

Controlador activo lineal de tres grados de libertad aplicado al vehículo en Matlab-Simulink-Scilab



Colaboración

Sergio Sandoval Pérez; Sergio Cuevas García; Luis Alfonso García Mendoza, Instituto Tecnológico de Ciudad Guzmán; Christian Quiroz Hernández, Instituto Tecnológico José Mario Molina Pasquel y Henríquez Campus Tamazula; Hugo Antonio Méndez Guzmán, Universidad Politécnica del Bicentenario

RESUMEN: Un problema clásico en la teoría de control es el diseño de una ley de retroalimentación, teniendo el propósito de que la salida de cualquier sistema siga asintóticamente una señal de referencia. En este trabajo, se pretende que la velocidad lateral siga a una maniobra del conductor o sensor de volante, que es una delta, pero en sentido contrario. Se propone que el vehículo se encuentra realizando una prueba de manejo conocida por la norma internacional DTA-ISO 7401, por ende, el problema de la teoría de regulación lineal vía retroalimentación de estados por medio de una función de Lyapunov es la solución idónea al problema ya que se supone la medición de la velocidad angular de viraje. Los actuadores que se integrarán en este artículo serán los frenos (M_z) y el sistema frontal activo (AFS, por sus siglas en inglés). En esta investigación se realiza la formalización matemática de esta teoría y se observa por medio de la simulación del software Matlab-Simulink y Scilab, a la velocidad lateral y velocidad angular de viraje aplicadas a un controlador de estabilidad en el automóvil.

PALABRAS CLAVE: Retroalimentación de estados, velocidad lateral, velocidad angular de viraje, Lyapunov, Scilab, Matlab-Simulink

ABSTRACT: A classic problem in control theory is the design of a feedback law, with the purpose that the output of any system asymptotically follows a reference signal. In this work, the lateral velocity is intended to follow a driver maneuver or steering wheel sensor that is a delta but in the opposite direction. It proposed that the vehicle is performing a driving test known by the international standard DTA-ISO 7401, therefore the problem of linear regulation theory via states feedback through a function of Lyapunov is the ideal solution to the problem since the measurement of the angular turning velocity. The actuators that it will integrate in this article will be the brakes (M_z) and the active frontal system (AFS). In this investigation, it performed the mathematical formalization of this theory and itself observed through of the simulation of the Matlab-Simulink and Scilab software, at the lateral speed and angular speed of rotation applied to a stability controller in the automobile.

KEYWORDS: States feedback, lateral velocity, angular turning velocity, Lyapunov, Scilab, Matlab-Simulink.

INTRODUCCIÓN

En los últimos años, el desarrollo de una filosofía integral ha cambiado en como los ingenieros realizan investigación en el área de diseño de nuevos dispositivos para el control del automóvil. Hoy en día se cuenta con una gran potencia computacional que nos permite trabajar con unidades de control en los vehículos, esto es debido al mejoramiento de dispositivos electrónicos y al avance en la tecnología, que permite desarrollar nuevos sistemas de control que evitan cualquier restricción desde el punto de vista tecnológico.

Considerando algunas variables físicas del automóvil, el diseño de un sistema de control para la velocidad lateral es uno de los principales tópicos de investigación en el área de control de automóviles. Estos dispositivos modifican las dinámicas de los vehículos imponiendo fuerzas o momentos en el cuerpo del automóvil de diferentes maneras, [1], [2], [3], [4], [5], [6], [7], [8] y puede también utilizar "sensores inteligentes" que permiten mediciones precisas de las variables que se desean medir haciendo una alta eficiencia en la acción que el controlador este realizando, contribuyendo a la estabilidad del vehículo, la seguridad y confort para el conductor. El movimiento de un vehículo puede ser categorizado en términos de su funcionalidad, así como de su maniobrabilidad y estabilidad. El funcionamiento está enfocado sobre el peso y los movimientos longitudinales del chasis. La estabilidad y las características de manejo generalmente se refieren a la respuesta lateral/maniobrabilidad de las acciones de conducción del automóvil que se requieran. Una gran variedad de modelos de baja, media y alto orden están disponibles para describir el movimiento traslacional y rotacional del automóvil. Un modelo del vehículo de bajo orden de un grado de libertad (DOF por sus siglas en inglés) es donde el automóvil se considera una masa puntual y con ello es suficiente para generar una plataforma de velocidad. Un modelo de dos grados de libertad es considerado de medio orden por su análisis tomando en cuenta que las llantas frontales y traseras del vehículo son consideradas como una sola llanta delantera y una trasera (modelo de la bicicleta); en este modelo en la llanta delantera se puede introducir la dinámica del conductor o del volante, que al tener un sensor de giro se puede convertir a un sistema con autonomía. Además, los efectos del ángulo roll y de transferencia de masa son despreciados, por tener esta propuesta una suspensión pasiva y este modelo permite estudiar la respuesta lateral/dirección del vehículo para pequeños ángulos de maniobrabilidad en velocidades longitudinales constantes, donde estos parámetros deben de ser medidos para la realización completa a futura de algunos diseños. Esta medición de parámetros físicos se puede realizar mediante la utilización de un software como el Matlab- Simulink o Scilab, conocido por diseñadores, investigadores y estudiantes de diferentes ramos de la ingeniería, obteniendo con esto grandes aplicaciones a niveles de investigación tanto en educación como en la industria. Además, se puede implementar en Matlab-Simulink y Scilab, algoritmos de control autónomos o con giro de volante del conductor orientados al automóvil para simularlos y observar si son correctos ahorrándonos tiempo, además de asegurar que las dos plataformas ofrecen resultados similares, pero que el software Matlab-Simulink tiene un costo y el Scilab es software libre.

