



Mejora de la Seguridad y el Confort en Vehículos Autónomos mediante Control Combinado de Seguimiento de Trayectoria y Balanceo

Fernando Viadero-Monasterio, Miguel Meléndez-Useros, Manuel Jiménez-Salas,
Ramón Alberto Gutiérrez-Moizant, Daniel García-Pozuelo, María Jesús López Boada, Beatriz López Boada

Departamento de Ingeniería Mecánica, Advanced Vehicle Dynamics and Mechatronic Systems (VEDYMEC), Universidad Carlos III de Madrid, 28911 Leganés, España

(fviadero@ing.uc3m.es, mmelende@ing.uc3m.es, manuejim@ing.uc3m.es,
raqutier@ing.uc3m.es, dgramos@ing.uc3m.es, mjboada@ing.uc3m.es, bboada@ing.uc3m.es)

Gracias a los recientes avances en tecnologías de computación y comunicación, los sistemas de conducción automatizada han pasado de ser un concepto futurista a una realidad concreta. Entre las ventajas de los vehículos inteligentes destacan mejoras significativas en la seguridad y comodidad de los pasajeros, así como una mayor eficiencia energética. Por estas razones, la tecnología de vehículos sin conductor ha captado el interés de la comunidad académica y la industria, quienes ven en ella un área de gran potencial.

Uno de los aspectos críticos en los sistemas de automatización de la conducción es el control de seguimiento de trayectoria, un tema central en la investigación actual. Este se enfoca en desarrollar leyes de control de dirección que permitan guiar al vehículo a lo largo de una trayectoria de referencia, asegurando que se alcancen puntos sin comprometer la estabilidad y la seguridad durante la conducción.

Dado que los accidentes por vuelco tienen una tasa de mortalidad aproximadamente diez veces mayor que otros tipos de colisiones, es importante considerar la estabilidad de balanceo al diseñar controladores que afecten la dinámica lateral del vehículo. Para lograrlo, se pueden incorporar suspensiones activas o semiactivas, así como barras estabilizadoras activas, que generan un momento antivuelco para reducir el balanceo del vehículo y mejorar su estabilidad.

Aunque existen estudios que abordan por separado el control de seguimiento de trayectoria y la estabilidad de balanceo, es común que ambos sistemas se diseñen sin considerar su acoplamiento mecánico, lo cual puede comprometer la seguridad general del vehículo. Además, la naturaleza no lineal de la dinámica del vehículo presenta desafíos adicionales para el diseño de una ley de control que garantice un comportamiento robusto del sistema, lo que hace necesaria la implementación de técnicas avanzadas, como el control con ganancias de parámetros variables lineales.

En este trabajo, se propone un sistema de control de múltiples entradas y múltiples salidas (MIMO, multiple-input multiple-output) y variante en el tiempo, diseñado “offline” y que integra el control de seguimiento de trayectoria y la estabilidad de balanceo en un marco unificado. Este enfoque permite abordar ambos aspectos de manera conjunta para mejorar tanto el rendimiento como la seguridad del vehículo autónomo en condiciones de operación complejas.

1. Introducción

El desarrollo de sistemas de conducción automatizada ha generado un gran interés tanto en la industria como en la academia, gracias a su potencial para reducir accidentes de tráfico, incrementar la movilidad y disminuir la contaminación ambiental [1], [2], [3], [4], [5], [6]. Entre las tareas clave de estos sistemas se encuentra el seguimiento de trayectorias, una función que debe garantizar simultáneamente la seguridad y la comodidad durante la circulación de los vehículos autónomos [7].

Los accidentes por vuelco presentan un desafío crítico, ya que las probabilidades de que los pasajeros pierdan la vida son 10 veces mayores en comparación con otros tipos de accidentes [8]. Este tipo de siniestros representa el 33% de los accidentes en automóviles de pasajeros. En los últimos años, los vehículos utilitarios deportivos (SUV) han ganado popularidad, pero su diseño, con un centro de masa elevado y una base de ruedas estrecha, los hace especialmente vulnerables al vuelco [9].

