuaciones de equilibrio del modelo de vehículo completo, se obtendría un mejor ajuste de las curvas obtenidas a las reales de los amortiguadores y del resto de parámetros de la suspensión; pero habría que caracterizar en los dos ejes los movimientos de ruedas y carrocería, aumentando con ello la complejidad de los ensayos.

- Los bancos de suspensiones, tanto los basados en el método EUSAMA como el utilizado en este trabajo, no se ajustan a los requisitos técnicos necesarios para identificar adecuadamente las curvas de los amortiguadores. Aunque se consiguen velocidades de trabajo que superan las de apertura de las válvulas, en general, los datos de medida en esas condiciones no son suficientes para caracterizar el comportamiento del amortiguador a alta velocidad, especialmente en extensión.

Para conseguirlo sería necesario mejorar el sistema de excitación de las placas, de manera que en los ensayos se pudiera controlar, tanto la frecuencia como la amplitud. Con un banco de estas características, trabajando con un modelo de suspensión de vehículo completo y aplicando la metodología propuesta, no solo se podría caracterizar el comportamiento no lineal de los componentes de la suspensión, si no que también permitiría validar experimentalmente el modelo de simulación dinámica utilizado.

6.4. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [6-1] E. Carabias, J.J. Castillo, J.A. Cabrera, J.M. Velasco, J. Pérez, M. Alcázar, “Modeling of tire vertical behavior using a test bench”. IEEE Access, Vol. 8. 2020.
- [6-2] J. Lemaitre, Handbook of materials behavior models. Academic Press, Cambridge, MA, USA. 2001
- [6-3] A. Hackl, W. Hirschberg, C. Lex and C. Magele, “Parametrisation of a Maxwell model for transient tyre forces by means of an extended firefly algorithm,” Advances in Mechanical Engineering, Vol. 9, pp. 1-11, oct. 2016.
- [6-4] P. Agarwalla and S. Mukhopadhyay, “Efficient Player Selection Strategy Based Diversified Particle Swarm Optimization Algorithm for Global Optimization”, Information Sciences. Vol. 397. Feb. 2017.
- [6-5] R. M. Storn, K. V. Price. “Differential evolution. A simple and Efficient Heuristic Scheme for Global Optimization”, Journal of Global Optimization 11 341–359. 1997.
- [6-6] K. V. Price, R. M. Storn, J. A. Lampinen. “Differential evolution. A Practical Approach to global optimization over continuous spaces”, Natural Computing Series. Ed. Springer. 2005.
- [6-7] S.H. Lajqi, J. Gugler, N. Lajqi, A. Shala and R. Likaj. “Possible experimental method to determine the suspension parameters in a simplified model of a passenger car”. International Journal of Automotive Technology, Vol. 13, No. 4, pp. 615 621. 2012.

- [6-8] A. Navarro Arcas, E. Velasco Sánchez, S. Sánchez Mateo, M. Paricio Caño y M. Sánchez Lozano. “Metodología experimental para determinar el coeficiente de amortiguamiento del sistema de suspensión de un vehículo.” XIX Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica. 2012.
- [6-9] M. Klapka, I. Mazurek, O. Machacek, · M. Kubík. “Twilight of the EUSAMA diagnostic methodology”. *Meccanica* 52:2023–2034. 2017.
- [6-10] R.Majjad. “Estimations of suspension parameters”, Procedente de “1997 IEEE International Conference on Control Applications”, Hartford, CT. October 5-7 1997. pp. 522-527. 1997.
- [6-11] H. Nozaki. “Technology for measuring the damping force of shock absorbers and the constant of coil springs mounted on a vehicle.” *JSAE Review (Society of Automotive Engineers of Japan)*, Vol.20,No.3, pp.413-419. 1999.
- [6-12] H. Nozaki. “Technology for measuring the damping force of shock absorbers and the constant of coil springs mounted on an automobile motorcycle by the un-sprung mass vibration method”. *SAE Automotive Dynamics, Stability & Controls Conference and Exhibition*. May 4-6, Detroit, Michigan. 2004.
- [6-13] J. A. Calvo, J. L. San Román, C. Álvarez-Caldas. “Procedure to verify the suspension system on periodical motor vehicle inspection”. *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 63, No. 1. 2013.

Capítulo 7: INFORME FINAL DE RESULTADOS.

7.1. CONCLUSIONES.

La fuerza de contacto entre el neumático y la calzada es una medida de la capacidad del vehículo para realizar maniobras de giro, frenado y aceleración. De aquí la importancia de conocer el estado del sistema de suspensión ya que es el responsable de la evolución de dicha fuerza vertical y por lo tanto interviene directamente en la protección activa de los pasajeros.

Los elementos elásticos de la suspensión, en general, son componentes muy fiables que no varían significativamente sus características con el tiempo y cuya inspección es relativamente sencilla. No ocurre lo mismo con los amortiguadores, por lo que el comportamiento del vehículo puede verse afectado, comprometiendo con ello la seguridad.

Los métodos comerciales existentes para la evaluación del estado de los amortiguadores sin desmontaje dependen del criterio subjetivo de un operario y en muchos casos no son capaces de detectar y en ningún caso cuantificar su grado de deterioro. De hecho, en centros de diagnóstico y en estaciones de Inspección Técnica de Vehículos no se utiliza ningún equipo con ésta finalidad. Actualmente el único método fiable supone el desmontaje de componentes, que es un proceso en la mayoría de las ocasiones lento y costoso.

Las razones anteriores justifican la necesidad de un método de evaluación de los elementos del sistema de suspensión que no precise el desmontaje de los mismos y cuyos resultados permitan conocer el estado del sistema y cómo éste afecta a la seguridad en maniobras comprometidas.

Del estudio de las propuestas que se pueden encontrar en la bibliografía, se evidencia la dificultad para establecer un criterio único para la diagnosis del amortiguador. Esto es debido a que los sistemas de suspensión se diseñan con unos parámetros que son específicos para cada vehículo. Por lo tanto, identificar dichos parámetros es el método más fiable para poder evaluar su correcto funcionamiento; ya que permite realizar simulaciones dinámicas en maniobras comprometidas, en diferentes condiciones de adherencia, carga, etc.; relacionando la respuesta en cada caso con el grado de deterioro de los amortiguadores.

Para poder estimar la incidencia en la seguridad que tiene el estado de los componentes de la suspensión es necesario cuantificar los diferentes parámetros e identificar la curva de comportamiento del amortiguador.

Actualmente no existe ningún equipo en explotación que permita obtener la curva característica fuerza-velocidad de un amortiguador sin desmontarlo, ni siquiera como parámetro lineal aproximado; pero existe un gran número de estudios que buscan este objetivo.

De las propuestas analizadas, las metodologías que consiguen experimentalmente resultados cuantitativos obtienen a lo sumo coeficientes de amortiguamiento constantes. Pero como se ha podido comprobar experimentalmente en este trabajo, con valores de amortiguamiento lineales no es posible predecir el comportamiento del vehículo en situaciones en las que se presentan diferentes combinaciones de velocidades de extensión-compresión en el amortiguador, lo que ocurre en la mayoría de los casos.

Se partía de la hipótesis de que caracterizando el movimiento de un vehículo cuando se excita el sistema de suspensión es posible, mediante el método de optimización adecuado, identificar los parámetros de las ecuaciones del modelo que define su comportamiento: curvas de rigidez y de amortiguación, masas e inercias. Se ha podido comprobar experimentalmente que es posible obtener dichos parámetros, incluidos los que se caracterizan por un comportamiento no lineal. Pero también se ha observado que los resultados obtenidos son muy dependientes del modelo dinámico utilizado, tanto de la suspensión como del neumático.

Modelos de suspensión simplificados, como los de cuarto de vehículo sin el efecto de la barra estabilizadora o los de medio vehículo sin considerar la rigidez torsional de la carrocería ni el momento de inercia de cabeceo, no permiten obtener resultados satisfactorios. Para conseguirlos es necesario que el modelo contemple en los equilibrios de fuerzas y momentos todos los parámetros de influencia en el comportamiento del vehículo completo.

En este trabajo también se ha evaluado la importancia que tiene el modelo dinámico vertical del neumático. Como consecuencia de ello, se propone utilizar para la obtención de la curva del amortiguador y para la identificación de los parámetros de la suspensión, un modelo basado en el del comportamiento viscoelástico de Maxwell; con una rigidez estática no lineal y con dos coeficientes que caracterizan la variación de la fuerza de deformación en función de la frecuencia de excitación.

Se ha comprobado que con el modelo de neumático propuesto se obtienen mejores resultados en las simulaciones que con el de Kelvin-Voigt, que es el utilizado habitualmente en dinámica vehicular.

Trabajar con el modelo de Maxwell, no solo permite simular adecuadamente el comportamiento de la suspensión en las condiciones de los ensayos, sino que es fundamental para identificar la curva de amortiguación. A pesar de ser un modelo simplificado, combina sencillez en la obtención de sus parámetros de configuración con resultados de simulación que se ajustan a los reales del comportamiento vertical del neumático en un amplio rango de frecuencias de trabajo.