Por lo tanto, solamente queda establecer como se divide este artículo de investigación para su estudio. Todo lo anterior fue la introducción, enseguida en la parte de

material y métodos, se muestra el modelo matemático de dos grados de libertad del automóvil a utilizar con sus dinámicas de velocidad lateral y velocidad angular de viraje o yaw, en la subsección estructura de control, se realiza el diseño del control activo para la dirección asistida del vehículo, en la sección de resultados, se muestran los resultados de las simulaciones en el software Matlab-Simulink contra Scilab del modelo matemático del automóvil al someterlo a la maniobra escalón y observar el comportamiento de las dinámicas mencionadas anteriormente, las conclusiones, bibliografía y agradecimientos se establecen al final del artículo.

MATERIAL Y MÉTODOS

El modelo matemático del vehículo puede ser en general un cuerpo rígido moviéndose en un espacio libre, de dos grados de libertad, conectado con la superficie terrestre a través de las llantas, el cual otorga un modelo de comportamiento lineal autónomo (en una sección acotada) o direccionado por el conductor.

Por lo tanto, tomando en cuenta la Figura 1, y las dinámicas lineales del vehículo que se generan en el llamado modelo de la bicicleta [9], [10];

$$m(\dot{v}_x - v_y\omega_z) = ma_x \quad \text{Ec. (1)}$$

$$m(\dot{v}_y + v_x\omega_z) = \mu[F_{f,y}(\delta_c + \delta_d, x, \alpha_f) + F_{r,y}(x, \alpha_r)] \quad \text{Ec. (2)}$$

$$J\dot{\omega}_z = \mu[l_f F_{f,y}(\delta_c + \delta_d, x, \alpha_f) - l_r F_{r,y}(x, \alpha_r) + M_z] \quad \text{Ec. (3)}$$

Donde; m , masa del vehículo [kg], J , momento de inercia del vehículo [kg m^2], l_f , l_r , longitud desde el centro del vehículo hacia la llanta frontal y trasera [m], v_x , velocidad longitudinal del vehículo [m/s], v_y , velocidad lateral del vehículo [m/s], $x=[v_y, v_x]$, vector compacto del estado del vehículo, α_f , α_r , ángulos de deslizamiento lateral frontal y trasero [rad], δ_c , δ_d , componente del ángulo de la llanta impuesto por el controlador autónomo y conductor o sensor de volante respectivamente [rad], M_z , Momento de viraje resultado de los frenos activos [N m], μ , coeficiente de fricción entre el suelo y el neumático. Las fuerzas laterales $F_{f,y}$, $F_{r,y}$ son funciones del ángulo impuesto a las llantas frontales, $\delta = \delta_d + \delta_c$, y los ángulos de deslizamiento lateral de las llantas definidos de la siguiente manera;

$$\alpha_f = \delta_c + \alpha_{f,o} = \delta_c + \delta_d - \frac{v_y + l_f\omega_z}{v_x} \quad \text{Ec. (4)}$$

$$\alpha_r = -\frac{v_y - l_r\omega_z}{v_x} \quad \text{Ec. (5)}$$

Estructura del control

Reescribiendo las ecuaciones (2) y (3) de la planta en forma de espacio de estados se obtiene;

$$\dot{v}_y = -v_x\omega_z + \frac{\mu}{m}(F_{f,y}(x, \delta, \alpha_f) + F_{r,y}(x, \alpha_r)) \quad \text{Ec. (6)}$$

$$\dot{\omega}_z = \left(\frac{\mu}{J}\right) (l_f F_{f,y}(x, \delta, \alpha_f) - l_r F_{r,y}(x, \alpha_r)) + \left(\frac{\mu}{J}\right) M_z \quad \text{Ec. (7)}$$

La aceleración lateral a_y puede ser expresada usando la segunda ley de Newton en términos de las fuerzas laterales del neumático.

$$a_y = \frac{\mu}{m} (F_{f,y}(x, \delta, \alpha_f) + F_{r,y}(x, \alpha_r)) \quad \text{Ec. (8)}$$

La fuerza lateral puede ser definida utilizando la conocida fórmula mágica de Pacejka, para sistemas lineales [9];

$$F_{j,y} = D_{j,y} \cdot C_{j,y} \cdot B_{j,y} \cdot \alpha_j \quad \text{Ec. (9)}$$

Con $j=f,r$. Las constantes $B_{j,y}$, $C_{j,y}$, $D_{j,y}$ en (2) y (3) son determinadas de manera experimental (ver Tabla 1).