Por estas razones, la investigación en el campo de la conducción automatizada se ha centrado en desarrollar estrategias para el control de estabilidad frente al vuelco (RSC, *Roll Stability Control*) [10]. Entre los métodos más estudiados se encuentran el control de dirección activa, el control de frenado diferencial, el control mediante barras estabilizadoras activas y el control de la suspensión [11], [12], [13], [14], [15], [16], [17].

Dado que la dinámica lateral y de balanceo del vehículo están estrechamente interrelacionadas, resulta especialmente desafiante encontrar un equilibrio adecuado entre ambas. Además, cualquier desviación del vehículo respecto a la trayectoria planificada podría impactar a otros automóviles, generando nuevos riesgos de colisión [18]. Por lo tanto, es fundamental desarrollar soluciones que mejoren la estabilidad frente al vuelco sin comprometer el rendimiento en el seguimiento de trayectorias.

El control de seguimiento de trayectorias se centra en diseñar leyes de control de dirección que permitan al vehículo seguir una trayectoria deseada, previamente definida por el planificador de trayectorias [19], [20], [21], [22]. Este enfoque integral es clave para garantizar la seguridad y el desempeño óptimo de los sistemas de conducción automatizada.

Pese a que el seguimiento de trayectoria sea un ampliamente estudiado en la literatura, la mayoría de estudios ignoran el acople de la dinámica lateral y el balanceo del vehículo [23], [24], por lo que no se garantiza la estabilidad frente al vuelco del vehículo [25].

Motivado por las razones expuestas previamente, este trabajo presenta un sistema de seguimiento de trayectoria, que asegura la estabilidad de balanceo mediante una suspensión activa. Para lograr dicho objetivo, se modela el comportamiento dinámico lateral y de balanceo del vehículo como un sistema matemático de múltiples entradas y salidas (MIMO, *Multiple Input Multiple Output*), el cual se controla por medio de la variación del ángulo de dirección de las ruedas, así como del ajuste del momento de estabilización de balanceo que la suspensión activa ha de aportar.

2. Modelado del sistema

Tabla 1: Parámetros del modelo de vehículo empleado

Parámetro	Valor	Descripción
l_f	1.42 m	Distancia al eje delantero desde el centro de gravedad del vehículo
l_r	0.85	Distancia al eje trasero desde el centro de gravedad del vehículo
t_f	0.78 m	Semivía delantera
t_r	0.75 m	Semivía trasera
K_ϕ	31752 N m/rad	Rigidez de balanceo
C_ϕ	7025.4 N m s/rad	Amortiguación de balanceo
C_{af}	30000 N/rad	Rigidez del neumático delantero
C_{ar}	25000 N/rad	Rigidez del neumático trasero
g	9.81 m/s ²	Aceleración debida a la gravedad
h_{cr}	0.35 m	Distancia desde el centro de balanceo al centro de gravedad
I_x	520 kg m ²	Momento de inercia sobre el eje de balanceo
I_z	1110.9 kg m ²	Momento de inercia sobre el eje de guiñada
M	650 kg	Masa total del vehículo

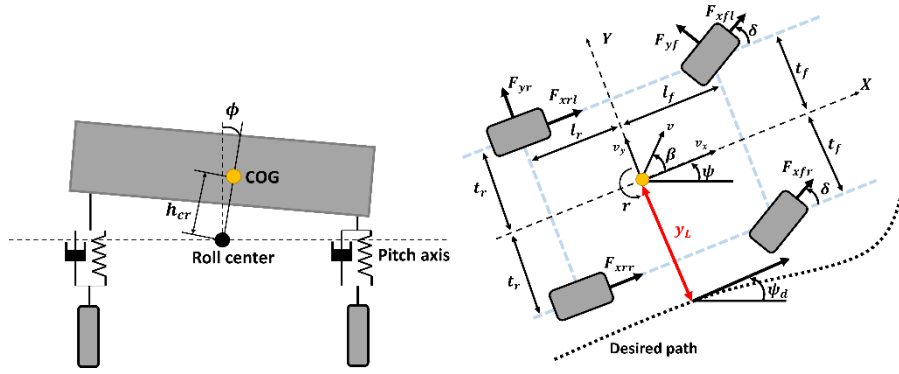


Figura 1: Modelos de dinámica de balanceo y dinámica lateral.