Las conclusiones enumeradas en este apartado han permitido definir una metodología de ensayos para la identificación de los parámetros de suspensión, cumpliendo con los objetivos de la Tesis.

En los siguientes apartados se resumen los logros obtenidos en este trabajo y las líneas futuras de investigación encaminadas a su mejora.

7.2. APORTACIONES REALIZADAS.

Los objetivos iniciales que se proponían en la Tesis eran los siguientes:

1ª Desarrollo de un método de evaluación de los componentes del sistema de suspensión en vehículos automóviles. Obtención de los parámetros que definen su comportamiento vertical, las curvas de rigidez y de amortiguación, masas e inercias.

Este método, basado en banco de ensayo de placas para vehículo completo, ha de ser capaz de efectuar la comprobación del sistema de suspensión sin tener que proceder al desmontaje de ninguno de sus elementos.

Se busca que sea fácil de utilizar y rápido, lo que junto con la economía son requisitos imprescindibles para poder ser utilizado como herramienta de diagnosis; en particular, la comprobación del estado del amortiguador, principal causante del funcionamiento incorrecto del sistema.

2ª Posibilidad de implementar los resultados de las medidas en banco de placas en un modelo de simulación dinámica vehicular, validado experimentalmente, que permita determinar, cuantitativa y cualitativamente, la incidencia en la seguridad que tiene el grado de deterioro de los componentes del sistema de suspensión del vehículo estudiado.

Para el cumplimiento del primer objetivo, se ha desarrollado una metodología basada en bancos de suspensiones de placas de vehículo completo. Las tareas realizadas han sido las siguientes:

- Los bancos de ensayo utilizados se han modificado para poder controlar la frecuencia de excitación y para monitorizar los movimientos de la carrocería y de las ruedas. Con este fin se han implementado variadores de frecuencia y medidores de desplazamiento láser.

- Con el objetivo de caracterizar el comportamiento de la suspensión en el mayor rango de condiciones de trabajo posibles, se ha definido una sistemática de ensayos que permite obtener el máximo rendimiento del banco en cuanto a amplitud de desplazamientos y de velocidades alcanzadas en los amortiguadores. Se han identificado las carencias en este sentido de los bancos comerciales actuales con el objetivo de desarrollar un nuevo equipo que las solucione.

- Para la identificación de las curvas de amortiguación y del resto de parámetros, se ha utilizado un algoritmo de búsqueda de evolución diferencial. Este algoritmo de optimización ha sido adaptado al estudio dinámico de suspensiones para permitir de forma sencilla procesar datos de ensayos que combinan diferentes frecuencias y amplitudes de excitación. Con las modificaciones implementadas, utilizando modelos de vehículo completo y/o por eje, es posible analizar eficazmente información del comportamiento del amortiguador en diferentes condiciones de ensayo.

El trabajo desarrollado ha dado lugar al artículo: *“Identification of suspension parameters in on-board vehicles by means of evolutionary algorithms”*. Autores: E. Carabias, J.A. Cabrera, J.J. Castillo, J. Pérez, M. Alcázar. (Pendiente de publicación).

La metodología propuesta permite identificar diferentes parámetros en función del grado de complejidad del sistema de medida utilizado:

Si solo se pretende obtener la curva característica del amortiguador, las medidas de los desplazamientos se simplifican, ya que se reducen al eje sobre placas.

Si se quieren obtener otros parámetros que influyen en el comportamiento dinámico de la suspensión, es necesario trabajar con un modelo de vehículo completo de ocho grados de libertad. El sistema permite registrar y

analizar las medidas simultáneamente en los dos ejes del vehículo y utilizando las ecuaciones de equilibrio en la masa suspendida, obtener valores de inercias de balanceo, de cabeceo y de rigidez torsional de la carrocería.

La dificultad añadida que supone la adquisición de datos para trabajar con modelos de vehículo completo, unida a la limitación de los bancos actuales para controlar la amplitud excitación, no ha permitido cumplir con el objetivo de que la metodología desarrollada sea de sencilla implantación como herramienta de diagnosis. Pero con los resultados obtenidos con la sistemática propuesta se alcanza el objetivo principal de la Tesis, planteándose como línea futura la mejora del banco y la simplificación del sistema de medida.

Desarrollado el método para obtener las curvas características del amortiguador y del resto de parámetros, sin necesidad de desmontar los componentes de la suspensión, se cumple el segundo objetivo de la Tesis, ya que los resultados se podrían incorporar a un modelo de simulación dinámica y realizar ensayos virtuales de maniobras que determinen cuantitativamente el efecto que tiene en la seguridad el grado de deterioro de cada uno de los elementos de la suspensión del vehículo estudiado, especialmente el amortiguador.

Para poder lograr los objetivos planteados en la Tesis ha sido necesario diseñar y construir un banco de ensayo de conjuntos de suspensión, que no solo ha permitido caracterizar los componentes evaluados, sino que también, trabajando sobre un conjunto de dos grados de libertad, ha sido fundamental para el desarrollo y puesta a punto de la metodología para la identificación de la curva característica de los amortiguadores sin desmontaje. En el Anexo I de esta memoria se describen en detalle las características técnicas del equipo, las prestaciones del accionamiento hidráulico, el sistema de control y medida y las posibles configuraciones de trabajo.

Otras aportaciones de la investigación realizada han sido los resultados del estudio con el banco de componentes sobre el comportamiento vertical de neumáticos y que han dado lugar a la publicación :

“Modeling of tire vertical behavior using a test bench”. IEEE Access, Vol. 8. 2020. Autores: E. Carabias, J.J. Castillo, J.A. Cabrera, J.M. Velasco, J. Pérez, M. Alcázar.

Las conclusiones del estudio anterior han permitido proponer y validar un modelo de comportamiento vertical de punto de contacto único, basado en el viscoelástico de Maxwell, para su utilización en modelos de dinámica vehicular. Se ha comprobado que con el modelo de neumático propuesto se obtienen mejores resultados en las simulaciones que con el de Kelvin-Voigt, que es el utilizado habitualmente.

La ampliación de los estudios sobre modelos de neumáticos en el banco de ensayos abre una nueva línea de trabajo que se describe en el siguiente punto.

En el siguiente punto también se describen las propuestas encaminadas a la mejora de la metodología para la identificación de parámetros de suspensión y para la evaluación del grado de seguridad que aporta un sistema de suspensión en función del estado o grado de deterioro de sus componentes.

7.3. LÍNEAS FUTURAS DE INVESTIGACIÓN.

Como consecuencia del trabajo realizado se han abierto varias líneas de investigación que están enfocadas a los siguientes temas:

- Estudio del comportamiento dinámico de neumáticos.
- Desarrollo de un nuevo banco de vehículo completo para estudios de suspensiones y validación de modelos de dinámica vehicular.

Del estudio comparativo de modelos de neumáticos descrito en el capítulo cinco de esta memoria y teniendo en cuenta los resultados obtenidos en el banco, se considera de interés continuar con los ensayos. Está previsto ampliar las tipologías de neumáticos estudiadas y también las condiciones de trabajo en cuanto a: precargas, presiones de inflado, amplitudes y frecuencias de deformación, temperaturas, grado de envejecimiento, diferentes ángulos de caída, etc. El objetivo es identificar y analizar los parámetros de los modelos dinámicos de comportamiento vertical en cada uno de los casos, centrándose en el modelo viscoelástico propuesto en esta Tesis.

Del estudio en el banco de componentes, analizando los modelos de punto de contacto único, también se pudo observar que es posible relacionar la respuesta del neumático frente a deformaciones verticales con la deformación en rodadura. Las primeras investigaciones dieron como resultado un propuesta para el cálculo de este parámetro, que se ha presentado en el XXIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Jaén 2021:

“Estimación de la resistencia a la rodadura en neumáticos mediante banco de ensayos de tracción-compresión”. Autores: M. Alcázar, J. Pérez, E. Carabias, J.A. Cabrera, J.J. Castillo.

Continuando con esta nueva línea de investigación se pretende desarrollar una nueva metodología que presenta una serie de ventajas sobre los ensayos convencionales en banco de rodillo, principalmente el coste de los sensores y del equipo de ensayo. Pero también que la huella de contacto del neumático es plana, por lo que la geometría en deformación es mas parecida al que se produce en condiciones reales de rodadura. Figura 7-1.

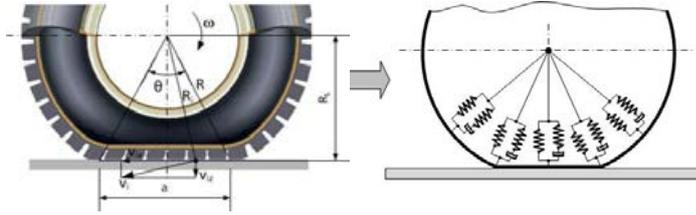


Figura 7-1. Geometría de la huella del neumático en rodadura. Modelado con elementos viscoelásticos.