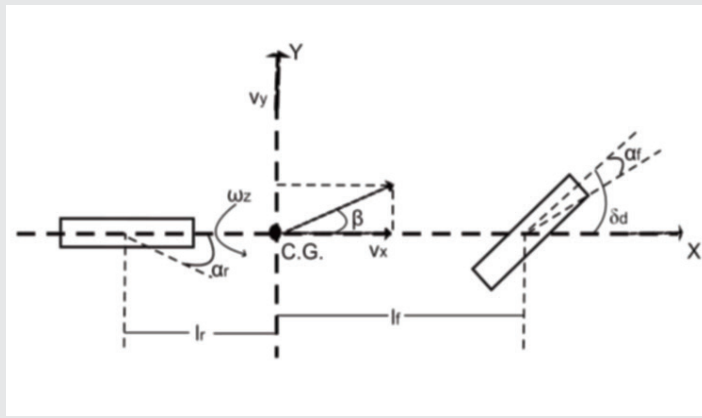


Figura 1. Modelo lineal del vehículo (modelo de la bicicleta).

En este artículo se considerará a la aceleración longitudinal a_x cero, porque se tienen fuerzas longitudinales nulas o con valores despreciables. Además las fuerzas laterales frontales y traseras de las llantas se pueden analizar de esta otra forma considerando los coeficientes; $C_f = D_{f,y} \cdot C_{f,y} \cdot B_{f,y}$ y $C_r = D_{r,y} \cdot C_{r,y} \cdot B_{r,y}$, para obtener: $F_{f,y} = C_f \alpha_{f,y}$ $F_{r,y} = C_r \alpha_{r,y}$. El objetivo principal del control es que la salida del sistema $x = [v_y, \omega_z]$ siga asintóticamente un sistema de referencia $x_{ref} = [v_{y,ref}, \omega_{z,ref}]$, el cual tiene como principal característica que sus derivadas son acotadas. De manera más precisa, el generador de referencia es

$$\dot{v}_{y,ref} = -\omega_{z,ref} v_x + \frac{\mu_{ref}}{m} (F_{f,y,ref}(\delta_d, x_{ref}, \alpha_{f,ref}) + F_{r,y,ref}(x_{ref}, \alpha_{f,ref})) \quad \text{Ec. (10)}$$

$$\dot{\omega}_{z,ref} = \left(\frac{\mu_{ref}}{J_{ref}}\right) (l_f F_{f,y,ref} - l_r F_{r,y,ref}) \quad \text{Ec. (11)}$$

$J_{ref} = J$, $\mu_{ref} = \mu = 0.9$, son parámetros apropiados y $F_{f,y,ref}$, $F_{r,y,ref}$ que son curvas ideales dependiendo de

$$\alpha_{f,ref} = \delta_d - \frac{v_{y,ref} + l_f \omega_{z,ref}}{v_x} \quad \text{Ec. (12)}$$

$$\alpha_{r,ref} = -\frac{v_{y,ref} - l_r \omega_{z,ref}}{v_x} \quad \text{Ec. (13)}$$

En este subtema, se diseñará el control de linealización por retroalimentación de estados el cual impondrá el comportamiento para las dinámicas de las velocidades lateral y de viraje; esto se realizará imponiendo la señal de referencia (10), (11) a través de la implementación de las entradas de control δ_c y M_z . Considerando las ecuaciones en (6) y (7), el sistema de la planta con sus fuerzas laterales frontales y traseras se pueden analizar de esta forma;

$$\dot{v}_y = \left(\frac{-\mu C_f - \mu C_r}{m v_x}\right) v_y + \left(\frac{-\mu C_f l_f + \mu C_r l_r}{m v_x} - v_x\right) \omega_z + \left(\frac{\mu C_f}{m} \quad 0\right) \begin{pmatrix} \delta \\ M_z \end{pmatrix} \quad \text{Ec. (14)}$$

$$\dot{\omega}_z = \left(\frac{-\mu C_f l_f + \mu C_r l_r}{J v_x}\right) v_y + \left(\frac{-\mu C_f l_f^2 - \mu C_r l_r^2}{J v_x}\right) \omega_z + \left(\frac{\mu C_f l_f}{J} \quad \frac{1}{J}\right) \begin{pmatrix} \delta \\ M_z \end{pmatrix} \quad \text{Ec. (15)}$$

