

# MODELADO MULTICUERPO DE UN CUARTO DE VEHÍCULO LIVIANO, UTILIZANDO EL SOFTWARE VISUALNASTRAN PARA SER EVALUADO, BAJO LOS CRITERIOS DE LA NORMA EUSAMA EN CUANTO A LA ADHESIÓN

## Multibody model for a room of a light vehicle using VisualNastran software under EuSAMA principles for adhesion

### RESUMEN

En este artículo se presenta el modelado multicuerpo de un cuarto de vehículo liviano utilizando el software VisualNastran cuyas variables son alimentadas con la información de una suspensión McPherson de un Nissan Sentra. Los resultados obtenidos de esta simulación son comparados con los criterios de adhesión de la norma EuSAMA.

**PALABRAS CLAVES:** Adhesión, EuSAMA, Modelado, Multicuerpo y VisualNastran.

### ABSTRACT

*This article is presented the multibody model for a room of a light vehicle using visualnastran software whose variables were introduce with the information provided from the Nissan Sentra McPherson suspension. The results obtained in this simulation were compare with adhesion criterion of the eusama norm*

**KEYWORDS:** Adhesión, EuSAMA, Model, Multibody and VisualNastran.

### JUAN JOSÉ ARBELÁEZ T.

Ingeniero Mecánico, M. Sc.  
Profesor Tiempo Completo  
Universidad La Gran Colombia  
juan2000@utp.edu.co

### JUAN PABLO MARÍN Q

Ingeniero Mecánico, M. Sc.  
Profesor Auxiliar  
Universidad Tecnológica de Pereira  
juanpmq@utp.edu.co

## 1. INTRODUCCIÓN

El proceso de modelado multicuerpo de un cuarto de vehículo liviano, utilizando el software visualnastran para ser evaluado, bajo los criterios de la norma EuSAMA en cuanto a la adhesión, se desarrolla mediante: la caracterización de los parámetros físicos del resorte, llanta y amortiguador de una suspensión McPherson; la construcción de los elementos mas relevantes de la suspensión y el mecanismo excitador en Solidworks, el ensamblaje y simulación por medio de visualNastran y la Evaluación en cuanto a la adhesión utilizando los criterios de la norma EuSAMA

## 2. NORMA EuSAMA

**European Shock Absorber Manufacturers.** En 1971 fue constituida la EuSAMA; este grupo establece un conjunto de guías para la evaluación de suspensiones de vehículos, llamadas también, recomendaciones del desempeño de la suspensión de un vehículo. Este documento estandariza la medida de adhesión, la que es una excelente comparación de la seguridad del vehículo. Muchos países, en Europa, usan un tipo de ensayo EuSAMA como parte de una certificación anual para la seguridad del vehículo.

### 2.1 Adhesión

La adhesión se define como “Relación entre el mínimo valor de la envolvente superior de una señal de fuerza

vertical ejercida por una rueda, estimulada con una frecuencia de 0 a 25 Hz con una amplitud de 3 a 5 mm y la misma fuerza medida a 0 Hz teniendo en cuenta que el valor de la envolvente superior: Es el menor valor de fuerza alcanzado en todo el recorrido de la prueba”. Este valor nos indica cuál es el estado actual de la suspensión que varía en los siguientes rangos véase tabla 1

Medida de Adhesión	Interpretación de la EuSAMA
61% a 100%	Excelente contacto dinámico de la llanta
41% a 60%	Buen contacto dinámico de la llanta
21% a 40%	Aceptable contacto dinámico de la llanta
1% a 20%	Pobre contacto dinámico de la llanta
0%	Ningún contacto dinámico de la llanta

Tabla 1. Interpretación de la EuSAMA

## 3. CARACTERIZACIÓN

Para realizar una representación lo bastante precisa de la suspensión McPherson, se deben hallar cada uno de los parámetros que conforman la misma (rigidez de la llanta, amortiguamiento de la llanta, rigidez y amortiguamiento). Estos se hallaron de forma experimental con la máquina universal de ensayos Ibertest de la Universidad

Tecnológica de Pereira la cual tiene la capacidad de medir las fuerzas, desplazamientos y tiempos en los cuales se está realizando la prueba. Utilizando estos datos se buscaron los parámetros que se necesitan.

