

MODELO MULTIBODY FLEXIBLE VEHÍCULO AUTOMOVIL 6GDL

F. Javier Asensio Bazterra¹, Jesús María Pintor Borobia^{2,3}

¹ NAITEC - Centro Tecnológico de Automoción y Mecatrónica, C/ Tajonar 20, 31006 Pamplona, España, Email: jasensio@naitec.es

² NAITEC - Centro Tecnológico de Automoción y Mecatrónica, C/ Tajonar 20, 31006 Pamplona, España, Email: jpintor@naitec.es

³ Instituto de Investigación de Smart Cities (ISC), Departamento de Ingeniería, Universidad Pública de Navarra (UPNA), Campus de Arrosadía, 31006 Pamplona, España, Email: txma@unavarra.es

Resumen

El trabajo se centra en el desarrollo de un modelo multibody de vehículo automóvil completo con la inclusión de 6 GDL del mismo y características flexibles del chasis. El objetivo consiste en la obtención de un modelo más real respecto a las características deformables del chasis, componente más flexible del vehículo, en comparación con modelos totalmente rígidos tipo Quarter Car.

Sobre un caso de vehículo L7E seleccionado, con suspensión double wishbone, se diseña un modelo multibody base según metodología standard. Este se define por 4 subconjuntos multibody de modelos Quarter Car y body de chasis. La totalidad de los componentes se definen como rígidos con propiedades de masa concentrada en los CG y tensores de inercia de los componentes.

En base a este modelo inicial, se desarrollan 2 variantes del mismo, rígido y flexible, sobre los que se ejecutan los análisis de eventos/escenarios con presencia de cargas importantes de tracción – compresión, flexión y torsión.

El body de chasis flexible se define por su modelo de modos normales de vibración desarrollado por FEM en el rango de frecuencia de las cargas presentes en los eventos.

El análisis final de resultados de los eventos con subvariantes de modelo flexible según la inclusión de diferentes selecciones de modos normales tiene por objetivo establecer los criterios de selección de parámetros (rango frecuencia, modos, ...) en la definición de chasis flexibles según esta metodología.

Keywords: Multibody vehículo completo; Chasis vehículo 6GDL; Chasis flexible; Dinámica Vehicular

1. Introducción

En el proceso de desarrollo de vehículos y en su fase de diseño, el análisis y optimización de la dinámica vehicular se realiza con modelos virtuales como actividad previa a los ensayos de validación experimental del modelo con eventos y escenarios seleccionados en circuitos de pruebas.

Una de las metodologías de desarrollo de modelos virtuales de análisis de dinámica vehicular consiste en la modelización multibody. En función del tipo y alcance del análisis objetivo se desarrollan modelos de cuarto de vehículo, modelos de mitad simétrica y vehículo completo. Los modelos cuarto de vehículo, con dos grados de libertad, se aplican en el análisis de la dinámica vertical. Modelos de mitad simétrica de vehículo, con cuatro grados de libertad, se utilizan en el análisis de cabeceo de vehículo. Por último, modelos de vehículo completo con 6 grados de libertad se desarrollan para el análisis completo de vehículo incluyendo adicionalmente el antivuelco y deslizamiento. Existen variantes de este modelo de vehículo completo con la inclusión del análisis de la dinámica vertical del asiento de conductor, resultando modelos con 8 grados de libertad.

La modelización multibody con definición de cuerpos flexibles según su geometría y propiedades mecánicas de materiales posibilita obtener modelos con la inclusión de deformaciones en eventos de análisis y sus efectos en los resultados de dinámica vehicular. Estas características hacen que estos modelos resultantes sean más adecuados en el análisis de vehículos con suspensiones semiactivas / activas y sus algoritmos de control. Se selecciona un modelo base Quarter Car, definido en el apartado 3.2.1. y utilizado extensamente en el desarrollo del control de suspensiones activas, como es el caso de Alexander Alyukov [1], Dirk Adamski [2], D. Guida [3] y Jorge Hurel [4].