Para las ecuaciones (10) y (11), se toma en cuenta a las fuerzas laterales frontales y traseras, con los siguientes coeficientes; $C_{f,ref} = D_{f,y,ref} \cdot C_{f,y,ref} \cdot B_{f,y,ref}$ $C_{r,ref} = D_{r,y,ref} \cdot C_{r,y,ref} \cdot B_{r,y,ref}$, para obtener: $F_{f,y,ref} = C_{f,ref} \alpha_{f,ref}$ y $F_{r,y,ref} = C_{r,ref} \alpha_{r,ref}$. Donde; $C_{f,ref} \neq C_f$ y $C_{r,ref} \neq C_r$. (ver Tabla 1).

Por lo tanto se obtiene el siguiente sistema de referencia;

$$\begin{pmatrix} \dot{v}_{y,ref} \\ \dot{\omega}_{z,ref} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{-\mu_{ref}(C_{f,ref} + C_{r,ref})}{m v_x} & \frac{-\mu_{ref}(C_{f,ref} l_f - C_{r,ref} l_r)}{m v_x} - v_x \\ \frac{-\mu_{ref}(C_{f,ref} l_f - C_{r,ref} l_r)}{J_{ref} v_x} & \frac{-\mu_{ref}(C_{f,ref} l_f^2 + C_{r,ref} l_r^2)}{J_{ref} v_x} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_{y,ref} \\ \omega_{z,ref} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \frac{\mu_{ref} C_{f,ref}}{m} \\ \frac{\mu_{ref} C_{f,ref} l_f}{J_{ref}} \end{pmatrix} \delta_d \quad \text{Ec. (16)}$$

Considerando los errores para la velocidad lateral y angular de viraje de esta manera;

$$e_{vy} = v_y - v_{y,ref} \quad \text{Ec. (17)}$$

$$e_{\omega z} = \omega_z - \omega_{z,ref} \quad \text{Ec. (18)}$$

y los errores dinámicos se establecen mediante;

$$\dot{e}_{vy} = \dot{v}_y - \dot{v}_{y,ref} \quad \text{Ec. (19)}$$

$$\dot{e}_{\omega z} = \dot{\omega}_z - \dot{\omega}_{z,ref} \quad \text{Ec. (20)}$$

Lo siguiente son los requerimientos para la ley de control estableciendo una función candidata de Lyapunov, basados en trabajos previos (Bianchi et al. 2010);

$$V = \frac{1}{2} e_{vy}^2 + \frac{1}{2} e_{\omega z}^2 \quad \text{Ec. (21)}$$

Considerando a la ecuación (21) positiva para mostrar que es continuamente decreciente a lo largo de cualquier trayectoria y su derivada negativa asegurando que el sistema tenga estabilidad asintótica:

$$\dot{V} = e_{vy} \left[\left(\frac{-\mu C_f - \mu C_r}{m v_x}\right) v_y + \left(\frac{-\mu C_f l_f + \mu C_r l_r}{m v_x} - v_x\right) \omega_z + \left(\frac{\mu C_f}{m}\right) \delta_c - \dot{v}_{y,ref} \right] + e_{\omega z} \left[\left(\frac{-\mu C_f l_f + \mu C_r l_r}{J v_x}\right) v_y + \left(\frac{-\mu C_f l_f^2 - \mu C_r l_r^2}{J v_x}\right) \omega_z + \left(\frac{\mu C_f l_f}{J}\right) \delta_c + \left(\frac{\mu C_r l_r}{J}\right) \delta_c + \frac{M_z}{J} - \dot{\omega}_{z,ref} \right] \quad \text{Ec. (22)}$$

Además, los siguientes términos de la ecuación (22) son propuestos menores a cero para la derivada de la función candidata de Lyapunov;

$$\left(\frac{-\mu C_f - \mu C_r}{mv_x}\right) v_y + \left(\frac{-\mu C_{f_l} + \mu C_{r_l}}{mv_x} - v_x\right) \omega_z + \left(\frac{\mu C_f}{m}\right) \delta_d + \left(\frac{\mu C_r}{m}\right) \delta_c - \dot{v}_{y,ref} < 0 \quad \text{Ec. (23)}$$

$$\left(\frac{-\mu C_{f_l} + \mu C_{r_l}}{Jv_x}\right) v_y + \left(\frac{-\mu C_{f_l}^2 - \mu C_{r_l}^2}{Jv_x}\right) \omega_z + \left(\frac{\mu C_{f_l} l_f}{J}\right) \delta_d + \left(\frac{\mu C_{r_l} l_r}{J}\right) \delta_c + \frac{M_z}{J} - \dot{\omega}_{z,ref} < 0 \quad \text{Ec. (24)}$$