Con el fin de lograr que el vehículo siga una trayectoria deseada sin comprometer su seguridad, se tienen en cuenta tanto la dinámica lateral como la dinámica de balanceo, mostradas en la **Figura 1**. Los parámetros del vehículo se listan en la **Tabla 1**. En este caso se emplea un modelo de vehículo con tres grados de libertad: el ángulo de deslizamiento β , la velocidad de guiñada r , y el ángulo de balanceo ϕ . La dinámica vehicular se define según las ecuaciones [8], [26]:

$$\begin{aligned}\dot{\beta} &= -\frac{I_{eq}(C_{af} + C_{ar})}{I_x}\beta - r - \frac{I_{eq}(l_f C_{af} - l_r C_{ar})}{I_x M v_x^2}r + \frac{h_{cr}(Mgh_{cr} - K_\phi)}{I_x v_x}\phi - \frac{h_{cr}C_\phi}{I_x v_x}\dot{\phi} + \frac{I_{eq}C_{af}}{I_x M v_x}\delta \\ \dot{r} &= -\frac{(l_f C_{af} - l_r C_{ar})}{I_z}\beta - \frac{(l_f C_{af}^2 + l_r C_{ar}^2)}{I_z v_x}r + \frac{l_f C_{af}}{I_z}\delta \\ \ddot{\phi} &= -\frac{(C_{af} + C_{ar})h_{cr}}{I_x}\beta - \frac{l_f C_{af} - l_r C_{ar}}{I_x v_x}r + \frac{(Mgh_{cr} - K_\phi)}{I_x}\phi - \frac{C_\phi}{I_x}\dot{\phi} + \frac{C_{af}h_{cr}}{I_x}\delta + \frac{1}{I_x}M_\phi\end{aligned}$$

Donde δ es el ángulo de las ruedas, y M_ϕ es el momento de estabilización de balanceo, aportado por actuadores independientes en la suspensión activa. La velocidad longitudinal queda definida por v_x . La inercia de balanceo en el punto de contacto entre los neumáticos y el suelo se obtiene por medio de

$$I_{eq} = I_x + Mh_{cr}^2$$

El seguimiento de trayectoria se evalúa por medio del error de posición lateral y_L a una distancia de anticipación (*look-ahead distance*) l_s , así como el error de orientación ψ_L . La derivada de estos errores en el tiempo es

$$\begin{aligned}\dot{y}_L &= v_x\beta + l_s r + v_x\psi_L \\ \dot{\psi}_L &= r - v_x\rho_r\end{aligned}$$

Donde ρ_r indica la curvatura del trazado.

Con el fin de adecuar el seguimiento de trayectoria en función del comportamiento dinámico longitudinal del vehículo, la distancia de anticipación l_s se define como variable en función de la velocidad, de forma que

$$l_s = av_x + b$$

Con los parámetros $a = 0.36$ s y $b = 5$ m seleccionados de forma experimental.

Siguiendo el modelo del vehículo y la dinámica de seguimiento de trayectoria, el siguiente sistema en el espacio de estados combina la dinámica lateral y de balanceo del vehículo, así como el seguimiento de trayectoria

$$\dot{x}(t) = A(t)x(t) + B(t)u(t) + B_\omega(t)\omega(t)$$

Donde $x = [\beta \ r \ \phi \ \dot{\phi}]^T$ es el estado del vehículo, $u = [\delta \ M_\phi]^T$ es la entrada de control, y $\omega = \rho_r$ es la perturbación externa. Las matrices del sistema en el espacio de estados son