2. Caso de estudio. Automóvil modelo L7E

2.1. Modelo de vehículo L7E

El caso de estudio se centra en un modelo de vehículo de tipo L7E diseñado para una aplicación principal de reparto en entornos urbanos (última milla), cuya configuración se puede apreciar en las Figuras 1 y 2 y donde el chasis se diseña con perfiles de aluminio y uniones por soldadura y tornillo.

Las principales características, desde el punto de vista de dinámica vehicular, vienen definidas por los parámetros recogidos en la Tabla 1.

Figura 1. Modelo L7E Caso de análisis (Chasis)

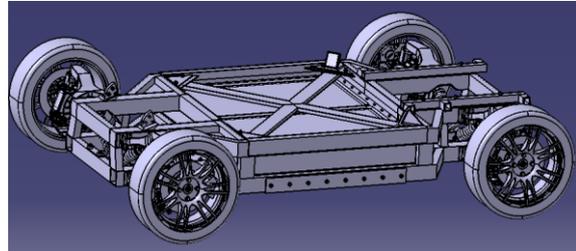


Figura 2. Modelo L7E Caso de análisis (CAD)

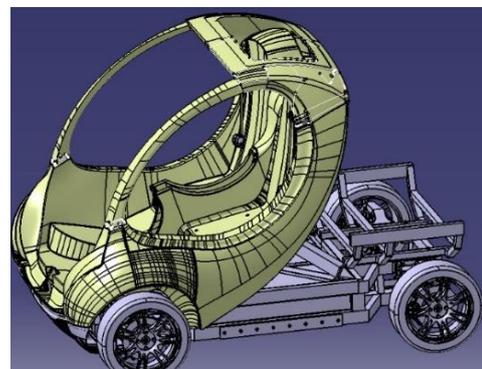


Tabla 1. Modelo L7E. Especificaciones técnicas

	Unit	value
Body and Chassis		
Platform	(-)	(Robot-wheel)
Body style	(-)	Truck
Vehicle Weight		
Mass (max.)	kg	1.250
Sprung mass	kg	(988)
Unsprung mass	kg	262
Vehicle Dimensions		
Wheelbase	mm	1.889,12
Widetrack	mm	1.611,12
Height	mm	1.950
Engine Power		
Power	kw	15
Velocity		
Velocity (máx.)	km/h	90
Suspension/Tyre spec.		
Front axle	(-)	Double wishbone push rod
Rear axle	(-)	
Spring stiffness	kN/m	50 front – 70 rear
Damping Coeff.	kN·s/m	2
Tyre vertical stiff.	kN/m	220

2.2. Eventos / Escenarios de análisis

La validación del diseño del chasis se realiza según casos seleccionados consistentes en eventos que se pueden presentar en su uso standard y posibles incidentes según especificaciones de normativa aplicable.

En el presente trabajo se selecciona un caso de análisis de tipo Twist Road definido por trayectoria en línea recta y a una velocidad constante según parámetros de la Tabla 2. El tipo de perfil de la carretera de estos casos es un perfil senoidal con amplitud y frecuencia constantes y en contrafase lados derecho – izquierdo; lo que hace que se presenten esfuerzos importantes de tipo axial, flexión y torsión en el chasis.

En función de los parámetros de ensayo, la respuesta dinámica del chasis puede variar en base a sus modos normales de vibración.

Tabla 2. Caso análisis Twist road. Parámetros

Twist Road test		Unit	Value
Car Velocity		km/h	15
Road profile			
	Wavelength	m	8
	Amplitude	m	0.15

2.3. Resultados objetivo del análisis

Con el objetivo general de determinar el grado de precisión de los modelos con chasis rígido y flexible, los resultados objetivo se centran en:

- Desplazamientos y rotaciones de puntos de chasis situados en los ejes delantero y trasero.
- Cargas presentes en las articulaciones situadas entre chasis y suspensión.

Estos resultados y sus perfiles de variación durante el rango temporal de duración del evento definen el estado del chasis para su validación y optimización desde el punto de vista estructural.