### 3.1 Caracterización del resorte

Para determinar por medios analíticos la constante teórica del resorte, se utiliza la siguiente expresión:

$$K = \frac{Gd}{8C^3N_a} = \frac{77 * 0,013}{8 * 9,846^3 * 6,5} = 20166,5 \frac{N}{m} \quad (1)$$

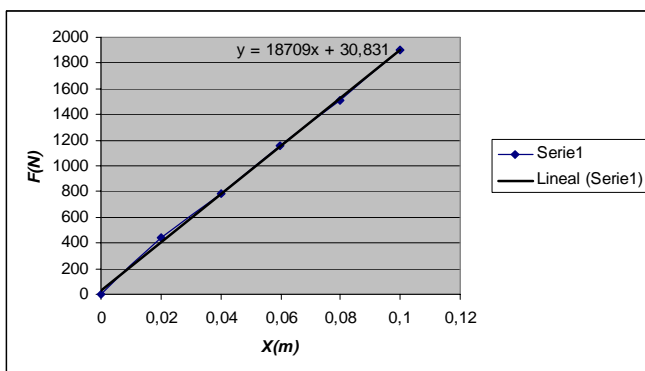
- $K$  - es la constante del resorte, en N/m.
- $G = 77$  GPa Módulo de rigidez
- $d = 13$  mm diámetro del alambre
- $c = D/d$
- $D = 128$  mm diámetro del espiral
- $N_a = 6,5$  número de vueltas del resorte

Por lo tanto,  $K = 20,17$  k N/m.

Para encontrar la constante experimental del resorte ( $K$ ), se sometió el resorte a una prueba de compresión (véase figura 1) utilizando la máquina universal de ensayos, la cual arrojó la siguiente lista de datos (véase tabla 2 y gráfica 1), obteniéndose una constante de resorte experimental equivalente a 18,71 kN/m véase gráfica 1 figura 1, el que, como es evidente será el asumido como parámetro de simulación.

Desplazamiento (m)	Fuerza (N)
0	0
0,02	441,45
0,04	784,8
0,06	1157,58
0,08	1510,74
0,1	1903,14

Tabla 2 Resultados del ensayo del resorte



Gráfica 1. Caracterización del resorte



Figura 1 Proceso de ensayo del resorte

### 3.2 Caracterización llanta

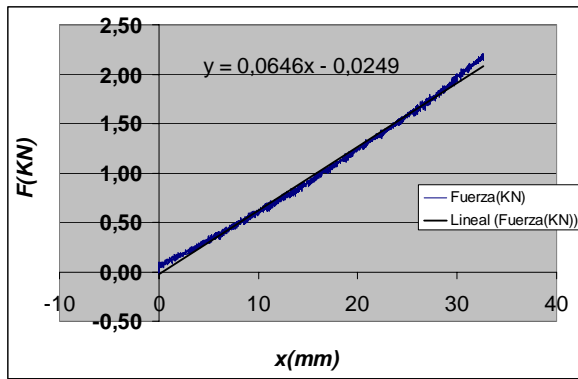
Para caracterizar la llanta con respecto a su comportamiento elástico se sometió a fuerzas de tensión y de compresión en la máquina universal de tracción (Véase figura.2 y gráfica 2). Teniendo en cuenta que la referencia de la llanta es 185/70 R13; según Reimpell, esta llanta tiene un índice de carga equivalente a 84 lo que le permite resistir 450 kg a una presión de 2,2 bar. Siendo 450 kg la máxima fuerza a aplicarle a la llanta. De esta manera se obtiene un valor de constante elástica equivalente de 64,6 kN/m, teniendo en cuenta que la llanta se representa por dos resortes en serie, se deduce un valor 127,2 KN/m.

$$\frac{1}{K_{Equi}} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} \quad (2)$$

$$K_1 = K_2 \quad K_{Equi} = 64,6 \text{ kN} / \text{m}$$



Figura 2. Ensayo llanta



Gráfica 2. Rigidez de la llanta

Para caracterizar la llanta con respecto a la amortiguación se sometió ésta a cargas dinámicas con la máquina de tracción a diferentes velocidades, permitidas por la maquina. Con lo cual se dedujo que a mayores velocidades, los coeficientes de amortiguamiento tienden a cero (Véase tabla 3).