$$A(v_x) = \begin{bmatrix} -\frac{I_{eq}(C_{\alpha f} + C_{\alpha r})}{I_x} & -\left(1 + \frac{I_{eq}(l_f C_{\alpha f} - l_r C_{\alpha r})}{I_x M v_x^2}\right) & \frac{h_{cr}(M g h_{cr} - K_\phi)}{I_x v_x} & -\frac{h_{cr} C_\phi}{I_x v_x} & 0 & 0 \\ -\frac{(l_f C_{\alpha f} - l_r C_{\alpha r})}{I_z} & -\frac{(l_f C_{\alpha f}^2 + l_r C_{\alpha r}^2)}{I_z v_x} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{(C_{\alpha f} + C_{\alpha r}) h_{cr}}{I_x} & -\frac{l_f C_{\alpha f} - l_r C_{\alpha r}}{I_x v_x} & \frac{(M g h_{cr} - K_\phi)}{I_x} & -\frac{C_\phi}{I_x} & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ v_x & l_s & 0 & 0 & v_x & 0 \end{bmatrix}$$

$$B(t) = \begin{bmatrix} \frac{I_{eq} C_{\alpha f}}{I_x M v_x} & 0 \\ \frac{l_f C_{\alpha f}}{I_z} & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{C_{\alpha f} h_{cr}}{I_x} & \frac{1}{I_x} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, B_\omega = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ -v_x \\ 0 \end{bmatrix}$$

En este sistema, todos los estados y parámetros variables en el tiempo se asumen conocidos. La velocidad longitudinal v_x se puede medir por medio de sensores de giro de rueda; la velocidad de guiñada r y la velocidad de balanceo $\dot{\phi}$ se pueden medir por medio de un sensor de medida inercial (IMU, *Inertial Measurement Unit*); el error lateral y_L y el error de orientación ψ_L se pueden procesar con una cámara estéreo o un LiDAR. La medida del ángulo de deslizamiento β y el ángulo de balanceo ϕ requiere sensores más costosos, como una antena dual.

Para lograr un comportamiento adecuado de seguimiento de trayectoria sin comprometer la seguridad y el confort durante la conducción, se ha definido la salida de control z , de forma que

$$z^\top z = a_y^2 + \phi^2 + \dot{\phi}^2 + \psi_L^2 + y_L^2$$

El vector z se puede expresar desde el espacio de estados, añadiendo

$$z(t) = C_z(t)x(t), C_z(t) = \begin{bmatrix} 0 & v_x & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

3. Diseño de controlador

Dado que todos los estados del vehículo se asumen conocidos, en este trabajo se opta por un controlador cuadrático lineal (LQR, *Linear Quadratic Regulator*), debido a su uso extendido y facilidad de implementación [27], [28], [29].

De forma previa al diseño de controlador, se ha de tener en cuenta que las matrices de estado del sistema dependen de los términos variables en el tiempo v_x , v_x^{-1} y v_x^{-2} . Estos términos dependen de la velocidad longitudinal, la cual se puede conocer mediante los sensores asumidos en el vehículo. Además, la velocidad longitudinal del vehículo se puede asumir acotada en un rango $\underline{v}_x \leq v_x \leq \bar{v}_x$. Si los términos v_x , v_x^{-1} y v_x^{-2} se asumen independientes, el diseño de un controlador que se adapte a ellos daría lugar a un politopo con 8 vértices, lo que incrementaría la complejidad de la solución, y sería muy limitante. Como alternativa, dado que estos términos están relacionados, se puede realizar el siguiente cambio de variable con el fin de relajar el modelo del sistema

$$\frac{1}{v_x} = \frac{1}{v_0} + \frac{1}{v_1} \xi$$

En este caso, se ha definido un parámetro artificial variable en el tiempo ξ que verifica $-1 \leq \xi \leq 1$. En este instante, por medio de la aproximación de Taylor, se obtiene que

$$v_x \simeq v_0 \left(1 - \frac{v_0}{v_1} \xi\right), \frac{1}{v_x^2} \simeq \frac{1}{v_0^2} \left(1 + \frac{2v_0}{v_1} \xi\right)$$

Siendo

$$v_0 = \frac{2\underline{v}_x \overline{v}_x}{\underline{v}_x + \overline{v}_x}, v_1 = \frac{2\underline{v}_x \overline{v}_x}{\underline{v}_x - \overline{v}_x}$$