3. Modelo multibody base vehículo completo

Se desarrolla un modelo multibody del vehículo completo según metodología standard y a partir del software de análisis utilizado, con una estructura de submodelos definidos en función de los objetivos del análisis. El modelo se constituye de los subconjuntos:

3.1. Body01. Chasis vehículo

Se define un único body con la totalidad de componentes según diseño de chasis y con uniones rígidas (joints) entre ellos. Esta modelización posibilita el posterior análisis de sensibilidad de la respuesta dinámica del chasis en función de componentes y sus parámetros geométricos y propiedades mecánicas.

La modelización se realiza por:

- Propiedades de rigidez: Body rígido.
- Propiedades de masa:
 - Masa total concentrada en CG según modelo CAD y propiedades de material.
 - Tensor de inercia calculado según CAD y material.

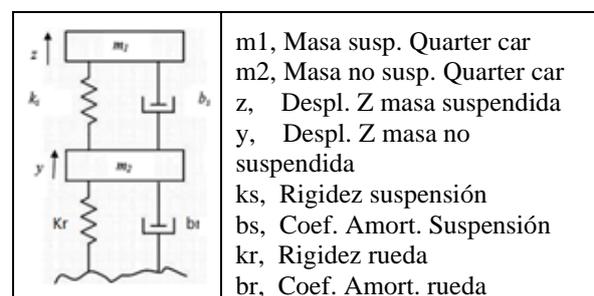
3.2. Bodies02-05. Submodelos Quarter Car rueda – motor - suspensión

Submodelos multibody desarrollados según modelos y parámetros Quarter Car existentes en el estado del arte (Ming Foong Soong [6], Jorge Hurel [7]) y aplicados en el análisis de la dinámica vertical de vehículos.

3.2.1. Modelo Quarter Car seleccionado

Se incluyen los componentes relativos a rueda, motor y componentes de suspensión double wishbone de ejes. El modelo resultante queda definido por componentes discretos según la topología de la Figura 3 e incorporados en el Multibody de vehículo completo según la Figura 4.b.

Figura 3. Modelo Quarter Car del vehículo



Las ecuaciones de aceleración vertical en estado estacionario de la masa suspendida para desplazamiento armónico de masa no suspendida quedan determinadas por las Ecuaciones 1 y 2:

$$\ddot{Z}_{pk} = \omega^2 y_{pk} \sqrt{\frac{1+(2\varepsilon r)^2}{(1-r^2)+(2\varepsilon r)^2}} \quad (\text{Ec. 1})$$

$$\varepsilon = \frac{c}{2\sqrt{m_1 k_s}} \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde:

- \ddot{Z}_{pk} , Aceleración vertical (Z) de la masa suspendida del modelo Quarter Car.
- C, Coeficiente amortiguamiento.
- ε , Relación de amortiguamiento.
- r , Ratio de frecuencia excitación/natural.

El modelo Quarter Car se modifica según la Tabla 3, suprimiendo la masa suspendida. El subconjunto resultante se incluye en el modelo de vehículo completo con uniones de tipo esférico (joints) al chasis. Al mismo tiempo, se selecciona el modelo de Pacejka para las ruedas.

Tabla 3. Modelo Quarter Car vehículo. Parámetros

Mod. Multibody quarter car		
	Unit	Value
Sprung mass	(Kg)	247
Unsprung mass	(Kg)	65.5
Spring stiffness	(KN/m)	50 front – 70 rear
Damping Coefficient	(KNs/m)	2
Tyre model	-	Pacejka Model
Tyre vertical stiffness	(KN/m)	200
Tyre vertical damping	(KN/m)	50

3.3. Body06. Carrocería vehículo

Submodelo multibody de carrocería con inclusión de componentes según geometría de diseño CAD y propiedades mecánicas de materiales.

La modelización se realiza mediante (ver Figura 4):

- Propiedades de rigidez: Body rígido
- Propiedades de masa:
Masa total concentrada en CG según modelo CAD y propiedades de material.
Tensor de inercia calculado según CAD y material.

