

## Control de la mitad de la suspensión de un automóvil bajo perturbaciones de camino

Ervin Alvarez \* Andrés López \* Ricardo Cuesta \*\*

\* Facultad de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Campus Xalapa,  
Universidad Veracruzana (e-mail: {eralvarez, andlopez}@uv.mx)

\*\* Departamento de Electrónica y Telecomunicaciones, CICESE  
(e-mail: jcuesta@cicese.mx)

---

**Abstract:** En este trabajo se presenta el modelo matemático de 4 GDL de la mitad de la suspensión de un automóvil y se propone el analizarla como dos subsistemas desacoplados, mismos que sirven para llevar a cabo el diseño de controladores robustos que permitan disminuir las vibraciones inducidas por las irregularidades del camino al transitarlas. El diseño de los controladores se hace por medio de una técnica que permite tener estados observados al mismo tiempo que estima incertidumbres paramétricas y perturbaciones.

*Keywords:* Modelado de sistemas dinámicos, control robusto, observadores no lineales, control de sistemas lineales

---

### 1. INTRODUCCIÓN

El sistema de suspensión ideal de un automóvil debe ser capaz de aislar el chasis de las perturbaciones que le induce el camino, lo que implica que los ocupantes tengan un alto nivel de confort al no percibir el mal estado en el que se encuentra el camino por el que están transitando. Para lograr este nivel de confort es necesario que el automóvil cuente con sistemas capaces de modificar el comportamiento de la suspensión a través de un sistema de control.

En general, las suspensiones pueden ser clasificadas, en base a la forma externa de controlarlas, como pasivas, semi-activas o activas. La primera de ellas, la pasiva, es la que se encuentra de manera convencional en la mayoría de los automóviles comerciales debido a su reducido costo, por lo que no se cuenta con un sistema de control que permita compensar las perturbaciones del camino, transmitiéndose hacia los ocupantes del vehículo. La suspensión semi-activa está compuesta por los mismos elementos que los de una suspensión convencional, sin embargo para el amortiguador se pueden seleccionar al menos dos valores de amortiguamiento, requiriendo una magnitud de fuerza relativamente alta para bajas velocidades y una fuerza de magnitud relativamente baja para velocidades alta, pudiéndose mover rápidamente entre ambas magnitudes.

Una suspensión activa no solo cuenta con los mismos elementos de una suspensión convencional, sino que también cuenta con un actuador localizado de forma paralela al amortiguador y al resorte localizados entre el eje de la llanta y el chasis, incrementando de esta manera la posibilidad de mejorar el confort para los pasajeros. Estos actuadores, proporcionan una fuerza adicional cuya magnitud está determinada por medio de una ley de control y de sensores ubicados en el vehículo que permiten tener una realimentación de los datos.

El estudio del automóvil se puede llevar a cabo considerando como un sistema compuesto por masas, resortes y amortiguadores. Tomando en cuenta lo anterior, puede tenerse el sistema completo, que consta de 8 GDL: 4 pertenecientes al chasis (3 rotaciones + 1 desplazamiento) y 4 a las llantas (desplazamientos); la mitad de la suspensión, que consta de 4 GDL: 2 al chasis (1 rotación + 1 desplazamiento) y 2 a las llantas (desplazamientos); y como la cuarta parte de la suspensión, que consta de 2 GDL: 1 al chasis y 1 a la llanta, en ambos casos como desplazamientos. Todos los casos anteriores considerando que se tiene perturbaciones provenientes del plano de referencia, es decir, del camino.

Varias de las estrategias de control para disminuir el efecto de las vibraciones sobre el vehículo han sido propuestas en la literatura, dichas propuestas están relacionadas con control adaptable Nugroho et al. (2014), lógica difusa Støfbrský et al. (2003); Eltantawie (2012); Demir et al. (2012), H $\infty$  Du and Zhang (2013); Li and Liu (2013), control lineal cuadrático Cao et al. (2007), control óptimo Giua et al. (2000); Paschedag et al. (2010), backstepping (Huang and Lin (2004)) y modos deslizantes (Suaib and Sam (2008); Alvarez-Sánchez (2013)), por mencionar algunas.