Por lo tanto, con las ecuaciones (23) y (24), se obtienen la δ_c y M_z , mediante las cuales se diseña una ley de control por la teoría de retroalimentación de estados y se proponen como entradas dinámicas de control autónomas, determinadas a continuación;

$$\delta_c = \left(\frac{1}{v_x} + \frac{C_r}{C_f v_x}\right) v_y + \left(\frac{l_f}{v_x} - \frac{C_r l_r}{C_f v_x} + \frac{m v_x}{\mu C_f}\right) \omega_z - \delta_d + \left(\frac{m}{\mu C_f}\right) \dot{v}_{y,ref} - k_1 e_{vy} \quad \text{Ec. (25)}$$

$$M_z = \left(\frac{\mu C_{f_l} - \mu C_{r_l}}{v_x}\right) v_y + \left(\frac{\mu C_{f_l}^2 - \mu C_{r_l}^2}{v_x}\right) \omega_z - (\mu C_{f_l} l_f) \delta_d - (\mu C_{r_l} l_r) \delta_c + J \dot{\omega}_{z,ref} - k_2 e_{\omega z} \quad \text{Ec. (26)}$$

Donde $k_i > 0, i = 1, 2$, y las entradas de control en ecuaciones (25) y (26) serán impuestas en (22), comprobándose la estabilidad del sistema;

$$\dot{V} = -k_1 e_{vy}^2 - k_2 e_{\omega z}^2 \quad \text{Ec. (27)}$$

Por último, se puede reescribir para la derivada de la función de Lyapunov en (27), de la siguiente manera;

$$\dot{V} \leq -\lambda \min_k \|e\|^2 \quad \text{Ec. (28)}$$

Estableciendo una $\lambda_{\min} > 0$, la cual representa una ganancia mínima igual para k_1, k_2 y considerando, $e = (e_{vy}, e_{\omega z})$

Por último en esta sección de la estructura de control, se muestra en la Figura 2, el diagrama a bloques del controlador activo de dos grados de libertad en Matlab-Simulink, donde se establecen por medio de funciones embebidas los algoritmos de la planta del automóvil en la Figura 2a y el controlador activo para la dirección asistida con el controlador propuesto en la Figura 2b. En la Figura 3 en el software Scilab se establece la misma planta del vehículo para la Figura 3a y el control activo para la Figura 3b, pero se puede observar que los resultados para las diferentes entradas de control (δ_c), de conductor ó autonomía (δ_d) y las señales de las variables de la velocidad lateral v_y , y velocidad angular ω_z , son muy similares tanto en Matlab-Simulink como en Scilab. Por lo tanto se establece en los siguientes resultados que el software Scilab por ser un software libre que no tiene costo, se puede implementar, cuando no se tengan los recursos económicos para una licencia de Matlab, además de ser de fácil acceso en internet o por cualquier otro medio por ejemplo desde la grabación en una memoria USB.

RESULTADOS

Maniobra en un escalón

En esta sección, el comportamiento del modelo matemático del automóvil se simula bajo una maniobra en una dirección DTA-ISO 7401, como se puede ver en la Figura 4.