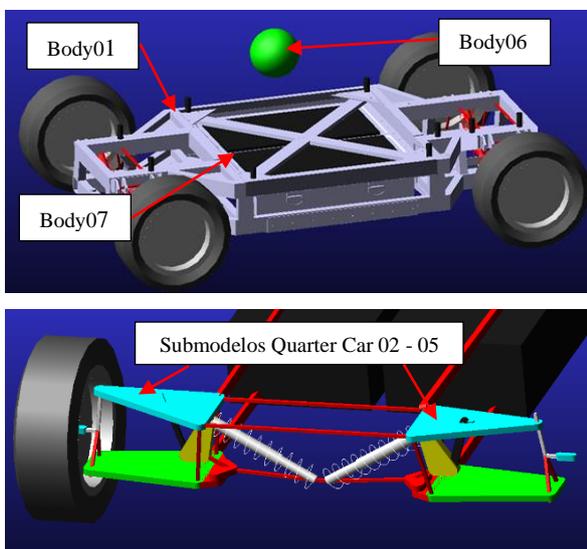
3.4. Body07. Baterías del vehículo

Se modelizan como una masa puntual concentrada en su CG con el objeto de incluir su participación exclusivamente como masa en la dinámica vehicular del modelo completo.

La modelización se realiza mediante (ver Figura 4):

- Masa puntual con conexión rígida al definido como Body01 Chasis:
Masa total concentrada en CG según modelo CAD y propiedades de material.
Tensor de inercia calculado según CAD y material.

Figuras 4.a y 4.b. Modelo Multibody vehículo completo desarrollado en MSC/ADAMS según la estructura de bodies definido en el apartado 3



4. Modelos multibody vehículo completo rígido y flexible. Implementación

Sobre el modelo base establecido en el apartado 3 se definen las dos variantes que se analizan en el presente trabajo:

- **MOD01.** Modelo Rígido. Modelo desarrollado con la totalidad de bodies rígidos.

- **MOD02.** Modelo Flexible. Se sustituye el body relativo al chasis por un modelo flexible definido por sus modos normales de vibración según las especificaciones que se describen posteriormente en el apartado 5.

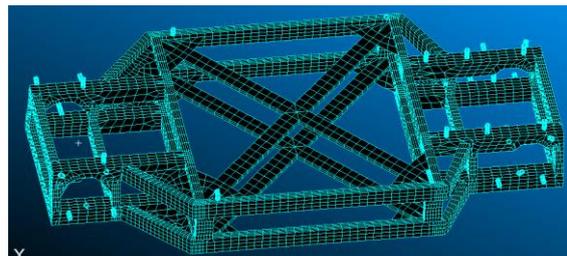
La implementación de los modelos se realiza con el software de análisis multibody MSC/ADAMS v2021 incluyendo así mismo la parte del modelo contacto rueda – carretera flexible, según Yang Wang1 [5].

Un body paramétrico a modo de esqueleto contiene la totalidad de puntos geométricos que definen la dinámica vehicular. Los bodies definidos en el apartado 3 se ensamblan sobre estos puntos con los tipos de unión según diseño y disponibles en el software seleccionado.

5. Modelo body chasis flexible

El body flexible del chasis consiste en un modelo de modos normales del subconjunto desarrollado a partir de un modelo de elementos finitos que puede observarse en la Figura 5.

Figura 5. Body01. Modelo FEM del Chasis (Mesh)



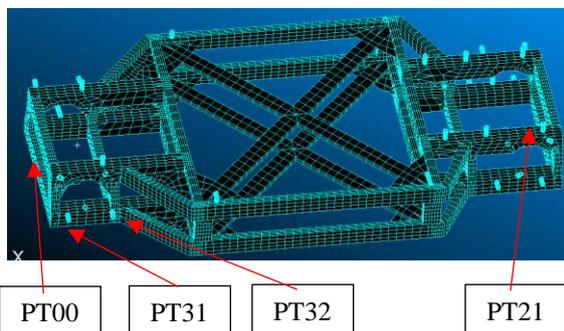
Las especificaciones se seleccionan según los requerimientos del modelo de vehículo completo:

- Modelo de modos normales con aplicación en análisis multibody de tipo cinemático y dinámico. Se incluyen los modos normales con información relativa a vectores modales del modelo FEM resultante.
- Se aplican metodologías de subestructuración / Submodeling con reducción CMS (Component Mode Synthesis) con el objeto de reducir el modelo a los puntos geométricos de unión del chasis con los distintos componentes vehículo. La hipótesis de comportamiento lineal del chasis respecto a las propiedades de material y las deformaciones para los casos de carga que se presentan en los eventos de simulación se considera válida para su aplicación.