En este trabajo se utiliza la mitad de la suspensión de un automóvil para diseñar un control robusto que permite disminuir las vibraciones inducidas por el camino sobre el chasis. En la sección 2 se presenta la dinámica que rige al vehículo, obteniendo un modelo matemático de 4 GDL para posteriormente proponer dos modelos matemáticos desacoplados de 2 GDL cada uno. En la sección 3 se lleva a cabo el diseño de los controladores utilizando una técnica que permite tener una observación de estados y una estimación de perturbaciones. Finalmente en la sección 4 se presentan los resultados de las simulaciones numéricas realizadas utilizando parámetros reales de un automóvil.

## 2. DINÁMICA DEL VEHÍCULO

Para el análisis del automóvil, considere la vista lateral mostrada en la figura 1.

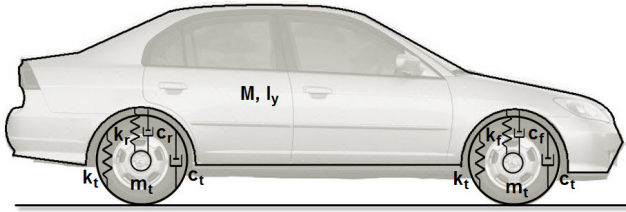


Fig. 1. Vista lateral de un automóvil.

donde se observa que cada llanta, junto con los elementos que las unen al chasis del automóvil, puede considerarse como un sistema con masa  $m_t$ , un resorte con constante de restitución  $k_t$  y un amortiguador con coeficiente  $c_t$ . Además, el chasis y el sistema de suspensión pueden considerarse como una barra que tiene una masa  $M$  que puede rotar un ángulo  $\phi$  sobre el centro de gravedad  $CG$ , por lo que tiene un momento de inercia  $I_y$ .

A una distancia frontal  $l_f$  se tiene una cuarta parte del sistema de suspensión, mientras que a una distancia trasera  $l_r$ , se tiene otra cuarta parte del sistema de suspensión. La cuarta parte del sistema de suspensión frontal (trasera) tiene un coeficiente de restitución  $k_f$  ( $k_r$ ) y una constante de amortiguamiento  $c_f$  ( $c_r$ ). Lo anterior puede visualizarse mediante la figura 2.

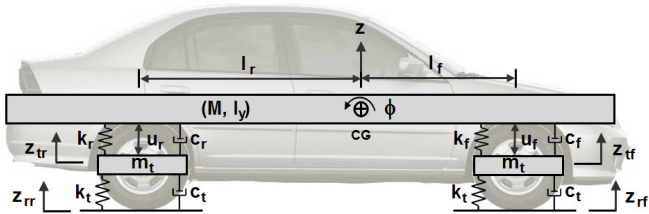


Fig. 2. Automóvil visto como un sistema masas-resortes-amortiguadores.

### 2.1 Modelo matemático de 4 GDL

Utilizando la segunda ley de Newton, las ecuaciones que describen el comportamiento dinámico de la mitad del automóvil están dadas por

$$\begin{aligned}
 M\ddot{z}(t) &= -k_f[z_f(t) - z_{tf}(t)] - k_r[z_r(t) - z_{tr}(t)] \\
 &\quad -c_f[\dot{z}_f(t) - \dot{z}_{tf}(t)] - c_r[\dot{z}_r(t) - \dot{z}_{tr}(t)] \\
 &\quad +u_f(t) + u_r(t) \\
 m_t\ddot{z}_{tf}(t) &= k_f[z_f(t) - z_{tf}(t)] + c_f[\dot{z}_f(t) - \dot{z}_{tf}(t)] \\
 &\quad -k_t[z_{tf}(t) - z_{rf}(t)] - c_t[\dot{z}_{tf}(t) - \dot{z}_{rf}(t)] \\
 &\quad -u_f(t) \\
 m_t\ddot{z}_{tr}(t) &= k_r[z_r(t) - z_{tr}(t)] + c_r[\dot{z}_r(t) - \dot{z}_{tr}(t)] \\
 &\quad -k_t[z_{tr}(t) - z_{rr}(t)] - c_t[\dot{z}_{tr}(t) - \dot{z}_{rr}(t)] \\
 &\quad -u_r(t) \\
 I_y\ddot{\phi}(t) &= l_f(k_f[z_f(t) - z_{tf}(t)] + c_f[\dot{z}_f(t) - \dot{z}_{tf}(t)]) \\
 &\quad -l_r(k_r[z_r(t) - z_{tr}(t)] + c_r[\dot{z}_r(t) - \dot{z}_{tr}(t)]) \\
 &\quad +l_f u_f(t) - l_r u_r(t)
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