Siguiendo este cambio de variable, se expresa el modelo dinámico del vehículo en el espacio de estados en función de ξ como

$$\dot{x}(t) = A(\xi)x(t) + B(\xi)u(t) + B_\omega(\xi)\omega(t)$$

$$z(t) = C_z(\xi)x(t)$$

Dado que la variable ξ tiene dos extremos, se debe diseñar la ganancia K del controlador LQR en cada uno de sus extremos, siendo su comportamiento real una combinación lineal de la ganancia de control en cada vértice, en función de la posición de ξ , tal que

$$K(\xi) = \sum \alpha_i(\xi) K_i$$

La señal de control u se obtiene como una función de realimentación de estados según

$$u(t) = K(\xi)x(t)$$

Con el fin de limitar la respuesta del sistema, así como la señal de control que el controlador ha de generar, se deben establecer las matrices de ponderación de estados Q y entradas R . Por lo general, se puede seguir la regla de Bryson para definir las matrices de ponderación iniciales Q y R , de forma que

$$Q_{i,i} = \left(\frac{1}{\text{valor máximo tolerable del estado } i} \right)^2, i \in \{1, \dots, n_x\}$$

$$Q = \begin{bmatrix} Q_{1,1} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & Q_{2,2} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & Q_{n_x, n_x} \end{bmatrix}$$

$$R_{j,j} = \left(\frac{1}{\text{valor máximo tolerable de la señal de control } j} \right)^2, j \in \{1, \dots, n_u\}$$

$$R = \begin{bmatrix} R_{1,1} & 0 & \dots & 0 \\ 0 & R_{2,2} & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & R_{n_u, n_u} \end{bmatrix}$$

Siendo n_x y n_u el número de estados y entradas de control, respectivamente.

En este caso particular, se han definido las matrices Q y R como

$$Q = \text{diag}(131.31 \quad 5.25 \quad 91.18 \quad 32.82 \quad 32.82 \quad 2.04)$$

$$R = \text{diag}(58.36 \quad 0)$$

Dado que no se han establecido restricciones de diseño adicionales para el controlador, se puede obtener una solución válida para el controlador mediante la función `lqr` de Matlab. En la **Figura 2** se muestra un ejemplo de código Matlab para obtener dicho controlador.

```
sys1 = ss(A{1},B{1},C_1,zeros(filasC1,columnasB));
sys2 = ss(A{2},B{2},C_1,zeros(filasC1,columnasB));

[K1,~,~] = lqr(sys1,Q,R);
[K2,~,~] = lqr(sys2,Q,R);

K1 = -K1;
K2 = -K2;
```

Figura 2: Ejemplo de código para obtener el controlador del sistema.

Para este trabajo, se han obtenido las siguientes ganancias de control:

$$K_1 = \begin{bmatrix} -0.16 & -0.21 & -0.33 & -0.13 & -0.41 & -0.18 \\ 6714.00 & 322.00322.50322.50 & -5192.45 & -6710.76 & -94.97 & 352.00 \end{bmatrix}$$

$$K_2 = \begin{bmatrix} 0.09 & -0.33 & -0.35 & -0.15 & -0.60 & -0.18 \\ 7654.96 & 704.11 & -4865.99 & -6542.22 & 1028.28 & 560.084 \end{bmatrix}$$

4. Resultados de simulación y discusión

Este apartado evalúa la eficacia y rendimiento del sistema propuesto. Con tal objetivo, se ha evaluado el comportamiento de un modelo validado de un buggy Goka 650 en CarSim. La velocidad del vehículo se ha asumido acotada con un límite inferior $\underline{v}_x = 5$ m/s y un límite superior $\bar{v}_x = 30$ m/s.