Por otro lado, continuando con la línea de investigación abierta con esta Tesis y teniendo en cuenta los resultados obtenidos, se considera que utilizando la metodología propuesta en este trabajo para la identificación de los parámetros de suspensión es posible establecer criterios objetivos para evaluar hasta qué punto el grado de deterioro de los amortiguadores tiene una influencia significativa en la seguridad del vehículo.

Para ello es necesario combinar ensayos en banco de suspensiones con ensayos en pista, trabajando con una gama de amortiguadores que cubra ampliamente diferentes grados de deterioro. Además los resultados tienen que validarse para diferentes tipologías de vehículos y en diferentes condiciones de carga.

Actualmente el Grupo de Investigación IMMa está construyendo un prototipo de vehículo autónomo como plataforma de ensayos, en condiciones reales, de neumáticos de vehículos ligeros y de motocicletas. Permite configuraciones de masa desde los 800 hasta los 2.500 kg. El vehículo dispone de un sistema de suspensión variable en altura, rigidez y amortiguación: la altura, mediante actuadores electromecánicos; la rigidez, con un mecanismo de bielas ajustables; y la amortiguación, mediante fluido magnetoreológico. Figura 7-2.

El vehículo ha sido modelado en Matlab Simulink Multibody y permite disponer de una herramienta de ensayo virtual, y en el futuro real, que cubra todas las condiciones de ensayo que se requieren para la validación de los resultados de la investigación propuesta.

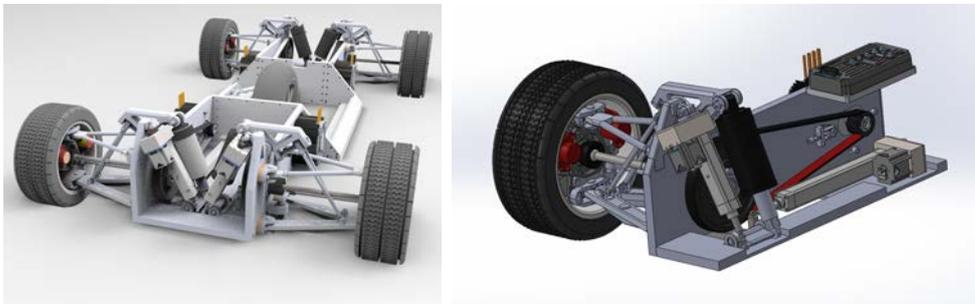


Figura 7-2. Proyecto de vehículo autónomo para ensayo de neumáticos.

El objetivo final es disponer de un banco de vehículo completo para estudio de suspensiones que permita adaptar los ensayos a las condiciones particulares de cada vehículo inspeccionado. Como se justifica en los resultados y conclusiones del capítulo seis de esta memoria, con el sistema de excitación de las placas se debe controlar tanto la frecuencia como la amplitud y así obtener la máxima velocidad de trabajo en los amortiguadores sin que en ningún momento se pierda el contacto en la huella del neumático.

Teniendo en cuenta que los bancos de suspensiones actuales con excitación fija, tanto los basados en el método EUSAMA como el utilizado en este trabajo, no permiten identificar adecuadamente las curvas de los amortiguadores a alta velocidad, se propone el desarrollo de un nuevo banco que se adapte a los requisitos descritos y que permita caracterizar en los dos ejes los movimientos de ruedas y carrocería.

Se propone un sistema de excitación directo a placas basado en actuadores electromecánicos. Esta tecnología actualmente permite cubrir con un coste razonable los rangos de fuerza, amplitud, velocidad y aceleración requeridos para los ensayos de vehículos ligeros.

Para el ajuste definitivo de los requisitos técnicos de diseño se dispone del vehículo de ensayo virtual descrito anteriormente.

Con un banco de estas características, trabajando con un modelo de suspensión de vehículo completo y aplicando la metodología propuesta, no solo se podría caracterizar el comportamiento no lineal de los componentes de la suspensión, sino que también permitiría validar experimentalmente el modelo de simulación dinámica utilizado para la evaluación del estado de las suspensiones, particularizado para el vehículo inspeccionado.

Por lo tanto, con los modelos virtuales y reales del vehículo y del banco de ensayo descritos, se dispone de las herramientas necesarias para establecer criterios objetivos que permitan evaluar el grado de deterioro de los amortiguadores y su influencia en la seguridad. También para el diseño de un posible equipo comercial que permitiera realizar las inspecciones de los sistemas de suspensión de forma sencilla, automatizada y con un coste razonable.

Las siguientes figuras, de la 7-3 a la 7-5, son un ejemplo del interfaz necesario de entrada de datos para el algoritmo de identificación de parámetros de suspensión. Las pantallas, programadas en Matlab Simulink, son las hojas de toma de datos de los ensayos en banco y muestran las utilizadas en este trabajo de investigación, ampliadas a los dos ejes del vehículo.

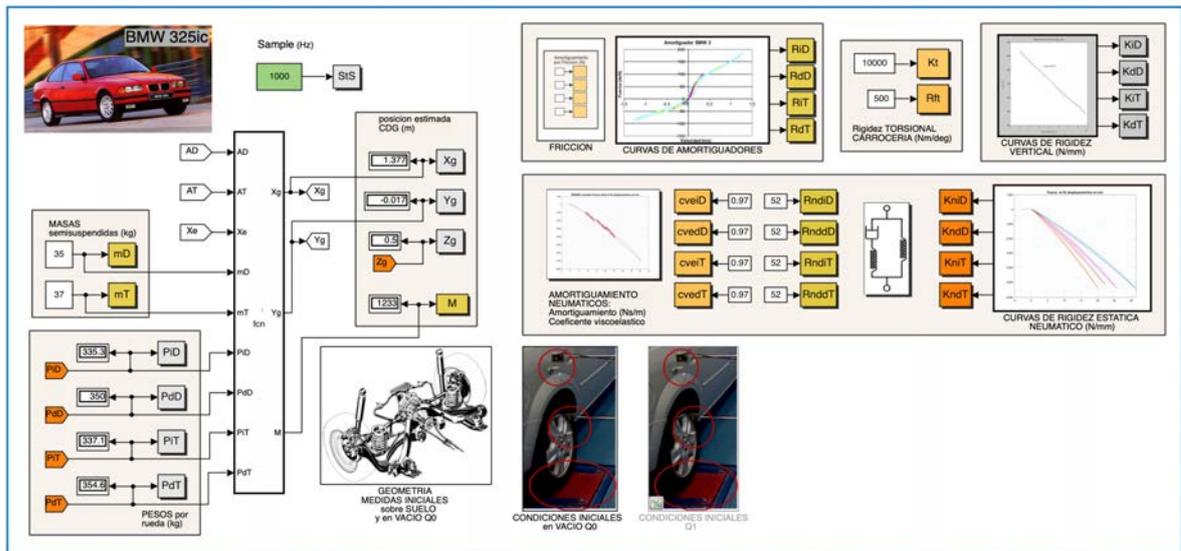


Figura 7-3. Pantalla principal de la interfaz de entrada de datos para el algoritmo de identificación de parámetros.

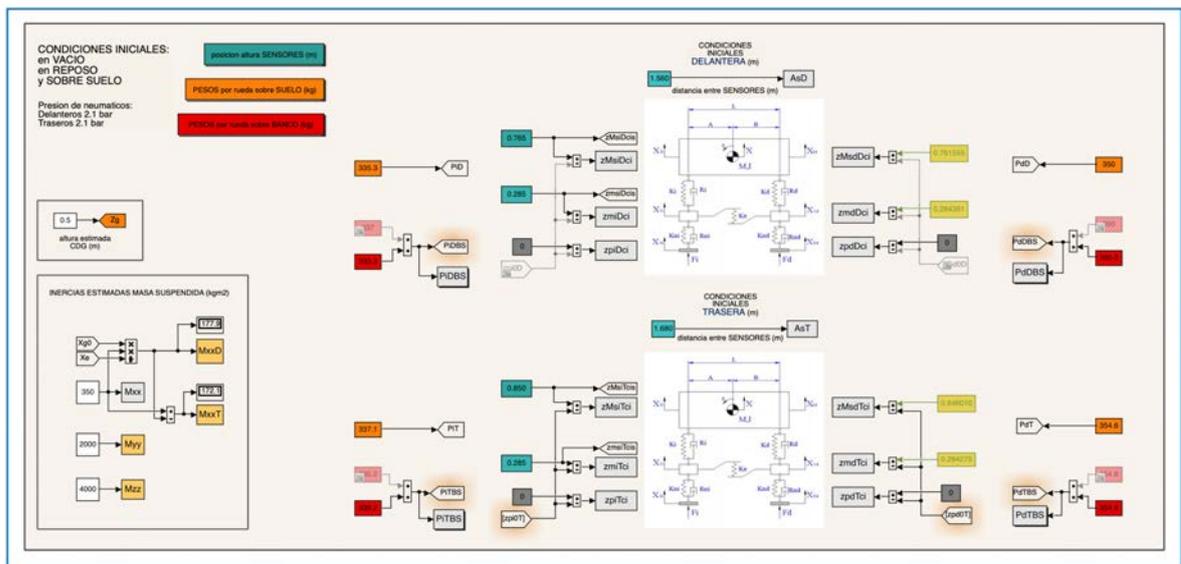


Figura 7-4. Pantalla 2. Medidas de posicionamiento de los sensores en ruedas y carrocería.