donde  $z(t)$  es el desplazamiento vertical del chasis;  $u_f(t)$  y  $u_r(t)$  son las fuerzas de control frontal y trasera, respectivamente.  $z_{rf}(t)$  y  $z_{rr}(t)$  representan las variaciones del camino frontales y traseras, respectivamente.  $z_f(t)$  y  $z_r(t)$  son el desplazamiento frontal y trasero respectivamente, los cuales están definidos como

$$\begin{aligned}
 z_f(t) &= z(t) + l_f \sin\phi(t) \\
 z_r(t) &= z(t) - l_r \sin\phi(t)
 \end{aligned}
 \tag{2}$$

Por cuestiones de diseño, es viable considerar que la perturbación que recibe la parte posterior del automóvil es la misma que la de la parte frontal, solo que retrasada un tiempo  $\tau$ . Este tiempo de atraso puede obtenerse mediante la siguiente expresión

$$\tau = \frac{l_f + l_r}{v}
 \tag{3}$$

donde  $l_f + l_r$  representa la distancia entre ejes  $l$  y  $v$  es la velocidad cruceo del vehículo en  $m/s$ .

De las expresiones de (1), se tiene un acoplamiento entre la dinámica de la suspensión frontal y la trasera, lo que produce el giro de alabeo  $\phi$  y variaciones de altura en el chasis respecto del centro de gravedad.

Lo anterior implica que no solo es necesario el diseñar un control que disminuya las vibraciones inducidas en la carrocería por las perturbaciones del camino, sino uno que sea capaz de mantener en cero las posibles inclinaciones longitudinales del automóvil.

Por otra parte, de acuerdo al fabricante del automóvil mostrado en la figura 1, el peso total se encuentra distribuido en un 61% en la parte frontal y un 39% en la parte trasera, por lo que puede estudiarse la posibilidad de analizar el automóvil como dos subsistemas desacoplados.

### 2.2 Subsistemas desacoplados

De acuerdo a Rajamani (2006) la dinámica acoplada de (1) puede escribirse como dos subsistemas desacoplados si  $I_y \approx l_f l_r M$ , tal como se muestra en la figura 3



Fig. 3. Automóvil visto como dos subsistemas masas-resortes-amortiguadores desacoplados.

donde  $m_f = \frac{0.61M}{2}$  y  $m_r = \frac{0.39M}{2}$  representan la masa frontal y trasera, respectivamente.

El modelo matemático para el subsistema frontal está dado como

$$\begin{aligned}
 m_f \ddot{z}_f(t) &= -k_f [z_f(t) - z_{tf}(t)] - c_f [\dot{z}_f(t) - \dot{z}_{tf}(t)] & \hat{z}_{1j}(t) &\rightarrow z_{1j}(t) \\
 &+ u_f(t) & \omega_{1j}(t) &\rightarrow z_{2j}(t) \\
 m_t \ddot{z}_{tf}(t) &= k_f [z_f(t) - z_{tf}(t)] + c_f [\dot{z}_f(t) - \dot{z}_{tf}(t)] & \hat{z}_{2j}(t) &\rightarrow z_{2j}(t) \\
 &- k_t [z_{tf}(t) - z_{rf}(t)] - c_t [\dot{z}_{tf}(t) - \dot{z}_{rf}(t)] & \omega_{2j}(t) &\rightarrow \phi_j(\cdot) \\
 &- u_f(t) & &
 \end{aligned} \tag{9}$$