De cara a evaluar el control de estabilidad de balanceo, se evalúa la transferencia normalizada de carga (NLT, *Normalized Load Transfer*) para los ejes delantero y trasero. Este indicador asegura que el vehículo no vuelca mientras que $|NLT| < 1$.

$$NLT_f = \frac{\Delta F_{zf}}{F_{zf}}, NLT_r = \frac{\Delta F_{zr}}{F_{zr}}$$

Donde F_{zf} y F_{zr} indican la carga total sobre el eje delantero y trasero, respectivamente, tal que

$$F_{zf} = \frac{l_r}{l_f + l_r} Mg, F_{zr} = \frac{l_f}{l_f + l_r} Mg$$

El valor de la transferencia lateral de carga en el eje delantero, ΔF_{zf} , y trasero, ΔF_{zr} , se definen como

$$\Delta F_{zf} = \frac{K_\phi \phi}{t_f}, \Delta F_{zr} = \frac{K_\phi \phi}{t_r}$$

Con el objetivo de comparar con otras metodologías, se ha considerado un controlador PI que sólo se centra en adecuar la dirección del vehículo para seguir la trayectoria de referencia, ignorando el balanceo del vehículo. En este caso $M_\phi = 0$.

Como escenario de simulación se ha evaluado una maniobra de doble cambio de carril (DLC, *double lane change*), debido a que está muy presente durante la conducción, al emplearse para rebasar otros vehículos y evitar obstáculos. La velocidad longitudinal del vehículo se ha establecido como $v_x = 100$ km/h.

Los resultados de simulación se muestran en las **Figuras 3-6**. En la **Figura 4** se observa cómo el controlador LQR logra un mejor seguimiento de trayectoria, al lograr un error lateral máximo de 0.89 m, mientras que el error lateral máximo logrado con el controlador PI es de 1.32 m. Esto se debe a que el ángulo de dirección en las ruedas es significativamente superior para el controlador LQR que para el controlador PI, como se observa en la **Figura 5**. La **Figura 6** indica que el controlador LQR logra una conducción más segura, ya que la transferencia de carga normalizada máxima es de 0.41, mientras que alcanza un valor de 0.55 con el control PI.

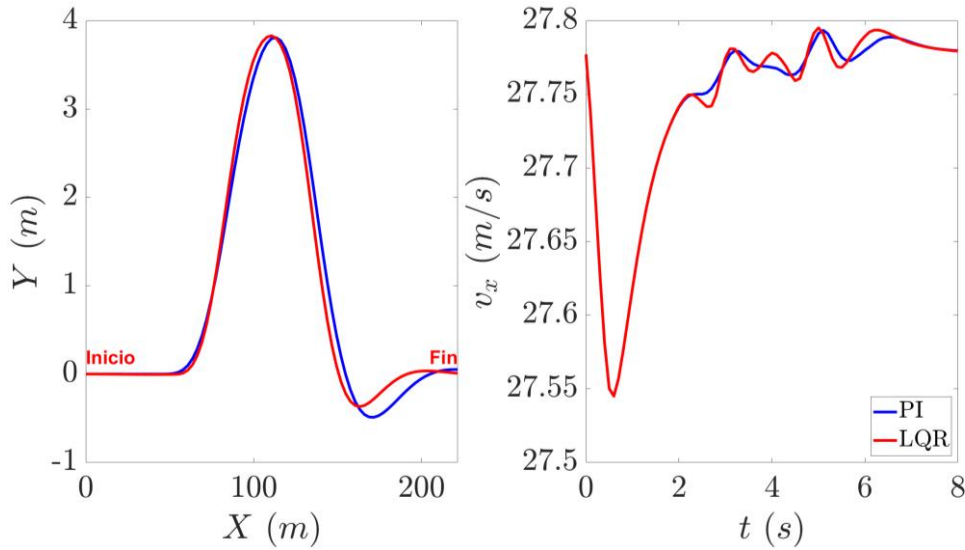


Figura 3: Posición y velocidad del vehículo durante el doble cambio de carril.