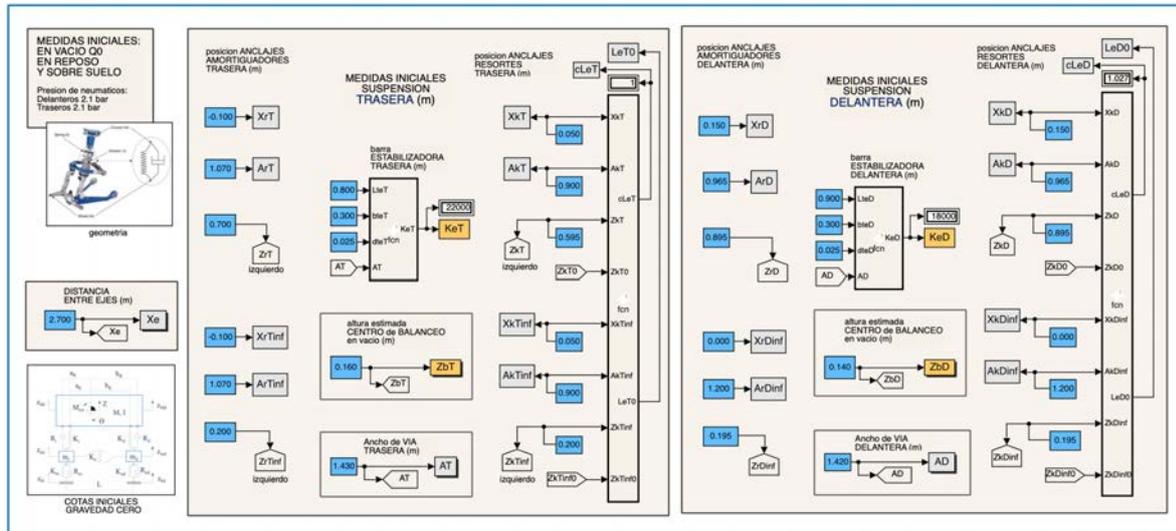


Figura 7-5. Pantalla 3. Medidas de posicionamiento de anclajes de resortes, de amortiguadores y de barras estabilizadoras.

Anexo I: BANCO DE ENSAYO DE COMPONENTES Y CONJUNTOS DE SUSPENSIÓN DE VARIOS GRADOS DE LIBERTAD.

A.1. REQUISITOS DE DISEÑO.

En el ámbito de este trabajo de investigación y para poder lograr los objetivos planteados en la Tesis, se ha desarrollado un banco ensayo que permite no solo estudiar cada componente por separado, amortiguadores, resortes, silent-blocks y neumáticos, sino también ensayar conjuntos completos de suspensión de varios grados de libertad.

El banco construido, de accionamiento hidráulico, permite reproducir, en frecuencia y desplazamiento, las excitaciones variables a las que están sometidos los diferentes elementos de la suspensión en las condiciones del banco de vehículo completo.

Se partía de la idea de un equipo muy versátil que sirviera tanto para las prácticas de las asignaturas de vehículos impartidas por el Área de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Málaga como de apoyo al Grupo de Investigación IMMA en diferentes proyectos, en desarrollo y futuros. Por este motivo se fijaron los siguientes objetivos de diseño:

- Banco convencional para la obtención de curvas de comportamiento de amortiguadores de vehículos ligeros y para selección y ajuste de resortes y amortiguadores de motocicletas. Con capacidad hasta los 5.000 N de fuerza, 1,5 m/s de velocidad y 320 mm de desplazamiento. Frecuencias de excitación de hasta 5 Hz.
- Caracterización de componentes de suspensión de vehículo ligeros en condiciones reales de trabajo, incluidas las de los bancos de suspensiones de vehículo completo. Fuerzas de excitación superiores a los 5.000 N, con velocidades de hasta 0,5 m/s. Frecuencias de excitación de hasta 25 Hz, con desplazamientos variables y controlados en amplitud en el rango de los 30 mm.
- Equipo para estudios del comportamiento dinámico vertical de neumáticos; complementario al banco de ensayo de neumáticos de superficie de rodadura plana y al de obtención de la distribución de presiones en la huella de contacto, mencionados en la introducción de esta memoria.
- Posibilidad de ensayo de conjuntos de suspensión de uno y dos grados de libertad, en condiciones reales de trabajo, para apoyo a la docencia de las asignaturas de vehículos automóviles.
- Equipo de ensayo con programación abierta, adaptable a las diferentes necesidades en función del tipo de estudio que se realice. Posibilidad de automatizar ensayos, utilizando distintos tipos de sensores y con diferentes rangos de trabajo.
- Capacidad para estudiar sistemas de suspensión mediante ensayos del tipo “hardware in the loop”, en los que el banco proporciona el comportamiento físico real del elemento ensayado.
- Estas características en algún caso se pueden encontrar en equipos comerciales, pero que en conjunto sólo es posible conseguir con un equipo diseñado a medida.

En los siguientes puntos se describen las características técnicas del banco: solución constructiva adoptada, sistema de excitación y sistema de control y medida; así como las prestaciones finales del banco.

A.2. ESTRUCTURA Y SISTEMA DE ACCIONAMIENTO.

Para poder realizar ensayos de conjuntos de suspensión se ha adoptado una disposición de espacio abierto, con guía de largo recorrido sobre columna única de alta rigidez. Figura A-1.

La guía lineal de bolas es de la marca HIWIN, modelo HGR45RHX de longitud 1850 mm. Los rodamientos lineales son de la misma marca, modelo HGW45CCZ0H. Se utilizan dos patines para el desplazamiento del anclaje superior y uno o dos, en función de la carga de trabajo, para la guía inferior del accionamiento de excitación.

El posicionamiento del anclaje superior es de tipo manual, con desplazamiento mediante husillo-tuerca de diámetro 32 mm y de paso 5 mm. Para una fijación rápida, se utiliza un freno ZIMMER, modelo HK4501A; con posibilidad de fijación hidráulica de la misma marca, modelo KWH4512BS1.

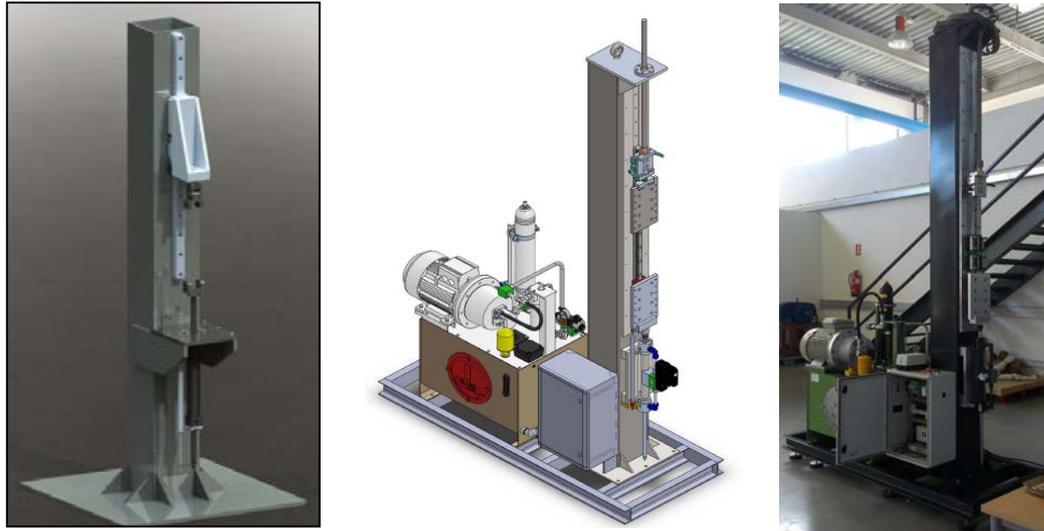


Figura A-1. Planteamiento inicial del diseño y solución final.

La solución adoptada para el sistema de excitación es un cilindro hidráulico, pero inicialmente se estudiaron otras opciones:

- Accionamiento por leva excéntrica. Frecuencias altas pero sin control dinámico de amplitud y con solo posibilidad de excitación senoidal. Esta solución es la adoptada por la mayoría de los bancos comerciales de amortiguadores, pero no permite realizar ensayos en condiciones reales de funcionamiento con variaciones controladas de la amplitud de excitación y/o de la fuerza de accionamiento.