Mientras que para la parte posterior, el subsistema tiene el siguiente modelo matemático

$$\begin{aligned}
 m_r \ddot{z}_r(t) &= -k_r [z_r(t) - z_{tr}(t)] - c_r [\dot{z}_r(t) - \dot{z}_{tr}(t)] \\
 &+ u_f(t) \\
 m_t \ddot{z}_{tr}(t) &= k_r [z_r(t) - z_{tr}(t)] + c_r [\dot{z}_r(t) - \dot{z}_{tr}(t)] \\
 &- k_t [z_{tr}(t) - z_{rr}(t)] - c_t [\dot{z}_{tr}(t) - \dot{z}_{rr}(t)] \\
 &- u_r(t)
 \end{aligned} \tag{5}$$

Por medio de la primera ecuación, que rige el comportamiento de la masa suspendida  $m_f$  y  $m_r$ , de los subsistemas (4) y (5) es como se llevará a cabo el diseño de controladores.

### 3. DISEÑO DE CONTROLADORES

Para diseñar controladores robustos, es necesario primero reescribir las ecuaciones que describen el comportamiento dinámico de las masas suspendidas, tomando como perturbación lo proveniente de la masa no suspendida, es decir, de (4) y (5) se tiene que

$$\begin{aligned}
 \dot{z}_{1f}(t) &= z_{2f}(t) \\
 \dot{z}_{2f}(t) &= \phi_f(\cdot) + \frac{1}{m_f} u_f(t) \\
 \dot{z}_{1r}(t) &= z_{2r}(t) \\
 \dot{z}_{2r}(t) &= \phi_r(\cdot) + \frac{1}{m_r} u_r(t)
 \end{aligned} \tag{6}$$

donde  $z_{1f}(t) = z_f(t)$ ,  $z_{2f}(t) = \dot{z}_f(t)$ ,  $z_{1r}(t) = z_r(t)$ ,  $z_{2r}(t) = \dot{z}_r(t)$  y los términos de perturbación están dados por

$$\begin{aligned}
 \phi_f(\cdot) &= -\frac{k_f}{m_f} [z_f(t) - z_{tf}(t)] - \frac{c_f}{m_f} [\dot{z}_f(t) - \dot{z}_{tf}(t)] \\
 \phi_r(\cdot) &= -\frac{k_r}{m_r} [z_r(t) - z_{tr}(t)] - \frac{c_r}{m_r} [\dot{z}_r(t) - \dot{z}_{tr}(t)]
 \end{aligned} \tag{7}$$

#### 3.1 Observador-Estimador

Ya que (6) está en la forma de un sistema perturbado, de acuerdo a Alvarez-Sanchez et al. (2013); Rosas et al. (2009), un observador-estimador está dado como

$$\begin{aligned}
 \dot{\hat{z}}_{1j}(t) &= c_{1j} [z_{1j}(t) - \hat{z}_{1j}(t)] + \omega_{1j}(t) \\
 \dot{\omega}_{1j}(t) &= c_{2j} [z_{1j}(t) - \hat{z}_{1j}(t)] + c_{3j} \text{sign} [z_{1j}(t) - \hat{z}_{1j}(t)] \\
 \dot{\hat{z}}_{2j}(t) &= c_{4j} [\omega_{1j}(t) - \hat{z}_{2j}(t)] + \omega_{2j} + \frac{1}{m_f} u_j(t) \\
 \dot{\omega}_{2j} &= c_{5j} [\omega_{1j}(t) - \hat{z}_{2j}(t)] + c_{6j} \text{sign} [\omega_{1j}(t) - \hat{z}_{2j}(t)]
 \end{aligned} \tag{8}$$

donde  $c_{ij}$  son constantes positivas, con  $i = 1, \dots, 6$  y  $j = f, r$ .