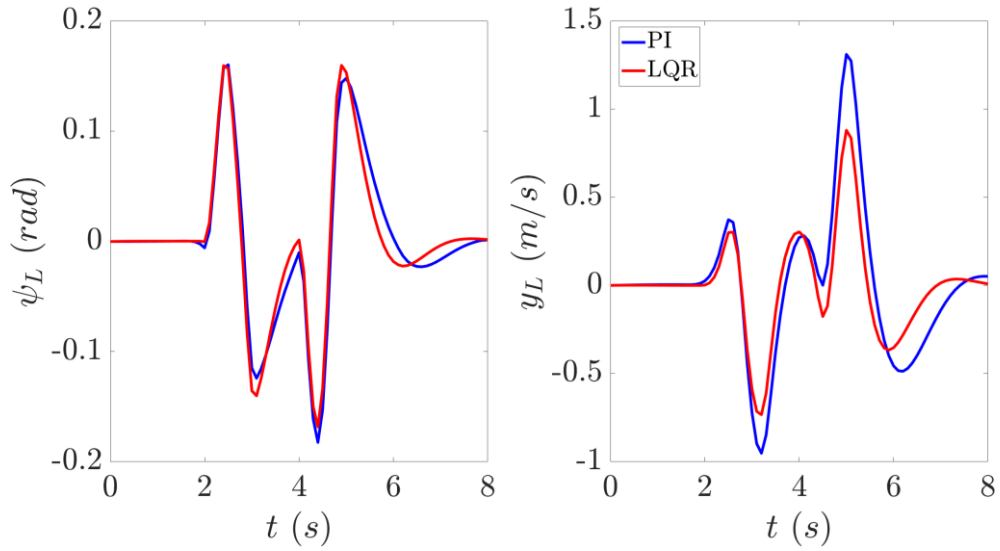


Figura 4: Errores de seguimiento de trayectoria durante el doble cambio de carril.

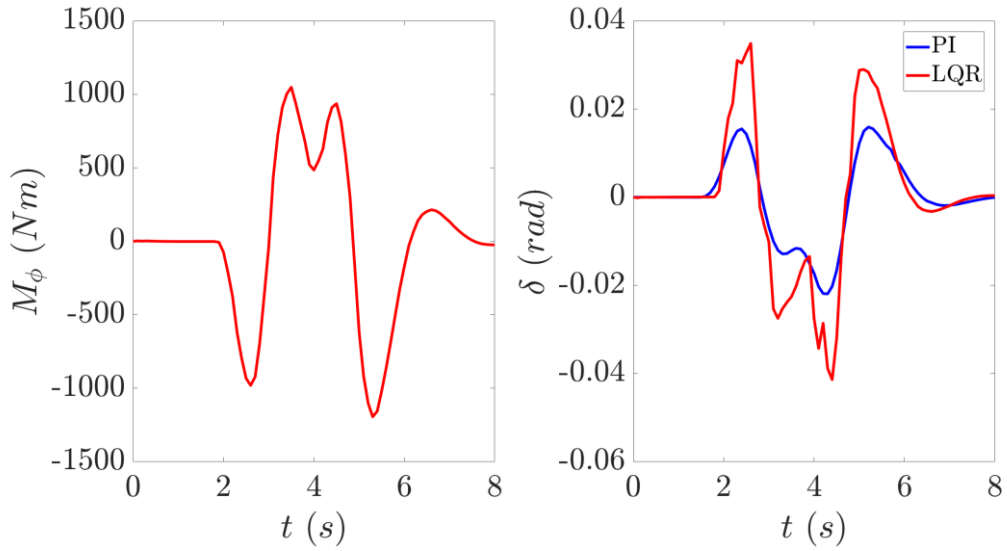


Figura 5: Momento de estabilización de balanceo y ángulo de dirección de las ruedas durante el doble cambio de carril.