- Con actuador electromecánico. Fuerzas elevadas con control sobre la amplitud. En general, cilindros de accionamiento de husillo y tuerca de bolas recirculantes voluminosos y pesados, por lo que, debido a las inercias lineales y rotatorias, solo son válidos cuando no se requieren altas aceleraciones. Para los requisitos de diseño, son dispositivos muy caros en comparación con otros sistemas como los hidráulicos. A medida que se hacen mas asequibles son mas utilizados en bancos de ensayo y son actuadores muy adecuados para equipos que no requieran elevadas aceleraciones de trabajo.

La incorporación de un accionamiento mediante cilindro hidráulico permite conseguir las prestaciones requeridas, especialmente en aceleración, necesarias para reproducir las variaciones rápidas del desplazamiento que se producen en los sistemas de suspensión en situaciones reales de funcionamiento. En la figura A-2 se muestra el esquema completo de montaje de los componentes del grupo hidráulico.

Las prestaciones en fuerza y velocidad son debidas a la utilización del grupo de la figura A-2, con un servocilindro de doble efecto, de la marca GLUAL KR-32/22/22 x 350 mm; trabajando con una bomba que suministra 190 bar de presión, con un caudal continuo de 27 l/min. Al haberse incorporado un acumulador de gran volumen es posible llegar hasta los 55 l/min.

Para conseguir una respuesta rápida en las variaciones de caudal que permita obtener las aceleraciones requeridas en los ensayos, se ha montado una servoválvula direccional de control proporcional de cuatro vías de la marca PARKER, modelo D1FPE50MJ9NS00 (figura A-2); con una presión de servicio máxima de 350 bar, un caudal máximo de 90 l/min y un tiempo de respuesta de 0 a 100% del caudal, inferior a los 3,5 ms.

Con la configuración descrita es posible conseguir fuerzas que superan los 8.000 N y velocidades de hasta 2,1 m/s. En la figura A-3 se muestran gráficas ejemplo del comportamiento del sistema en desplazamiento, velocidad y aceleración en vacío. Se observa que la velocidad máxima se alcanza en un tiempo inferior a los 7 ms, lo que supone una aceleración media de 300 m/s².

Lógicamente, no es posible combinar simultáneamente los valores máximos de fuerza, desplazamiento, velocidad y aceleración; pero tampoco es necesario para los requisitos de diseño. Con amortiguadores de vehículos ligeros y motocicletas se pueden realizar los ensayos estándar, con excitación senoidal de amplitud ± 40 mm y frecuencia 5 Hz (velocidad máxima de 1,25 m/s y aceleración de 40 m/s²); pero también se pueden realizar con amplitud de ± 10 mm y frecuencia de 25 Hz (velocidad máxima de 1,57 m/s y aceleración de 247 m/s²). Como ejemplo de prestaciones, las gráficas mostradas en los capítulos cinco y seis de ensayos con neumáticos y con el conjunto de horquilla de suspensión de motocicleta de dos grados de libertad.

ANEXO I. Banco de ensayo de componentes y conjuntos de suspensión de varios grados de libertad.

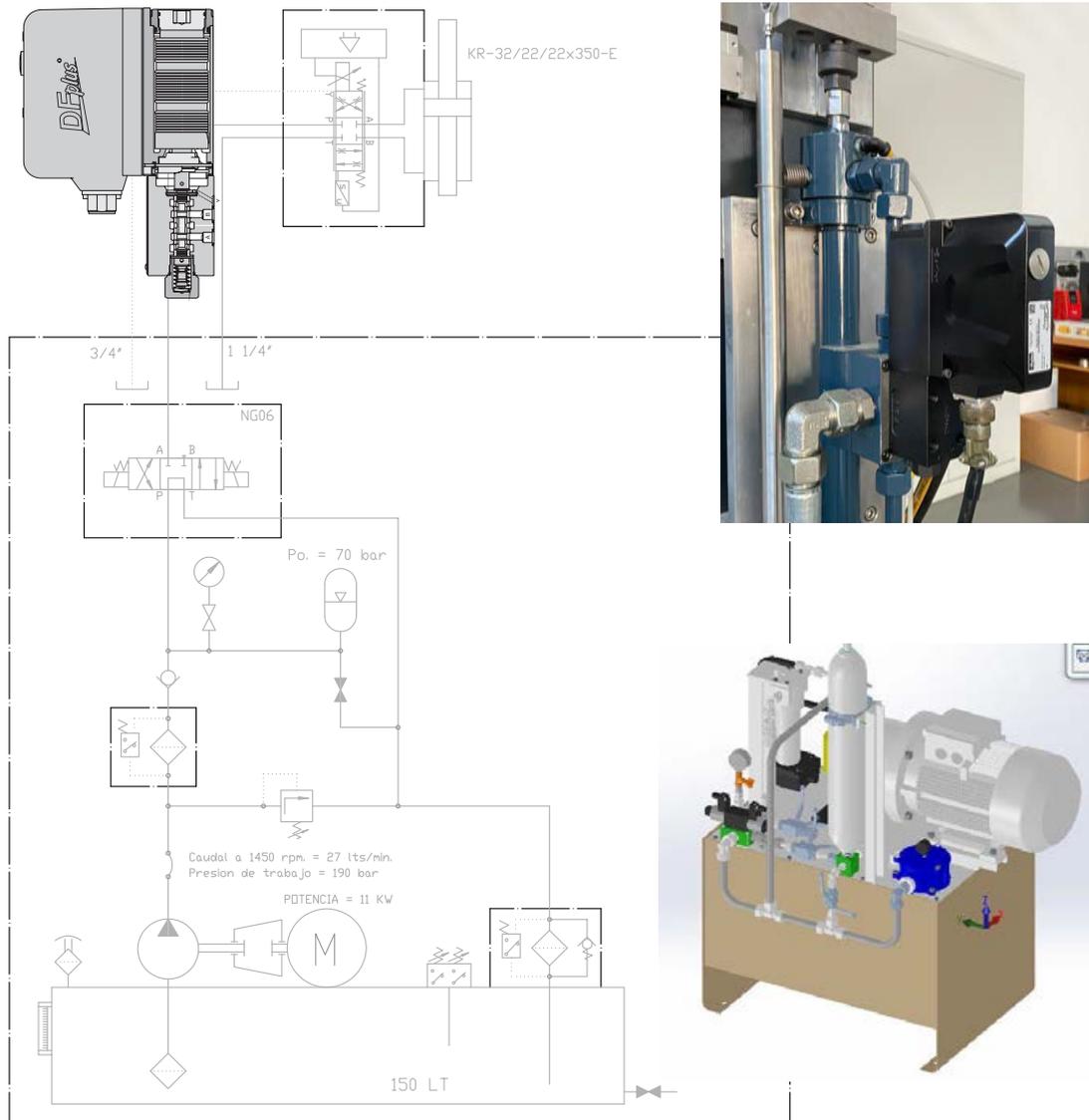


Figura A-2. Esquema del grupo hidráulico de accionamiento.

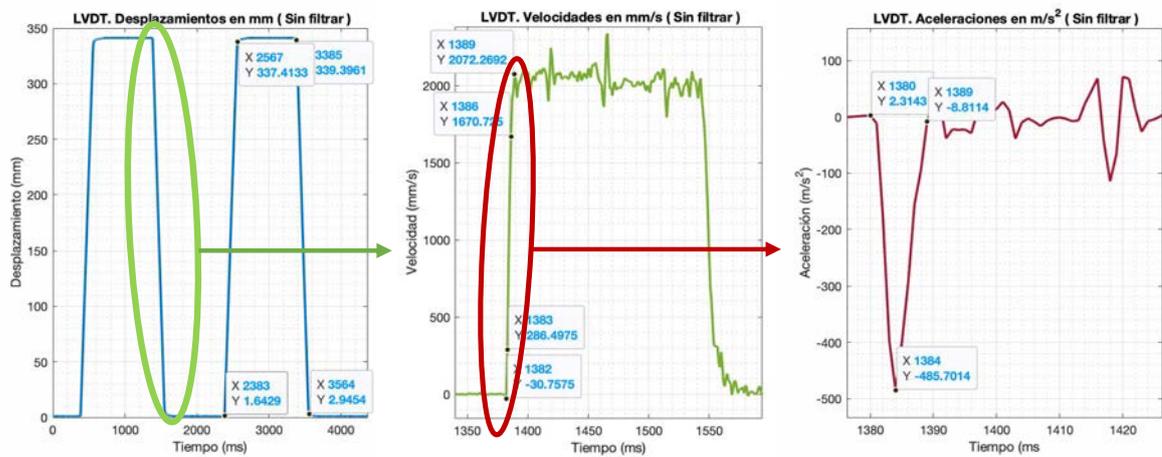


Figura A-3. Gráficas ejemplo de prestaciones en velocidad y aceleración.

A.3. SISTEMA DE CONTROL Y MEDIDA.

El control del banco se realiza con un equipo de National Instruments, serie Compact, modelo NI cRIO-9066, con CPU Dual Core 667 MHz y con FPGA Xilinx Zynk-7020. Memoria DRAM de 256 MB y de almacenamiento de 512 MB.