La convergencia de las variables de (8), de acuerdo a Rosas Almeida et al. (2007), está dada como

por lo que a continuación se diseñan los controladores

#### 3.2 Controladores robustos

Utilizando (9), los controladores para (6), que aseguren la disminución de las vibraciones inducidas por el camino, están dado como

$$\begin{aligned}
 u_j(t) &= m_j (-\omega_{2j}(t) - k_{dj} [z_{2j}(t) - \dot{z}_{2jd}(t)]) \\
 & m_j (-k_{pj} [z_{1j}(t) - z_{1jd}(t)] - \dot{z}_{1jd}(t))
 \end{aligned} \tag{10}$$

donde  $j=f,r$ ;  $k_{pj}$  y  $k_{dj}$  son constantes positivas, y  $z_{1jd}(t)$  es el valor de referencia deseado.

Sustituyendo (10) en (6) se obtiene la siguiente dinámica en lazo cerrado para cada subsistema

$$\ddot{e}_j(t) + k_{dj} \dot{e}_j(t) + k_{pj} e_j(t) = 0 \tag{11}$$

el cual es un sistema estable que converge a cero y donde  $e_j(t) = z_{1j}(t) - z_{1jd}(t)$ .

Con la finalidad de tener un sistema que tenga una suave convergencia al valor deseado  $z_{1jd}$ , se deben seleccionar las constantes  $k_{dj}$  y  $k_{pj}$  tal que  $k_{dj} > 2\sqrt{k_{pj}}$ .

### 4. SIMULACIONES NUMÉRICAS

Con la finalidad de que los parámetros utilizados para llevar a cabo las simulaciones numéricas sean lo más aproximados a los reales, se utilizarán los obtenidos en Garrott et al. (1998); Alvarez-Sanchez et al. (2013) para un automóvil Honda Civic. Los parámetros se listan en la tabla 1

Parámetro	Valor	Unidades
Masa del automóvil ( $M$ )	1106	kg
Masa de la llanta + soporte ( $m_t$ )	51	kg
Momento de Inercia ( $I_y$ )	1617	kg·m <sup>2</sup>
Distancia entre ejes ( $l$ )	2.621	m
Distancia del CG a eje frontal ( $l_f$ )	1.038	m
Distancia del CG al suelo ( $h_{GC}$ )	0.513	m
Diámetro de la llanta ( $d_t$ )	0.596	m
Restitución de la llanta ( $k_t$ )	210	KN/m
Amortiguamiento de la llanta ( $c_t$ )	1.1	KN·s/m
Restitución resorte frontal ( $k_f$ )	30	KN/m
Restitución resorte trasero ( $k_r$ )	20	KN/m
Amortiguamiento frontal ( $c_f$ )	1.5	KN·s/m
Amortiguamiento trasero ( $c_r$ )	3	KN·s/m

Table 1. Parámetros del automóvil

El principal objetivo de este trabajo es disminuir el efecto de las vibraciones inducidas por el camino y que el valor de la altura  $h_{GC}$  del centro de gravedad del automóvil sea muy similar al que tiene de fábrica, por lo que se propone que se encuentre localizado a 0.533 m, es decir, 1 cm por arriba del de la tabla 1. Si a l anterior se impone que  $z_{1fd} = z_{1rd} = 1$  cm, se tendría un ángulo de alabeo  $\phi = 0$ .

En la tabla 2 se muestran los parámetros utilizados para los observadores-estimadores (8) y los controladores (10).

Parámetro	Valor
$c_1(f,r), c_2(f,r), c_3(f,r)$	5.5, 1.2, 0.1
$c_4(f,r), c_5(f,r), c_6(f,r)$	150, 150, 1055
$k_d(f,r), k_p(f,r)$	10, 22

Table 2. Parámetros del automóvil

Las simulaciones fueron llevadas a cabo utilizando Simnon<sup>©</sup> con un paso de integración de 1 ms. Se considera que el vehículo viaja a una velocidad cruceo de 18 km/h, lo que mediante (3) se tiene un tiempo de retardo  $\tau = 0.5242$  segundos, que es lo que tardaría en verse reflejada la perturbación actuando en la suspensión frontal sobre la suspensión trasera. En la figura 4 se muestra el perfil de camino frontal (a) y trasero (b) que se utiliza. Se puede observar que a pesar de que las formas de las gráficas son iguales, se tiene presente un retardo entre ambas perturbaciones.