Velocidad (m/s)	Coefficiente de amortiguación viscoso kg/s
0,05	22000
0,1	11600
0,15	9330

Tabla 3. Coeficientes de fricción viscosa llanta

Realizadas las pruebas se puede concluir que los datos experimentales no coinciden con los datos teóricos recomendados por Schwerin Reinhold, quien propone, para la llanta, un coeficiente de fricción viscoso cercano a cero; en las pruebas se hallaron coeficientes de amortiguación viscoso muy altos para la llanta. Esto se justifica porque en las pruebas de coeficiente de amortiguación viscoso se exigen regímenes de velocidad de 0,5 m/s a 0,6 m/s y el equipo con que se realizó la prueba no alcanza estas velocidades. Por lo tanto, se tomarán los datos de coeficiente de fricción viscoso que recomienda la literatura que es 1 400 kg/s.

### 3.3 Caracterización del amortiguador

Para la determinación del coeficiente de fricción viscoso, se realizó el siguiente proceso experimental: En la máquina universal de ensayos del laboratorio de resistencia de materiales de la Universidad Tecnológica de Pereira, se programaron varios ciclos (tracción y compresión) a diferentes velocidades que van desde 50 mm/min hasta 150 mm/min (véase tabla 4 y figura 3). Para cada uno de estos ciclos se capturaron posición, tiempo y fuerza, variables utilizadas para determinar el coeficiente de fricción viscoso para cada velocidad.

Para cada uno de estos ciclos se capturaron posición, tiempo y fuerza de éstos, se determinó el coeficiente de fricción viscoso para cada velocidad.

Prueba	Velocidad (mm/min)	Coefficiente de amortiguación(kg/s)
Tracción	50	42100
Tracción	100	30020
Tracción	150	21586
Compresión	150	19445
Compresión	100	25500
Compresión	50	64671

Tabla 4 Coeficientes de amortiguamiento



Figura 3 Ensayo amortiguador

Elaboradas todas las pruebas para la llanta, resorte y amortiguador se tienen los siguientes valores experimentales que se introducirán en el VisualNastran (véase tabla 5).

DISPOSITIVO	RIGIDEZ (N/m)	AMORTIGUACIÓN (kg/s)
LLANTA	127200	0
RESORTE	18709	0
AMORTIGUADOR	0	1400

Tabla 5. Parámetros de rigidez y amortiguamiento de los dispositivos.

### 4. MODELO MULTICUERPO

El modelado multicuerpo se realiza cuando se ensamblan los cuerpos rígidos virtuales de la suspensión McPherson, con la masa suspendida y el mecanismo de excitación. Con esto se obtiene un movimiento relativo entre los cuerpos rígidos. La construcción del modelo multicuerpo y su validación se ejecuta mediante las operaciones de: medir la geometría de la suspensión McPherson; elaborar la geometría de cada una de las partes de la suspensión

McPherson en SolidWorks y simular en VisualNastran el modelo virtual.

**4.1 Medición geométrica de la suspensión McPherson**

Para la medición geométrica de la suspensión McPherson, se toman las medidas más representativas de la suspensión de un vehículo Nissan Sentra (rueda, tijera) del laboratorio de motores de combustión interna de la Escuela de Tecnología Mecánica de la Universidad Tecnológica de Pereira (véase figura 4).

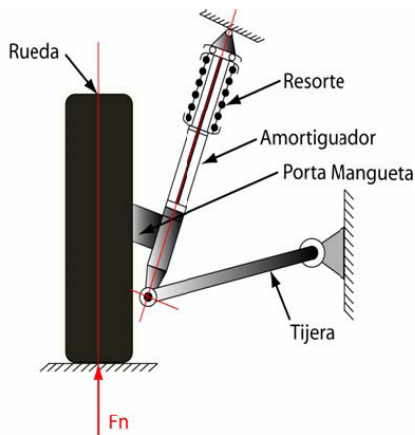


Figura 4. Suspensión McPhersión

**4.2 Elaboración y ensamblaje de las partes de la suspensión McPherson, masa suspendida y mecanismo excéntrico en SolidWorks**

A partir de la medición geométrica de la suspensión McPherson, se construyen y ensamblan cada uno de los componentes tijera, llanta, porta mangueta que hacen parte de la suspensión McPherson; además de la masa suspendida, plataforma oscilante y un mecanismo excéntrico con una amplitud de 3 mm; esta amplitud es recomendada por la norma (véase figura 5).