Este modelo de controlador integra en el mismo procesador la FPGA (Field-Programmable Gate Array) y el control Real-Time, por lo que la comunicación entre ambos es directa y posibilita la transmisión y grabación de datos a alta velocidad en tiempo real. Esta característica permite trabajar con una frecuencia de control de 1 kHz y de grabación de hasta 10 kHz, 10 kSamples/s por canal.

El equipo dispone de ocho ranuras para la incorporación de módulos intercambiables para las comunicaciones de entrada y salida, tanto analógicas como digitales. La utilización de módulos independientes permite una gran versatilidad en la configuración de los sensores del banco y la posibilidad de intercambiarlos entre las diferentes plataformas de ensayo de las que dispone el Grupo de Investigación. En la figura A-4 se muestra el controlador con los módulos utilizados y una tabla resumen de sus características.

NI cRIO-9066 Módulos	Características
NI 9201	± 10 V, entradas analógicas, 500 kS/s, 8 canales, 12 bit de resolución.
NI 9263	± 10 V, salidas analógicas, 100 kS/s, 4 canales, 16 bit de resolución.
NI 9403	32 entradas/salidas digitales, 5 V/TTL, bidireccional, 7 μ s.
NI 9215	± 10 V, entradas analógicas simultáneas, 100 kS/s/ch, 4 canales, 16 bit de resolución.
NI 9265	0 a 20 mA, salidas analógicas, 100 kS/s/ch, 4 canales, 16 bit de resolución.
NI 9237	± 25 mV/V, entradas analógicas simultáneas, 50 kS/s/ch, 4 canales, módulo para puentes extensométricos, 24 bit de resolución.



Figura A-4. Controlador NI cRIO 9066 con los módulos I/O de comunicación.

El algoritmo de control de la FPGA, del Real-Time y la interfaz de usuario en PC están programados con los respectivos software LabView de National Instruments específicos. En la figura A-5 se muestra el esquema de comunicaciones y de funcionamiento del bucle de control.

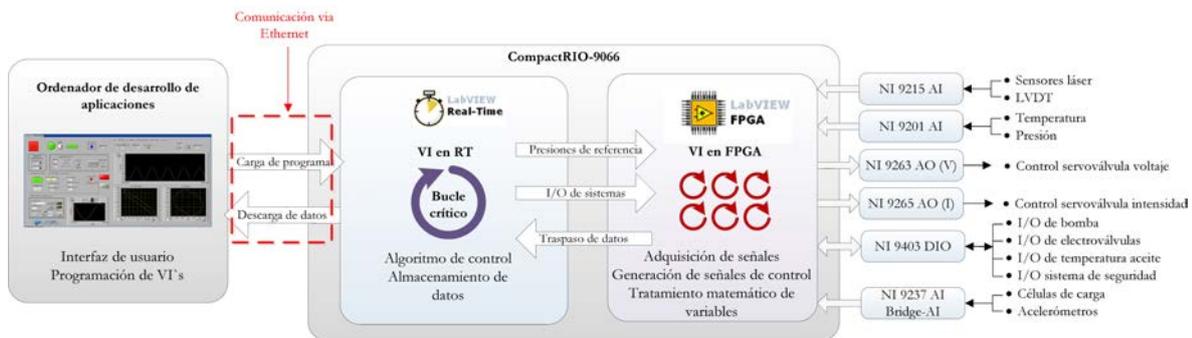


Figura A-5. Controlador NI cRIO 9066. Esquema del sistema de control y medida.

ANEXO I. Banco de ensayo de componentes y conjuntos de suspensión de varios grados de libertad.

En la siguiente tabla, la A-1, se muestra un resumen de las características técnicas del banco, incluyendo los diferentes sensores de fuerza, desplazamiento, aceleración y temperatura utilizados para los ensayos realizados en este trabajo de investigación, capítulos 5 y 6 de esta memoria.

Características generales			
Fuerza máxima (Tracción-compresión)	±8 kN		
Rango de velocidades	0.05 mm/s a 2 m/s		
Desplazamiento máximo cilindro	350 mm		
Frecuencia máxima de excitación cíclica	25 Hz		
Frecuencia de control	1 kHz (Resolución conversión D/A salida señal servoválvula 16 bit)		
Frecuencia máxima de grabación	10 kHz (Resolución conversión A/D entrada señal sensores 12/16/24 bit)		
Sensores de medida			
Marca y modelo de sensor	Rango	Exactitud	Características
LVDT SCHREIBER SM42-360	0 - 360 mm	±0.05 mm	Sensor inductivo para el control del desplazamiento de la excitación.
2 Láser OMRON ZX-LD40	30 - 50 mm	±2 µm	
2 Láser OMRON ZX-LD100	60 - 140 mm	±16 µm	Sensores sin contacto para medida de desplazamientos en sistemas de varios grados de libertad.
Célula de carga HBM U93 10kN	±10 kN	±1 N	Sensores extensométricos de medida de fuerza y para el control de excitación.
Célula de carga Honeywell 125 100kg	±1 kN	±0.1 N	
2 Acelerómetros KYOWA AS-2GB	±2 g	±0.01 m/s ²	Sensores extensométricos para medida de aceleraciones en sistemas de varios grados de libertad.
2 Acelerómetros KYOWA AS-5GB	±5 g	±0.02 m/s ²	
2 Sensores de temperatura OPRIS CS	-20° - 350°	±0.5°	Sensores infrarrojos para medidas sin contacto.

Tabla A-1. Características generales del banco.

De los sensores conectados a los módulos del controlador, figura A-5 y tabla A-1, los principales son las células de carga, de 1 y 10 kN, y el sensor de desplazamiento LVDT; que son los utilizados para los ensayos por control por fuerza y/o por desplazamiento. En ambos casos la programación permite utilizar esquemas prefijados de excitación, como señales senoidales, en triángulo, pulsos, etc; pero también permite utilizar señales de control externas. En la figura A-6 se muestra la interfaz de usuario con un ejemplo de pantalla para configurar un ensayo con el control PID por desplazamiento. En la figura A-7, pantalla con detalle del control por fuerza.

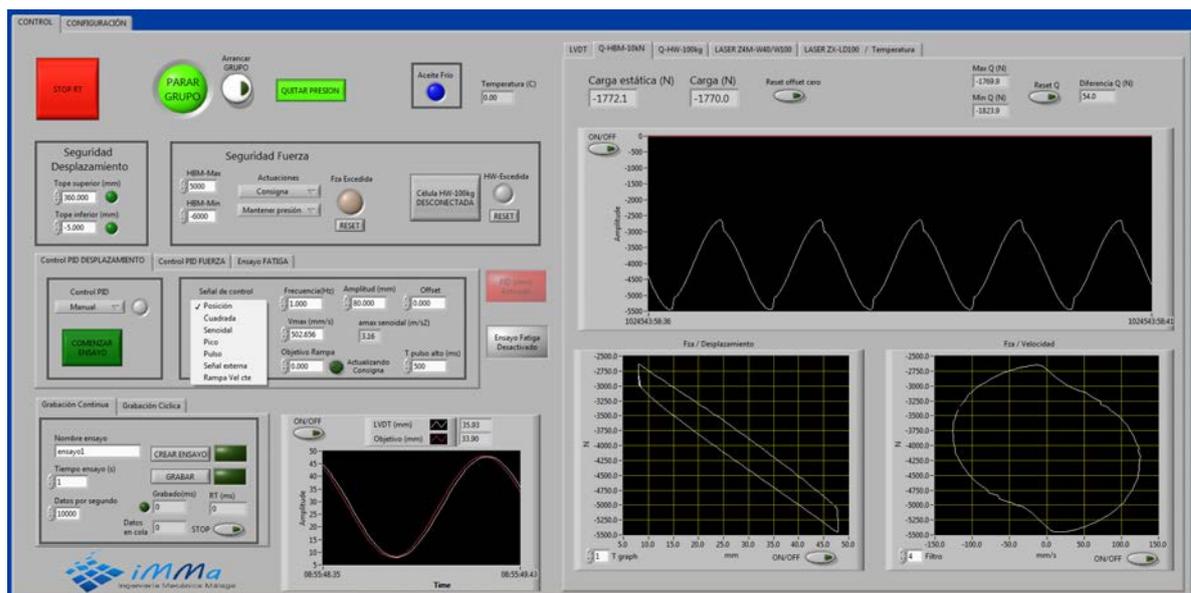


Figura A-6. Pantalla general de la interfaz de control.