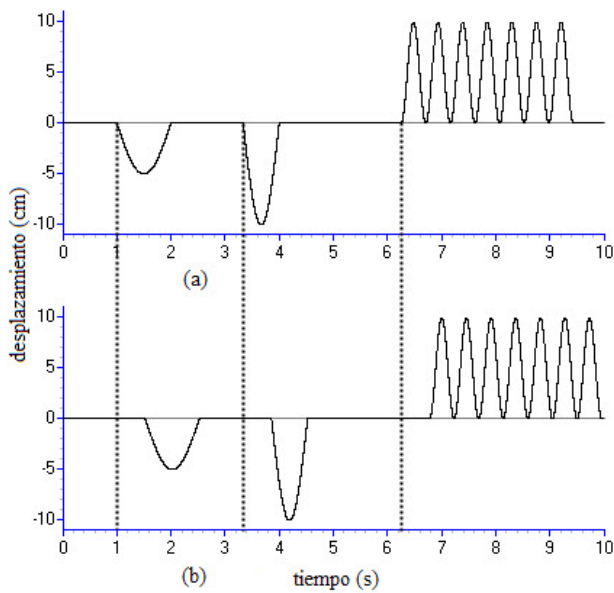


Fig. 4. Perturbaciones del camino (a) frontal y (b) trasera.

En la figura 5 se muestran los comportamientos de la masa suspendida frontal  $m_f$  y de la masa suspendida trasera  $m_r$ , sin control (línea roja) y con control (línea verde).

Con la finalidad de verificar el comportamiento del sistema original se utiliza (2), de donde se puede deducir que el desplazamiento vertical total del automóvil y el ángulo de giro están dados como

$$z(t) = \frac{l_r z_{1f}(t) + l_f z_{1r}(t)}{l} \quad (12)$$

$$\phi = \sin^{-1} \left( \frac{l_f z_{1f}(t) - l_r z_{1r}(t)}{l} \right)$$

En la figura 6 se muestra la evaluación de (12). Se observa la existencia de una rotación cuando se perturban los subsistemas de suspensión frontal y trasero, sin embargo, se tiene un máximo de 1.4 miligrados, por lo que se puede considerar que no tendría efecto alguno sobre los ocupantes del automóvil.

La fuerza requerida para cumplir con el objetivo de disminuir las vibraciones inducidas por el camino sobre el

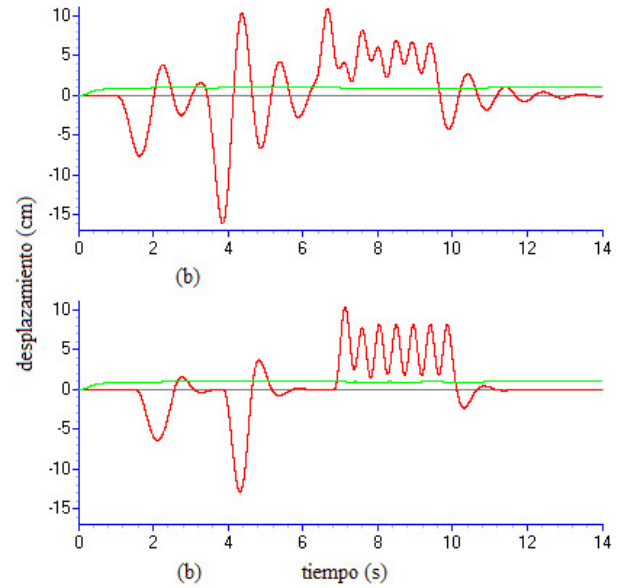


Fig. 5. Desplazamiento de las masas (a) frontal y (b) trasera, controlada (verde) contra libre (roja).