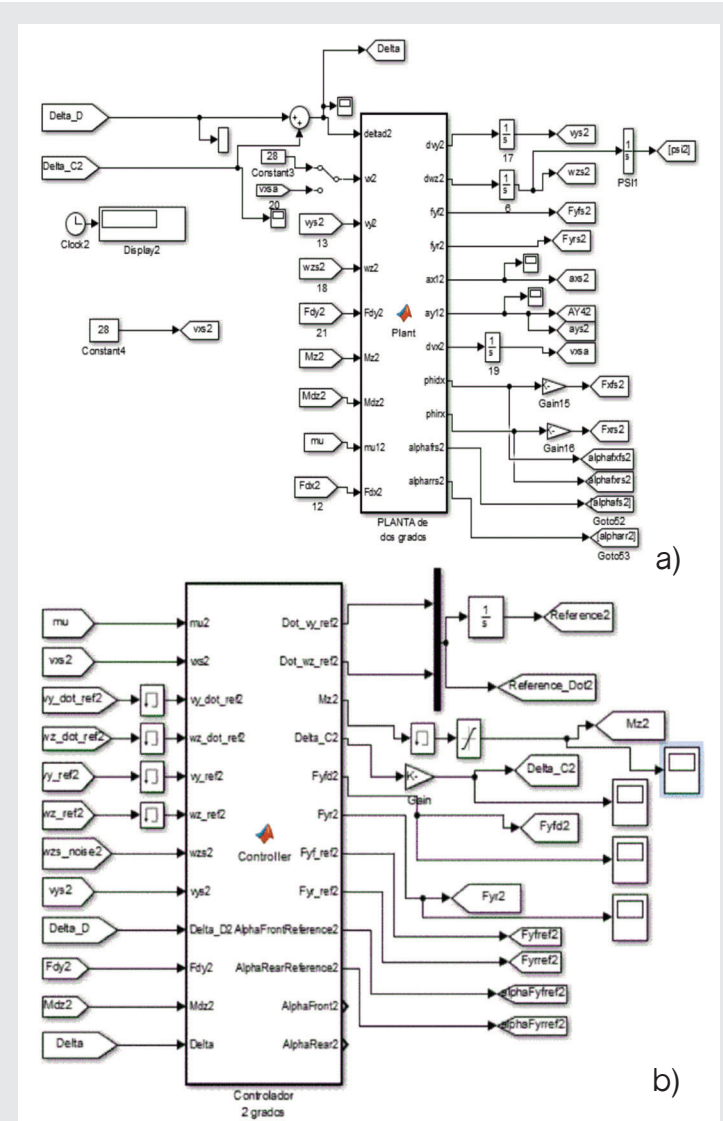
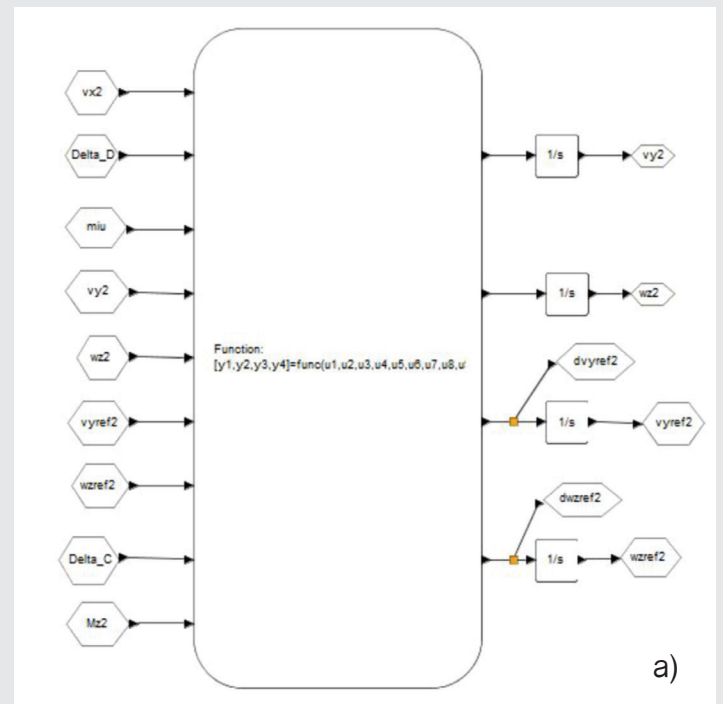


Figura 2. a) Planta; b) Control en Matlab-Simulink



a)

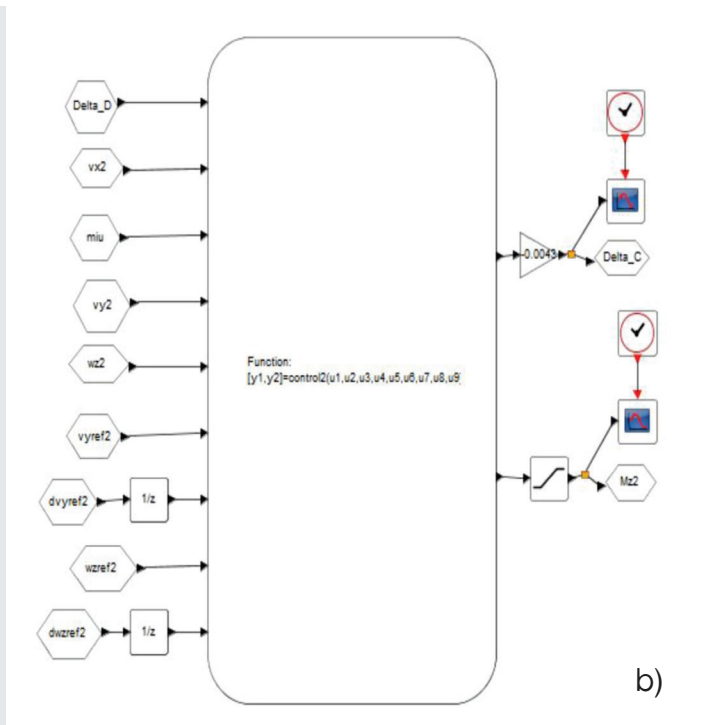


Figura 3. a) Planta; b) Control en Scilab.

Para la Figura 5, se muestra la velocidad lateral del sistema de referencia ($v_{y,ref}$) y la salida de la velocidad lateral del sistema real controlado (v_y) en Matlab-Simulink versus Scilab.