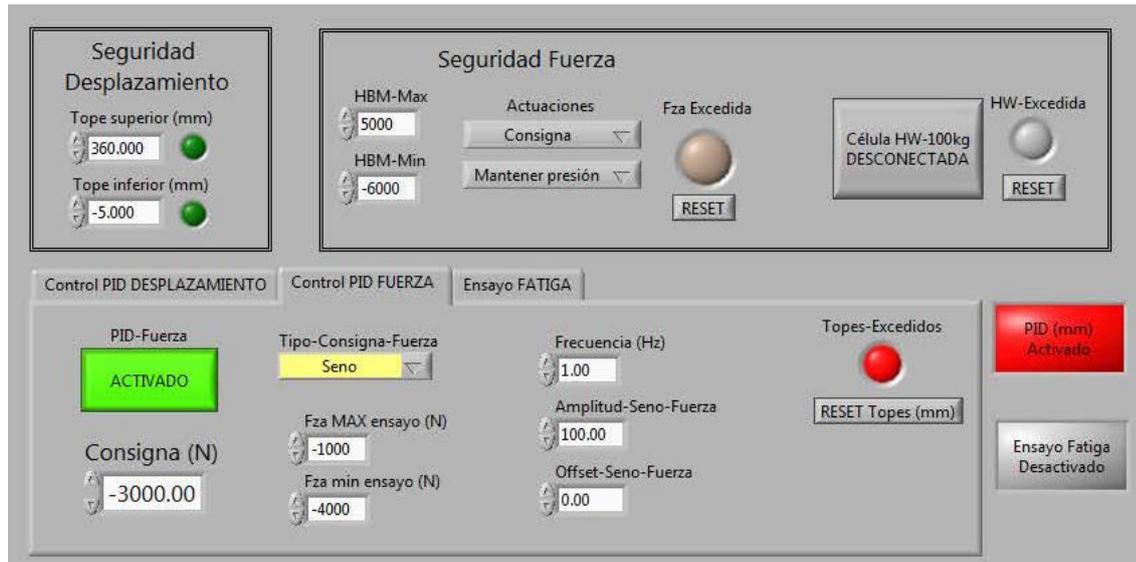


Figura A-7. Detalle de la pantalla de la interfaz para ensayos con control por fuerza.

A.4. CONFIGURACIONES DE TRABAJO.

El banco permite ensayos estándar de componentes de suspensiones como resortes y amortiguadores, con resultados como los de la figura ejemplo A-8. Pero una de las características más importantes del equipo desarrollado es la versatilidad de uso. Como se ha visto en esta memoria, se ha utilizado para caracterizar el comportamiento estático y dinámico de neumáticos y para estudiar un conjunto de suspensión de dos grados de libertad en condiciones realistas. Para ello es necesario diseñar utillajes específicos para cada configuración de trabajo, variando tanto el anclaje superior de la célula de carga como la plataforma de excitación. Como ejemplo, los ensayos descritos en los capítulos cinco y seis y las gráficas de resultados que se muestran.

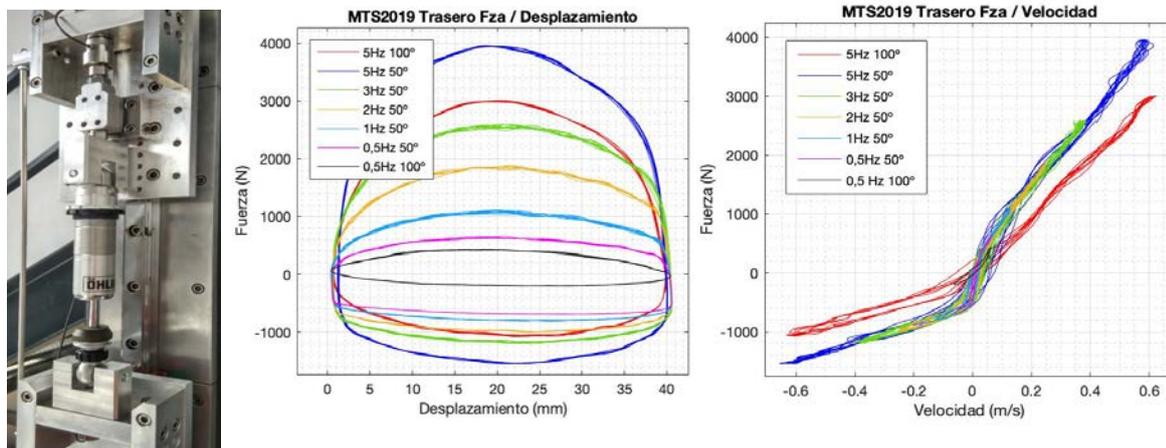


Figura A-8. Gráficas resultado de un ensayo para caracterizar un amortiguador trasero de motocicleta.

En la figura A-9, además del detalle del utillaje utilizado en el estudio de modelos verticales de neumáticos, se puede ver la instalación de la llanta dinamométrica del banco de neumáticos de rodadura plana, marca KISTLER, modelo RoaDyn P625, con rango vertical de 20 kN; integrada en el sistema de adquisición de datos del banco de suspensiones para la intercomparación de medidas con la célula HBM U93 de 10 kN. La figura A-10 es un ejemplo de los resultados, en los que se puede apreciar mayor histéresis de medida en la llanta dinamométrica.



Figura A-9. Utillaje utilizado para ensayos de neumáticos.

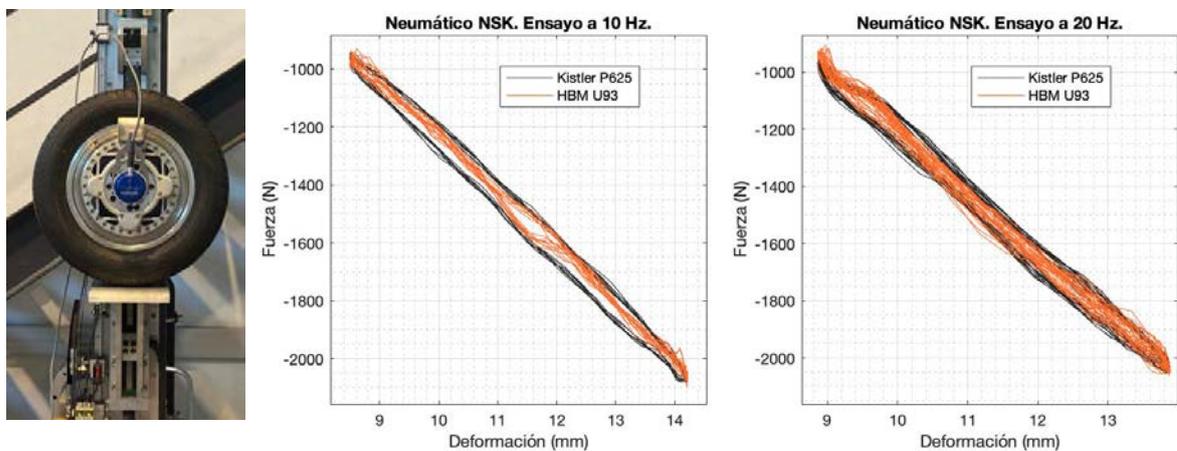


Figura A-10. Llanta dinamométrica Kistler RoadDyn P625. Resultados comparativos con célula HBM U93 10kN.

En la figura A-11 se pueden ver los utillajes utilizados para los ensayos de suspensión delantera de motocicleta en las dos configuraciones estudiadas: de un grado de libertad, con la horquilla fijada a la célula de carga y sin masa añadida; y de dos grados de libertad, con la célula desmontada para permitir el libre movimiento de la masa suspendida. También se detallan los sensores utilizados.

Las figuras A-12.a y A-12.b muestran, para el estudio del conjunto de dos grados de libertad del capítulo seis, gráficas de resultados en los que se comparan la calidad de las medidas obtenidas utilizando los diferentes tipos de sensores, LVDT, láser y acelerómetros. Se compara el ruido de las señales de entrada (gráficas 1 y 2) y también las diferencias en desplazamientos y aceleraciones a las frecuencias de resonancia de las masas suspendida (MS) y semisuspendida (mss), en el entorno de los 2 y 16 Hz respectivamente (gráficas 3, 4 y 5).

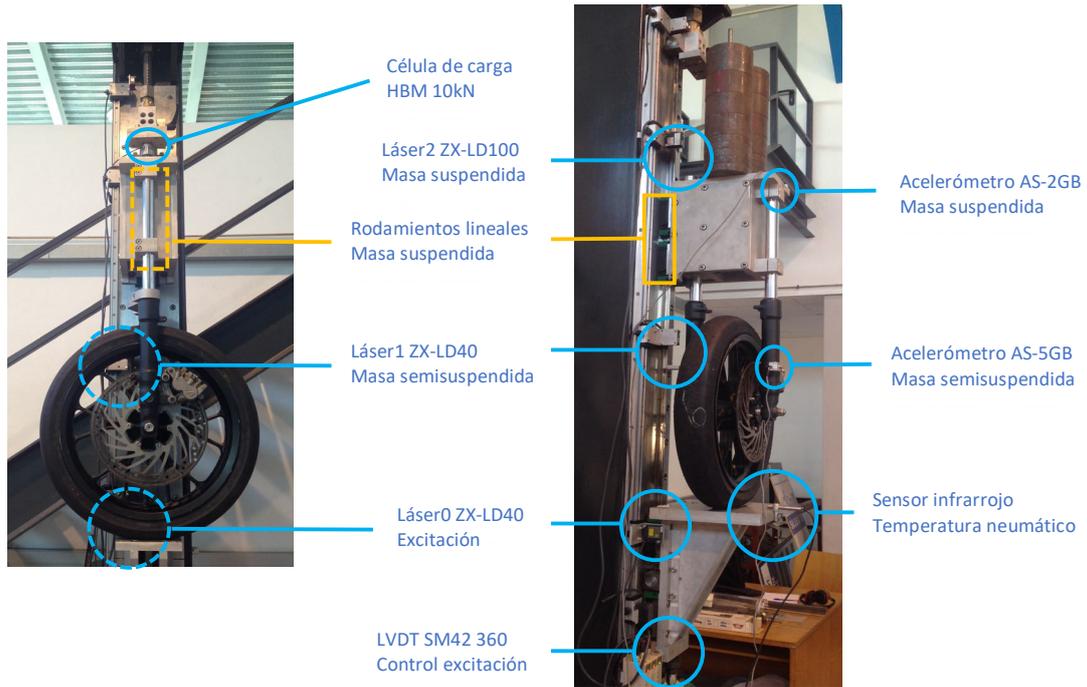


Figura A-11. Configuración de banco para ensayos con conjuntos de 1 y 2 GDL. Posicionamiento de sensores.