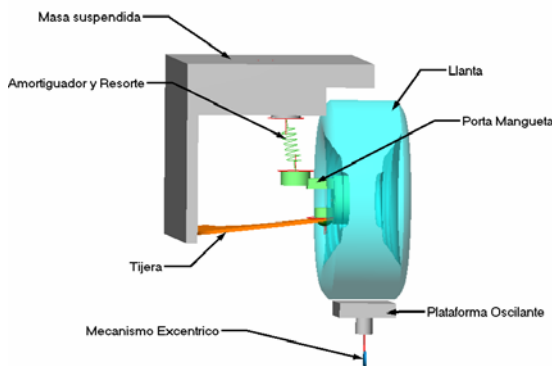
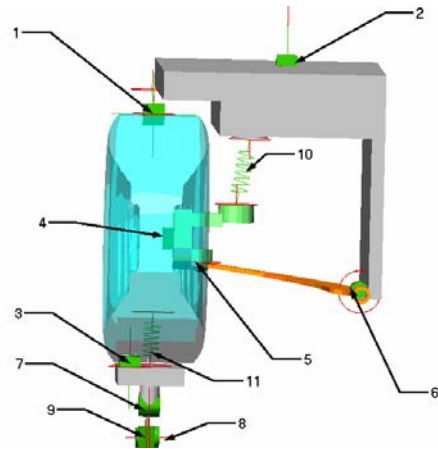


Figura 5. Ensamblaje de cada una de las partes de la suspensión McPherson, masa suspendida y mecanismo Excéntrico en SolidWorks.

Después del ensamblaje de cada una de las partes de la suspensión McPherson, masa suspendida y mecanismo excéntrico en SolidWorks, se exportan a VisualNastran y

se relacionan los pares cinemáticas, de todo el conjunto - suspensión McPherson, masa suspendida y mecanismos excéntrico (véase figura 6).



En la imagen se observan los siguientes pares cinemáticos: 1, 2, y 3, par clase v (deslizador); éstos sólo permiten el movimiento vertical de la llanta, de la masa suspendida y la plataforma oscilante respectivamente con respecto al marco de referencia. 4, Unión rígida entre la llanta y el porta mangueta. 5, Par clase iii (esférica o rótula) permite rotación en cualquier eje entre la tijera y el porta mangueta. 6, 7 y 8, par clase v (cilíndrica) permite rotación en un solo eje entre la masa suspendida y la tijera, entre la biela y la plataforma, y el motor y leva respectivamente.

**4.3 Simulación**

Para simular las condiciones reales de funcionamiento, a los elementos virtuales se les asignan los siguientes valores: Porta mangueta 5 kg y tijera, 3 kg de masa respectivamente; masa suspendida, 208 kg de masa equivalente a un cuarto de vehículo liviano; llanta, 127,2 kN/m de constante de rigidez y 10 kg/s de coeficiente de fricción viscoso; Amortiguador, 1 300 kg/s de coeficiente de fricción viscoso; resorte, 18,709 kN/m de constante de rigidez; motor, se programa para que realice un barrido de frecuencias de (0 a 25) Hz en un lapso de tiempo (véase tabla 6, y figura 6).

DISPOSITIVO	Masa (kg)	RIGIDEZ (kN/m)	AMORTIGUACIÓN (kg/s)
Llanta	20	127,200	10
Resorte	-----	18,709	-----
Amortiguador	-----	0	1400
Tijera	3	-----	-----
Porta Mangueta	5	-----	-----
Masa Suspendida	208	-----	-----

Tabla 6. Propiedades sistema multicuerpo

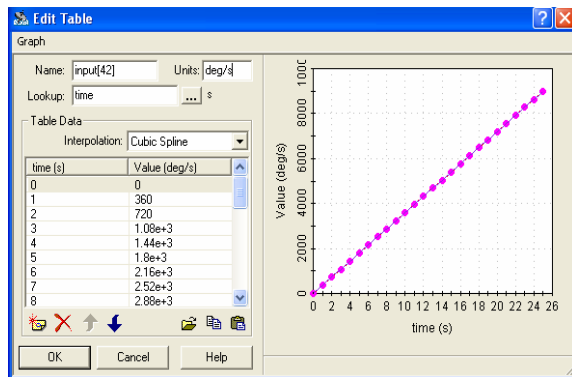
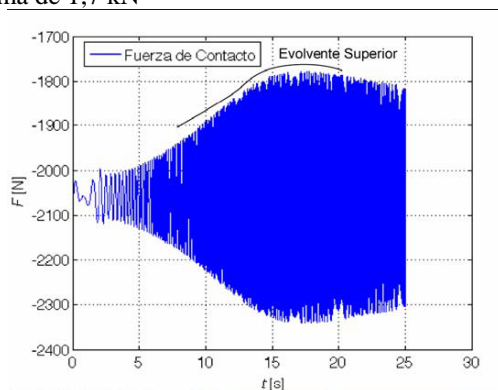


Figura 6. Programación del barrido de frecuencias.