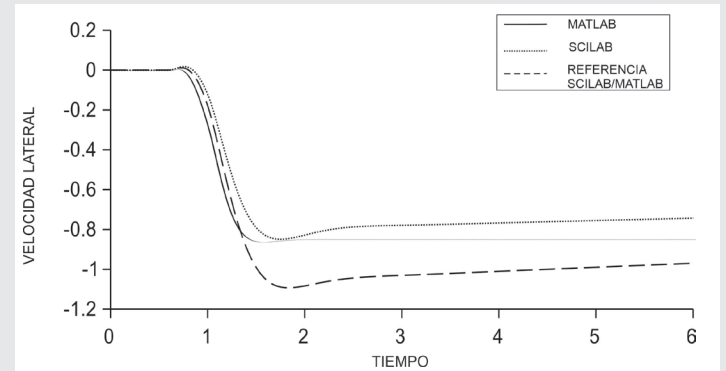


Figura 5. Velocidad lateral v_y (sólida) de Matlab-Simulink, $v_{y,ref}$ (interlinea), velocidad lateral v_y (interlinea suave) de Scilab [m/s vs s].

Para la Figura 6, se muestra la velocidad angular de viraje del sistema de referencia ($\omega_{z,ref}$) y la salida de la velocidad angular de viraje del sistema real controlado (ω_z) en Matlab-Simulink versus Scilab.

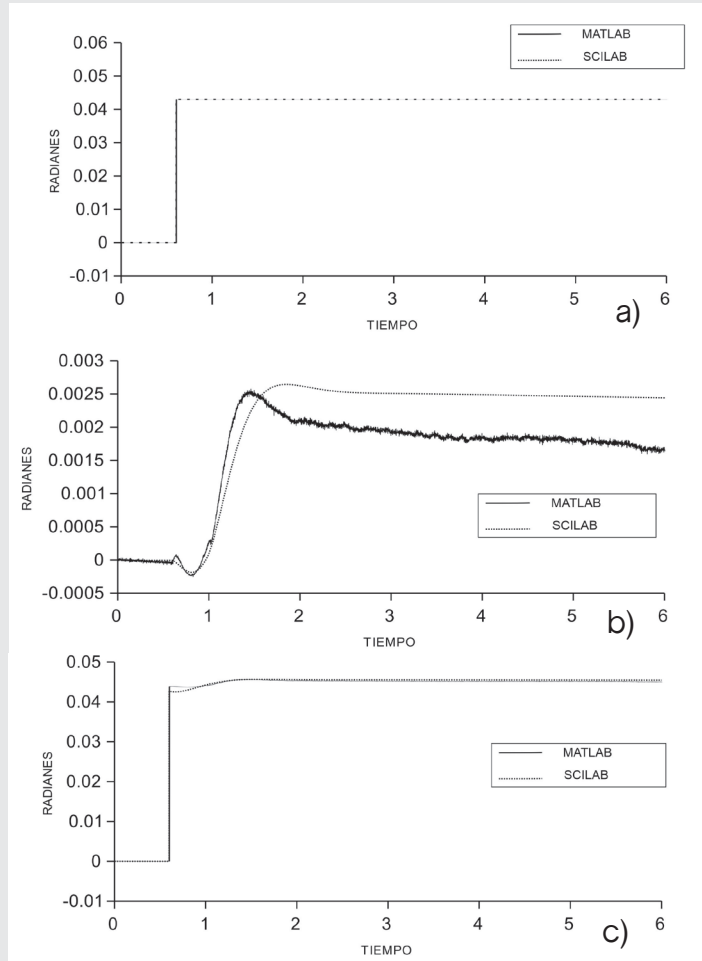


Figura 4. a) Señal δ_d delta del conductor o sensor del volante [rad/s vs s]; b) Señal δ_c delta del controlador autónomo [rad/s vs s]; c) Señal $\delta = \delta_d + \delta_c$ aplicada a las ruedas del automóvil [rad/s vs s].

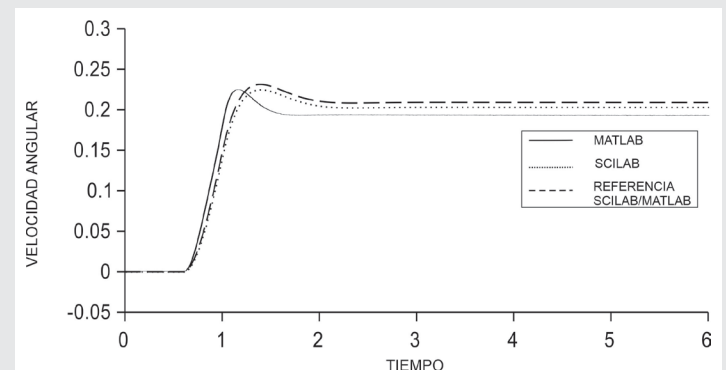


Figura 6. Velocidad angular de viraje ω_z (sólida) de Matlab-Simulink y $\omega_{z,ref}$ (interlinea), velocidad angular de viraje ω_z (interlinea suave) de Scilab [rad/s vs s].