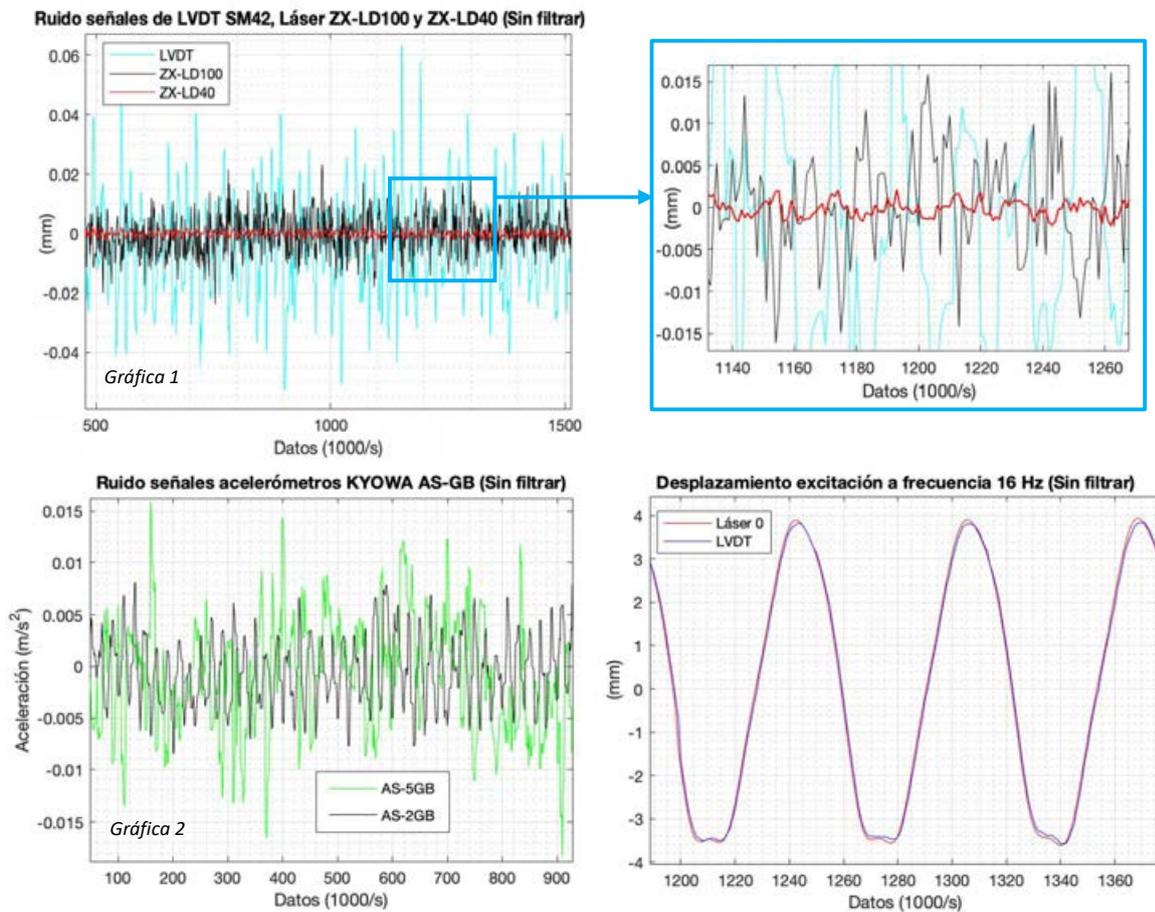


Figura A-12.a. Comparación entre sensores en medidas de desplazamiento y aceleración.

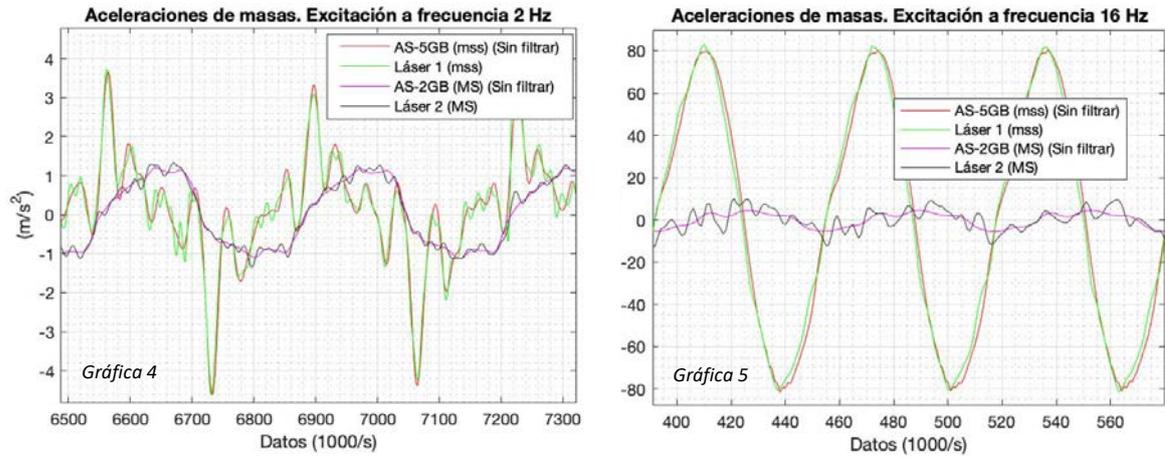


Figura A-12.b. Ensayo conjunto de 2 GDL. Comparación entre sensores en medidas de aceleración.

Finalmente, indicar que el banco es una herramienta de ensayo polivalente para apoyo a los proyectos de investigación del Área de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Málaga. Como ejemplo, la figura A-12, en la que se muestra una configuración para estudios biomecánicos a fatiga y de carga de rotura.

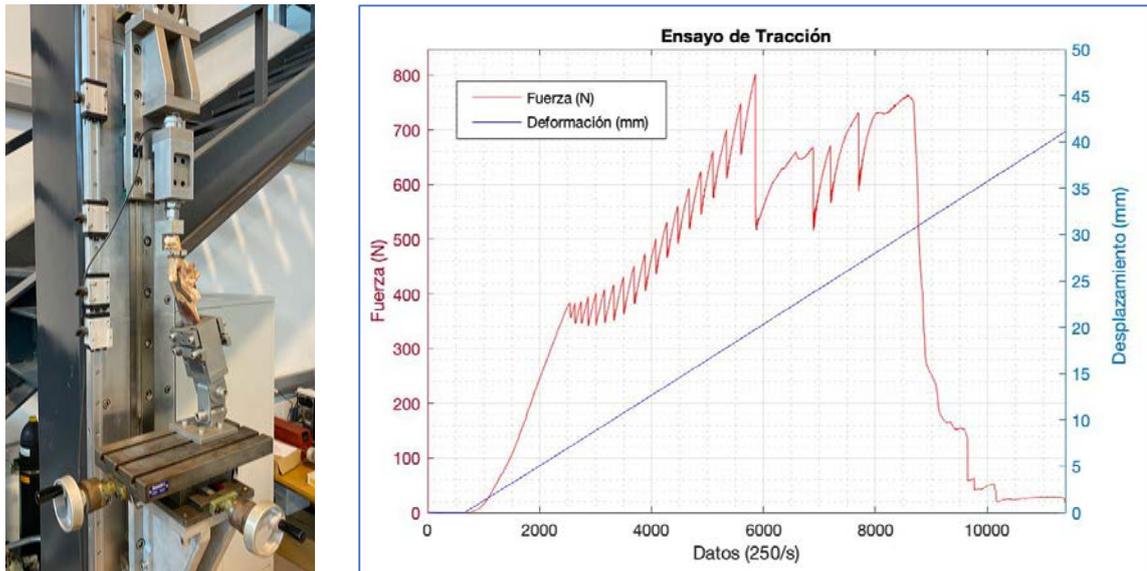


Figura A-13. Ensayo de tracción de implante en espécimen de rodilla canina.