Se incluyen los 6 GDL de los nudos seleccionados. En función del tipo de articulaciones asociadas a los puntos seleccionados en la reducción del modelo de chasis, el modelo de vehículo completo requiere los modos normales con la totalidad de GDL.

1. Desplazamientos y rotaciones de puntos centrales del chasis situados en los ejes delantero y trasero:
 - PT00, Punto central chasis eje delantero.
 - PT21, Punto central chasis eje trasero.
2. Fuerzas y pares en las uniones al chasis de las suspensiones. Se seleccionan 2 puntos:
 - PT31, Conexión Chasis – Suspensión delantera izquierda. Punto Wishbone Susp. Delantero
 - PT32, Conexión Chasis – Suspensión delantera izquierda. Punto Wishbone Sup. Trasero

Figura 7. Body01. Chasis. Modelo FEM (Mesh). Selección de los puntos de unión de interés



En el proyecto de investigación que sirve de base a esta ponencia, el análisis completo del chasis se realiza considerando la totalidad de puntos de montaje entre chasis y componentes. Así, en el caso de las suspensiones, existen 4 articulaciones con el chasis por cada una de ellas.

En el caso de esta ponencia y por limitaciones del espacio permitido se selecciona una articulación por suspensión. Esto permite realizar, como es objetivo del mismo, el análisis comparativo modelo rígido – flexible de chasis, pudiéndose extrapolar las conclusiones que se describen a continuación.

6.1. Resultados

6.1.1. Desplazamientos Z (Vertical) en chasis

En el presente documento se recopilan los resultados de desplazamiento vertical de dos puntos, PT00 (Figura 8) y PT21 (Figura 9), del chasis de los modelos rígido y flexible en la totalidad de la duración del evento definido en el apartado 2.2. El objetivo de documentar estos resultados es realizar un posterior análisis (apartado 6.2) con la determinación de posibles deformaciones de chasis en los dos modelos y diferencia de valores entre ellos.

6.1.2. Fuerzas dirección Z (Vertical) en chasis

En análisis completo de los dos modelos rígido y flexible, y de forma paralela a la determinación de los desplazamientos, se recopilan las fuerzas en dirección Z de dos puntos de chasis PT31 (Figura 10) y PT32 (Figura 11) coincidentes con las dos articulaciones Chasis – Suspensión delantera izquierda superior. Con ellos se caracteriza las fuerzas existentes en la conexión entre los dos componentes. En el resto de puntos homólogos, los resultados comparativos y conclusiones son cualitativamente análogos.

Los resultados se analizan en el apartado 6.2 con conclusiones extraídas y especificadas en el apartado 7.

Figura 8. Modelo multibody. Chasis. Punto PT00. Desplazamientos en vertical Z (mm)
MOD01 Rígido / MOD02 Flexible