En la Tabla 1 se muestran los parámetros con los cuales se realizan las simulaciones.

Tabla 1. Parámetros reales usados en la simulación del vehículo.

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
m	1550 Kg	$B_{f,yref}$	6.2
l_r	1.53 m	$D_{f,y}$	7240N
l_f	1.38 m	$D_{f,yref}$	$10^4 N$
J	3552 Kg	$C_{r,y}$	1.32
$C_{f,y}$	1.78	$C_{r,yref}$	1.38
$C_{f,yref}$	1.21	$D_{r,y}$	7834N
$B_{f,y}$	6.9	$D_{r,yref}$	$10^4 N$

CONCLUSIONES

Este trabajo se realiza con la finalidad de proponer un controlador autónomo para el automóvil con velocidad

lateral, partiendo del modelo matemático de la bicicleta en la plataforma de software Matlab-Simulink y Scilab, estableciendo las consideraciones antes mencionadas, observando que cada software tiene características diferentes de simulación, donde se desea mostrar las diferencias, para sus posibles aplicaciones a futuro en forma física, las cuales pueden ser de utilidad para los diseños de las tarjetas electrónicas del control activo.

Además, analizando esta propuesta desde su matemática, se concluye que el objetivo del controlador será buscar el control para todo tipo de manejo por parte del conductor o sensor de volante imponiendo un ángulo en las llantas con el afán de no caer en sobreviraje ya que son los errores más comunes a la hora de conducir un vehículo. El diseñar el algoritmo para establecer ganancias k_1 , k_2 , las cuales se proponen para la ley de control por retroalimentación de estados, también se puede cambiar para ampliar o disminuir la delta del controlador (δ_c), además de poder cambiar estos parámetros para establecer valores diferentes tanto para la velocidad lateral y velocidad angular de viraje aplicadas a las ruedas del automóvil. Con esta simulación de señal de entrada del conductor o sensor de volante, se puede mencionar que el controlador autónomo propuesto trabaja en forma eficiente, para realizar trabajos de control sobre el automóvil. Como trabajos a futuro se deben comparar estos resultados de este artículo de investigación con alguna otra plataforma vehicular como la Hil de National Instruments por mencionar un estándar internacional.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen todos los recursos tecnológicos utilizados del Tecnológico Nacional de México.

BIBLIOGRAFÍA

[1] D. Bianchi., A. Borri., G. Burgio., y S. Di Gennaro. (2010). *Adaptive Integrated Vehicle Control Using Active Front Steering and Rear Torque Vectoring*. *International Journal of Vehicle Autonomous Systems, Special Issue on: Autonomous and Semi-Autonomous Control for Safe Driving of Ground Vehicles*, 8(2-4), 85-105.

[2] Lv, Chen., Liu, Yahui., Hu, Xiaosong., Guo, Hongyan., Cao, Dongpu y Wang, Fei-Yue. (2018). *Simultaneous Observation of Hybrid States for Cyber-Physical Systems: A Case Study of Electric Vehicle Powertrain*. *IEEE Transactions on Cybernetics*, 48(8), 2357-2367.

[3] Aligia, Diego, A., Magallan, Guillermo, A., y De Angelo, Cristian. (2018). *Control de Tracción para un Vehículo eléctrico basado en Observadores no Lineales*. *Revista Iberoamericana de Automática e informática Industrial*, 1(15), 112-123.

[4] C. Earl Beal., y J. Christian Gerdes. (2013). *Model Predictive Control for Vehicle Stabilization at the Limits*

of Handling, IEEE Transactions on Control Systems Technology, 21(4), 1258-1269.

[5] Oh, J., Choi, B., Chang, Y., J y EO, J. S. (2017) *Engine Clutch Torque Estimation for Parallel-Type Hybrid Electric Vehicles*. *International Journal of Automotive Technology*, 18(1), 125-135.

[6] D. Rubin., y S. Arogeti. (2013). *Vehicle Yaw Stability Control Using Rear Active Differential via Sliding Mode Control Methods*. *2013 21st Mediterranean Conference on Control & Automation (MED)*, Platania-Chania, Crete, Grece, 317-322.

[7] H. Ren., S. Chen., G. Liu y K., Zheng. (2014) *Vehicle State Information Estimation with the Unscented Kalman Filter*. *Advances in Mechanical Engineering*, 2014, 11-20.

[8] J. Tjonns., y T.A. Johansen. (2010). *Stabilization of Automotive Vehicles Using Active Steering and Adaptive Brake Control Allocation*. *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, 18(3), 545-558.

[9] H. B. Pacejka. (2005) *Tyre and Vehicle Dynamics*. Elsevier Butterworth.

[10] R. Rajamani. (2006) *Vehicle Dynamics and Control*. Springer, New York.