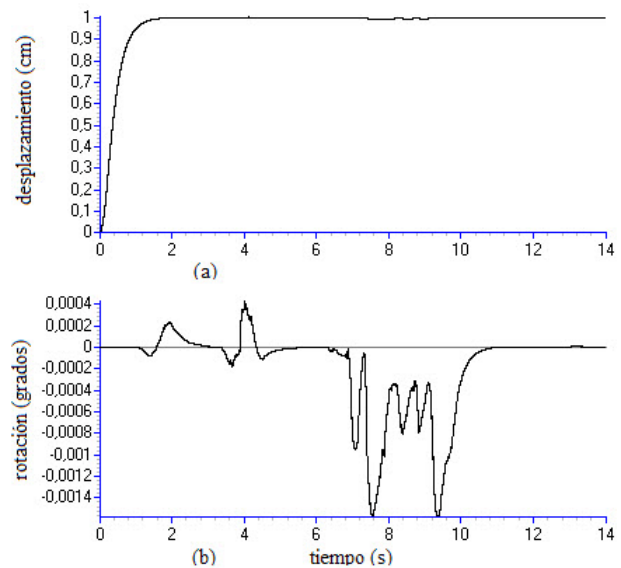


Fig. 6. (a) Desplazamiento vertical total del automóvil. (b) Ángulo de alabeo  $\phi$

automóvil se muestran en la figura 7, donde se aprecia el efecto de utilizar un control del tipo observador-identificador como el de (10)

Una comparación entre los desplazamientos del chasis, las llantas y el camino se muestra en la figura 8, en donde se aprecia que existe una separación entre las señales. Esta separación es la que distancia entre el suelo y el centro geométrico de la llanta, así como la distancia entre el suelo y el centro de gravedad del automóvil.

## 5. CONCLUSIONES

El desacoplar la dinámica del sistema para tener dos subsistemas independientes permite llevar a cabo el diseño

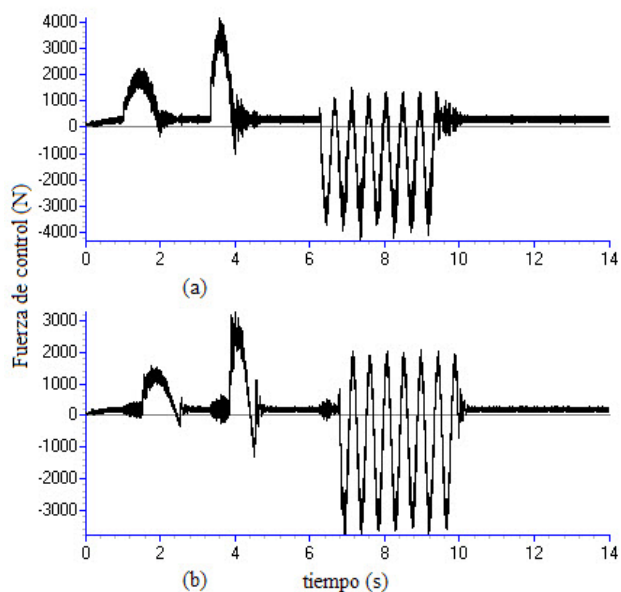


Fig. 7. Fuerza de control requerida para el subsistema de suspensión (a) frontal y (b) trasero

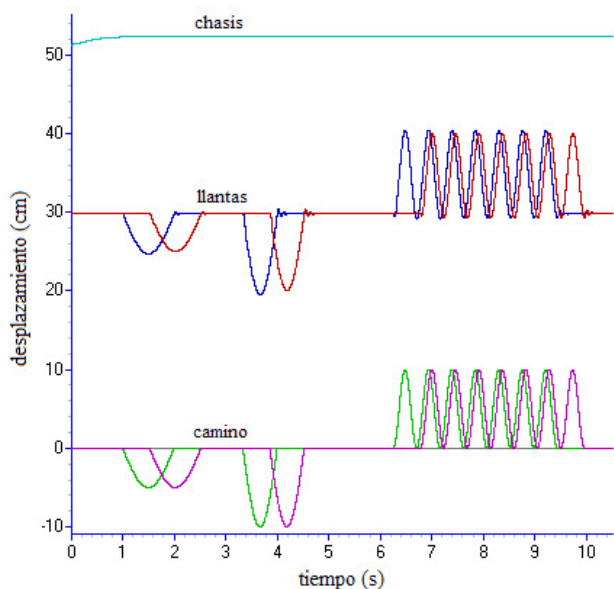


Fig. 8. Comparación entre los desplazamientos del chasis, de las llantas y el camino

de controles, con realimentación de estados, capaces de mantener la distancia del centro de gravedad igual a la de las partes frontal y posterior, lo que implica que se tiene una rotación cero del chasis.