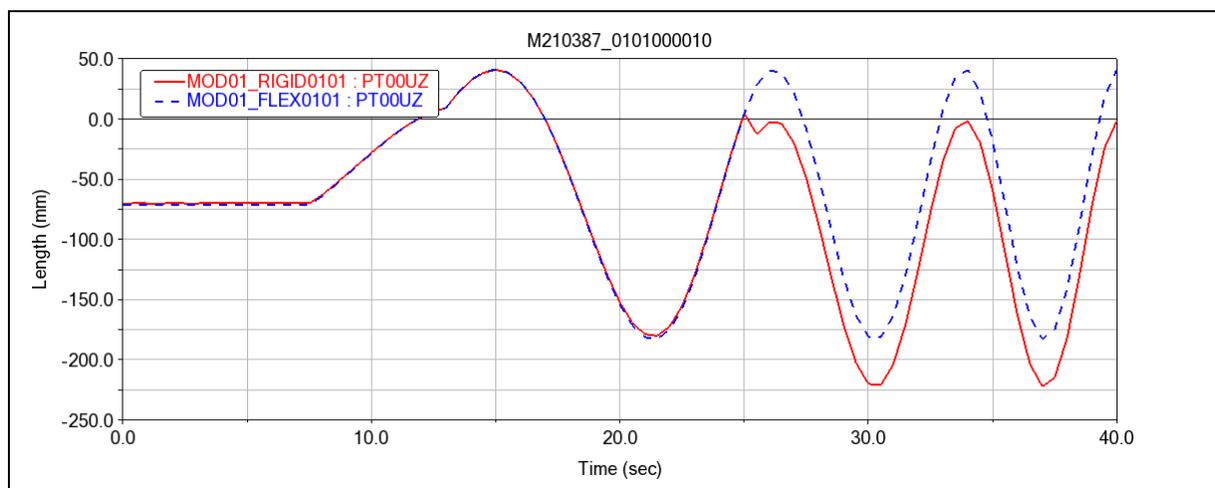


Figura 9. Modelo multibody. Chasis. Punto PT21. Desplazamientos en vertical Z (mm)
MOD01 Rígido / MOD02 Flexible

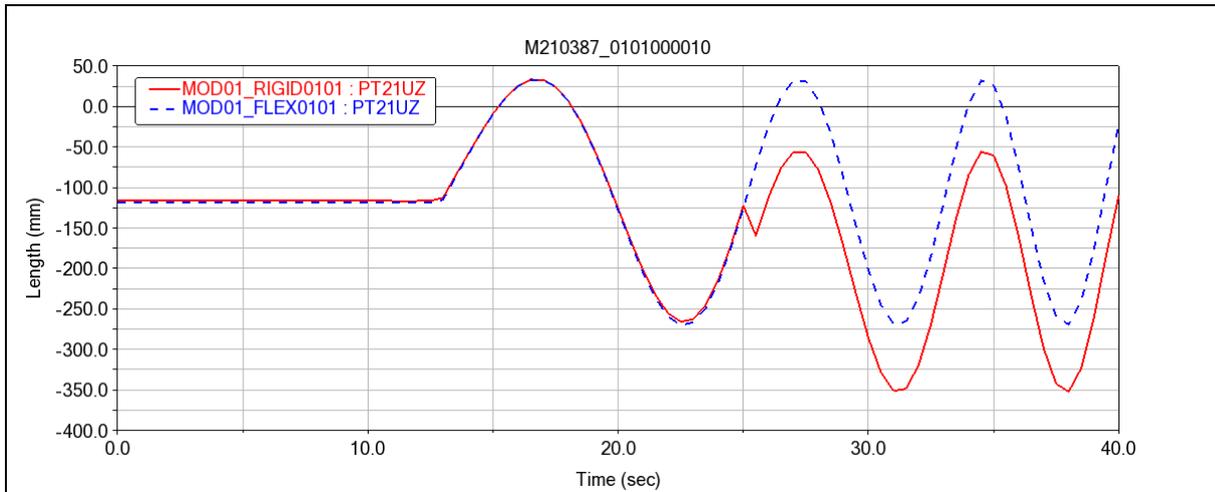


Figura 10. Modelo multibody. Chasis. Punto PT31. Fuerzas en vertical Z (N)
MOD01 Rígido / MOD02 Flexible