#### 4.3 Resultados de la simulación.

Para obtener los resultados del modelo virtual regidos por los parámetros de la norma EuSAMA, se ejecuta la simulación del modelo virtual en el VisualNastran. Desde una frecuencia 0 Hz para el motor hasta que se establezca el sistema que es a una frecuencia de 25 Hz; posteriormente, se obtienen las gráficas de fuerza vertical remanente de la llanta y potencia del motor para ser utilizadas a continuación en el diseño del banco de pruebas (véase gráficas 3). Obteniendo un valor de adhesión de 83,3 % para el modelo virtual, y una fuerza mínima de 1,7 kN



Gráfica 3. Fuerza vertical remanente de la llanta Vs frecuencia.

#### 5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se construyó un modelo virtual de una suspensión McPherson, basado en la geometría de la suspensión de un Nissan Sentra.

Ejecutadas las pruebas se puede concluir que en la Universidad Tecnológica de Pereira no existe el equipo necesario para realizar ensayos en amortiguadores, ya que, las pruebas de coeficiente de amortiguación viscoso se exigen regímenes de velocidad de 0,5 m/s a 0,6 m/s y el equipo con que se realizó la prueba no alcanza estas velocidades.

Hechas las pruebas en VisualNastran para un cuarto de vehículos, se concluye que el modelo cumple con los rangos estipulados por la EuSAMA, para una suspensión excelente, buena, mala, pobre y con ningún contacto dinámico.

#### 7. BIBLIOGRAFÍA

- [1] AGUILERA CORTEZ, Luz A.; JAÚREGUI DE LA MOTA, Rafael y LEDESMA OROZCO, Elías R. Modelado y Simulación de una Bicicleta Doble Suspensión en ADAMS. En: CONFERENCIA DE DISEÑO E INGENIERIA POR COMPUTADOR. (4º: 2004: Guanajuato). Ponencias de la IV Conferencia de Diseño e Ingeniería por Computador. Salamanca: Gruposs, 2004
- [2] ARREDONDO S., Claudia y LÓPEZ L., Juan F. Análisis de Suavidad de Marcha (ride comfort) de un Autobús Urbano Mediano. Pereira, 2005. Trabajo de grado (Ingeniero Mecánico). Universidad Tecnológica de Pereira. Facultad de Ingeniería Mecánica. Área de sólidos.
- [3] BALABIN, I. V.; KUROV, B. A. y LAPTEV, S. A. Ensayo de Automóviles, 2 ed. Moscú: Mashinostroyeniye, 1988. 218 p.
- [4] BARANOV, G. G. Curso de la teoría de mecanismos y máquinas. Moscú: MIR, 1970. 523 p.
- [5] BREUER, J. et al. Motorcycle/rider/road-complex and demanding interfaces. In: SETEC. Vol. 47, n. 1/2 (Gennaio-Febrario, 1994). USA: ATA- Ingegneria Automotoristica, 5 p.
- [6] CAPITANI, Renzo; MENEGHIN, Andrea y ROSTI, Daniele G. Virtual Prototyping of a Two Wheeled Vehicle. In: SAE TECHNICAL PAPER SERIES. March 3-6, 2003. Detroit, Michigan: Society of Automotive Engineers, Inc, 7 p.
- [7] DAY, Terry D. Simulation of Tire Interaction with Curbs and Irregular Terrain. Washington, DC: Engineering Dynamics Corporation. 2005. 8 p.
- [8] SCHWERIN, Reinhold Von. MultiBody System Simulation. Germany:Springer, 1999. 338 p.
- [9] VISUALNASTRAN DESKTOP 4D. Análisis de Movimiento Integrado FEA. Medellín: 2004. 123 p.
- [10] WRIGHT, Peter. Movers and shakers. 19 de octubre de 2000 disponible en [www.grandprix.com/features/ft/ftpw006.html](http://www.grandprix.com/features/ft/ftpw006.html).