Aunado a lo anterior, el utilizar un observador de estados junto con un estimador de perturbaciones permite contar con un controlador robusto que disminuye las vibraciones inducidas por el camino, incrementando de esta manera el confort en los ocupantes del vehículo.

#### REFERENCES

Alvarez-Sanchez, E., Rosario-Aldana, F., and Lopez-Velazquez, A. (2013). Nonlinear observer-estimator

application: Quarter-car suspension system under road disturbances. *Cybernetics and Physics*, 2(4), 193–198.

Alvarez-Sánchez, E. (2013). A quarter-car suspension system: car body mass estimator and sliding mode control. *Procedia Technology*, 7, 208–214.

Cao, J.T., Liu, H.H., Li, P., Brown, D.J., and Dimirovski, G. (2007). A study of electric vehicle suspension control system based on an improved half-vehicle model. *International Journal of Automation and Computing*, 4(3), 3045–3063.

Demir, O., Keskin, I., and Cetin, S. (2012). Modeling and control of a nonlinear half-vehicle suspension system: a hybrid fuzzy logic approach. *Nonlinear Dynamics*, 67(3), 2139–2151.

Du, H.P. and Zhang, N. (2013). Robust active suspension design subject to vehicle inertial parameter variations. *International Journal of Automation and Computing*, 7(4), 419–427.

Eltantawie, M. (2012). Decentralized Neuro-Fuzzy Control for Half Car with Semi-Active Suspension System. *International Journal of Automotive Technology*, 13(3), 423–431.

Garrott, W.R., Monk, M.W., and Chrstos, J.P. (1998). Vehicle inertial parameters – measured values and approximations. Technical report, SAE paper No. 881767.

Giua, A., Seatzu, C., and Usai, G. (2000). A Mixed Suspension System for a Half-Car Vehicle Model. *Dynamics and Control*, 10(4), 375–397.

Huang, C.J. and Lin, J.S. (2004). Nonlinear active suspension control design applied to a half-car model. In *Networking, Sensing and Control, 2004 IEEE International Conference on*, volume 2, 719–724. IEEE.

Li, H. and Liu, H. (2013). Active control for actuator uncertain half-car suspension systems. In *Handbook of Vehicle Suspension Control Systems*, 125–142.

Nugroho, P.W., Du, H., Alici, G., and Yang, J. (2014). An Adaptive Neuro Fuzzy Hybrid Control Strategy for a Semiactive Suspension with Magneto Rheological Damper. *Advances in Mechanical Engineering*, 2014, 11.

Paschedag, T., Giua, A., and Seatzu, C. (2010). Constrained optimal control: an application to semiactive suspension systems. *International Journal of Systems Science*, 41(7), 797–811.

Rajamani, R. (2006). *Vehicle Dynamics and Control*. Springer.

Rosas, D., Alvarez, J., Rosas, P., and Silva, A. (2009). Observación de estado y estimación de perturbaciones en sistemas no lineales en forma normal. In *Congreso Nacional de Control Automatico, 2009*. AMCA.

Rosas Almeida, D.I., Alvarez, J., and Fridman, L. (2007). Robust observation and identification of nDOF Lagrangian systems. *International Journal of Robust and Nonlinear Control*, 17(9), 842–861. doi: 10.1002/rnc.1156.

Stořbrský, A., Hyniová, K., Honcù, J., and Kruczek, A. (2003). Using fuzzy logic to control active suspension system of one-half-car model. *Acta Montanistica Slovaca*, 4(8), 223–227.

Suaib, N. and Sam, Y. (2008). Modeling and control of active suspension using PISM and SMC. *Jurnal Mekanikal*, 26, 119–128.