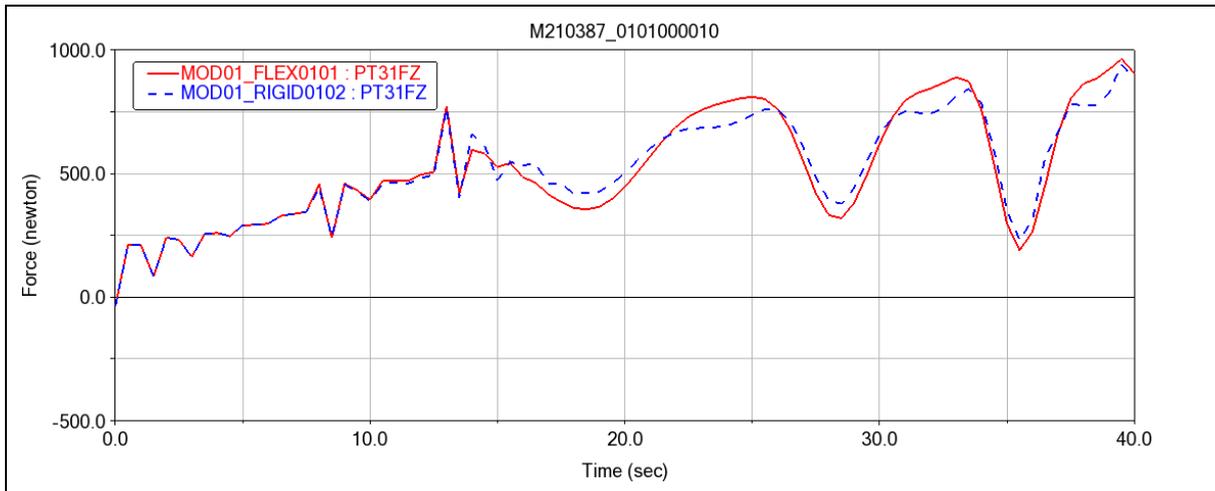
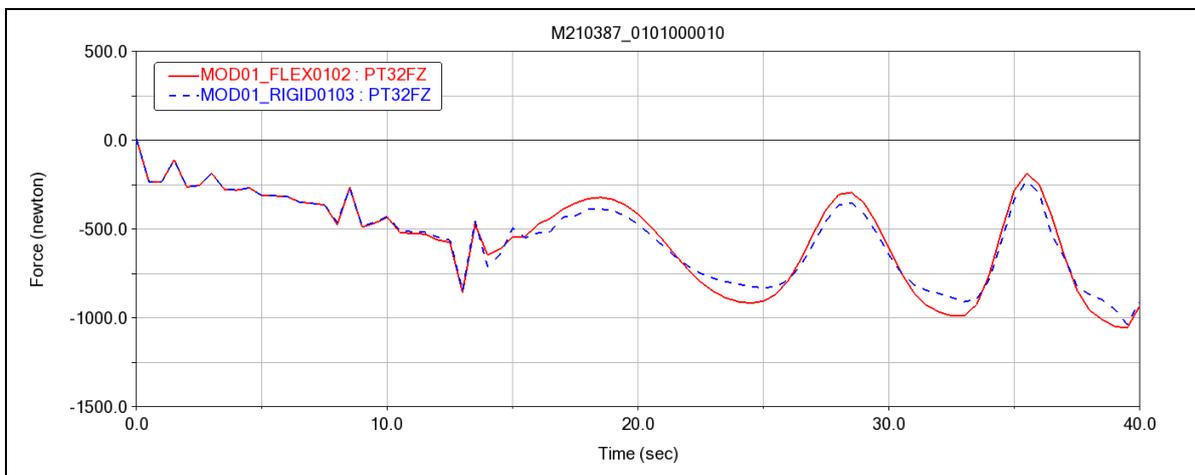


Figura 11. Modelo multibody. Chasis. Punto PT32. Fuerzas en vertical Z (N)
MOD01 Rígido / MOD02 Flexible



6.3. Análisis de Resultados

6.3.1. Desplazamientos puntos chasis

Los desplazamientos de los puntos del chasis seleccionados presentan un valor absoluto mayor con una mayor amplitud entre valores máximos y mínimos en el caso del modelo con chasis flexible, con diferencias de valores en el rango del 5% al 8%. En los dos modelos, los máximos y mínimos se producen en los mismos instantes del evento de análisis.

Tomando como referencia el modelo rígido, la diferencia de desplazamientos de los puntos del chasis flexible respecto al rígido presentan valor diferente en todos los casos. Durante el evento se verifica la deformación del chasis en los 3 ejes X,Y,Z con presencia de tracción/compresión, flexión y torsión.

6.3.2. Fuerzas en articulaciones chasis - Suspensión

En el presente documento se recopilan resultados relativos a fuerzas en dos de los puntos de conexión Quarter Car delantero izquierdo – Chasis. En el caso del modelo flexible, los perfiles de fuerza presentan valores absolutos de pico mayores, con amplitud de rango máximo – mínimo mayor. Las diferencias de fuerza resultan del orden de 5 – 7%.

Esta característica se repite en los resultados del resto de Quarter Car con un retardo de tiempo como consecuencia del perfil de carretera seleccionado.

Los modos normales de frecuencia de 0 a 40 Hz tienen una mayor participación en los resultados del modelo flexible. El perfil de cargas procedentes del contacto rueda – carretera presentan componentes con frecuencias en este rango. La diferencia de resultados entre las diferentes variantes de modelo flexible con inclusión de modos con frecuencia superior a 40 Hz es inferior al 1%.

7. Conclusiones

El modelo flexible resulta más realista al introducir las propiedades mecánicas flexibles del material. Puede ser modelizado con modos normales en un rango de frecuencia relativamente reducido (0 a 50 Hz) con una precisión mayor que el rígido y muy próximo a un modelo con modos de mayor rango de frecuencia (0 a 150 Hz). Esta opción presenta la ventaja de tener un modelo más reducido.

La mayor precisión de respuesta del modelo flexible y la posibilidad de definir nudos internos en componentes del chasis, hace factible optimizaciones estructurales de componentes en base a resultados en estos nudos más justadas y con menor incertidumbre. De forma análoga a la optimización estructural, la inclusión de un nudo en la posición de conductor en el modelo flexible puede aplicarse en la optimización de confort.

Los modelos flexibles pueden ser adecuados para el desarrollo de algoritmos de control de amortiguadores semiactivos / activos al integrar el modelo completo de vehículo con resultados locales individualizados de los 4 Quarter Car.

8. Agradecimientos

El trabajo al que se hace referencia en esta ponencia se ha desarrollado con actividades y recursos de un proyecto de I+D actualmente en ejecución por un consorcio de empresas y con parte de financiación pública y competitiva de la convocatoria del 2021 de ayudas a proyectos de I+D estratégicos del **Gobierno de Navarra**. A su vez, NTDD (**NTDD New Digital Diesel Technology S.L.**, www.ntdenergy.com), como socio del proyecto, ha facilitado la documentación técnica necesaria relativa al diseño del vehículo. Esta documentación se ha utilizado como base del desarrollo del modelo multibody.

9. Referencias

- [1] A. Alyukov, Y. Rozhdestvenskiy and S. Aliukov. Active Shock Absorber Control Based on Time-Delay Neural Network, *Energies – MDPI*, March 2020.
- [2] D. Adamski. *Simulation in Chassis Technology*. Springer ISBN 978-3-658-30677-9, January 2021.
- [3] D. Guida and C. M. Pappalardo. A New Control Algorithm for Active Suspension Systems Featuring Hysteresis. *FME Transactions VOL. 41, No 4*, 2013.
- [4] J. Hurel, A. Mandow, A. García Cerezo. Los Sistemas de Suspensión Activa y Semiactiva: Una Revisión. Departamento de Ingeniería de Sistemas y Automática, Universidad de Málaga, *Revista Iberoamericana de Automática e Informática Industrial*, 2013.
- [5] Y. Wang¹, X. Xue, Y. Lu and Ch. Si. Flexible road and tyre modelling based on ADAMS. School of Mechanical, Electronic, and Control Engineering, Beijing Jiaotong University, No.3 Shangyuancun, Haidian District, June 2014.
- [6] M. Foong Soong, R. Ramli and A. Saifizul. Between simplicity and accuracy: Effect of adding modeling details on quarter vehicle model accuracy. *Advanced Computational and Applied Mechanics (ACAM) Research Group, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Malaya, Kuala Lumpur, Malaysia*, June 2017.
- [7] J. Hurel, E. Terán, F. Flores, J. Peralta and B. Flores. Modelado Físico y Matemático del Sistema de Suspensión de un Cuarto de Vehículo. Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción, Escuela Superior Politécnica del Litoral, Guayaquil, Ecuador, *LACCEI International Multi-Conference for Engineering*, July 2017.