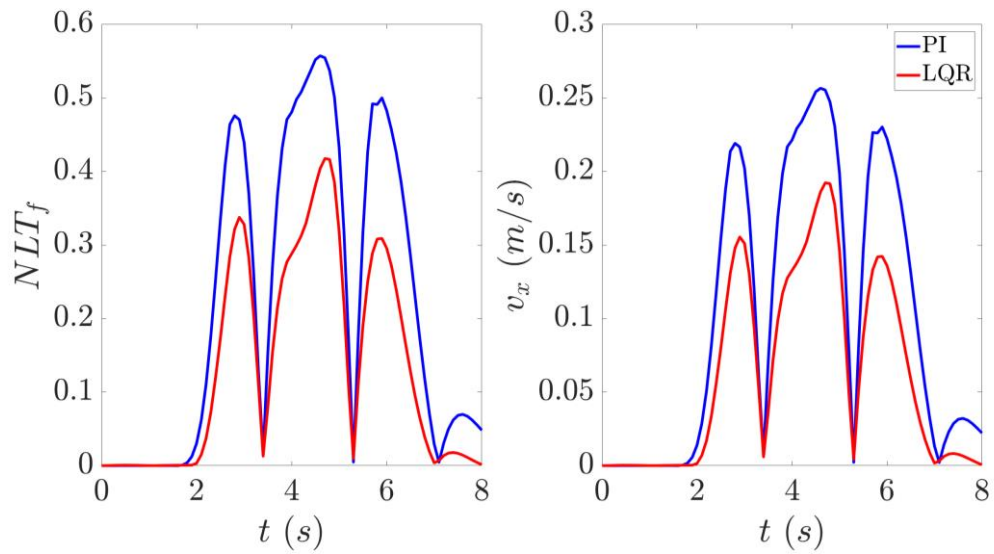


Figura 6: Transferencia de carga normalizada en los ejes delantero y trasero durante el doble cambio de carril

5. Conclusión

En este trabajo se ha presentado un sistema de seguimiento de trayectoria considerando la estabilidad de balanceo en un vehículo autónomo. La arquitectura de control propuesta se ha evaluado mediante el software de simulación de dinámica vehicular CarSim. Los resultados de simulación demuestran que el controlador propuesto mejora el confort, la seguridad y la capacidad de seguir un trazado, en comparación con métodos de control más sencillos como el control proporcional integral. La mejora de la estabilidad de balanceo se demuestra con una reducción significativa de la transferencia normalizada de carga durante la maniobra simulada.

Como parte de trabajos futuros, se intentará implementar este sistema en un vehículo real. Para ello se dispone de actuadores para controlar la dirección, así como la aceleración y la frenada. También se tratará de incorporar sistemas de estimación de parámetros relacionados con la interacción neumático-suelo, para adaptar el control de dirección en caso de ser necesario, por ejemplo, en situaciones de pérdida de adherencia, y así incrementar la seguridad durante la conducción. Por último, se desea estudiar la integración del control de seguimiento de trayectoria en una flota de taxis autónomos, que tenga en cuenta la demanda en la red de transporte [30], [31], [32], [33], [34], [35], [36].

Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado por FEDER/Ministerio de Ciencia e Innovación - Agencia Estatal de Investigación (AEI) del Gobierno de España a través del proyecto PID2022-136468OB-I00, y por el Programa Propio de Investigación de la Universidad Carlos III de Madrid a través del programa Proyectos Jóvenes PPIT2024, con el proyecto “Planificación y control de seguimiento de trayectorias para un sistema de conducción automatizada en intersecciones no semaforizadas considerando dinámica vehicular heterogénea”.

6. Referencias

- [1] F. Viadero-Monasterio, M. Melendez-Useros, M. Jimenez-Salas, and B. L. Boada, “Robust Adaptive Heterogeneous Vehicle Platoon Control Based on Disturbances Estimation and Compensation,” *IEEE Access*, vol. 12, no. July, pp. 96924–96935, 2024, doi: 10.1109/ACCESS.2024.3428341.
- [2] F. Viadero-Monasterio, R. Gutiérrez-Moizant, M. Meléndez-Useros, and M. J. López Boada, “Static Output Feedback Control for Vehicle Platoons with Robustness to Mass Uncertainty,” *Electron.*, vol. 14, no. 1, 2025, doi: 10.3390/electronics14010139.
- [3] V. Milanés and S. E. Shladover, “Modeling cooperative and autonomous adaptive cruise control dynamic responses using experimental data,” *Transp. Res. Part C Emerg. Technol.*, vol. 48, pp. 285–300, 2014, doi: 10.1016/j.trc.2014.09.001.
- [4] D. Kapsalis, O. Sename, V. Milanés, and J. J. Molina, “A reduced LPV polytopic look-ahead steering controller for autonomous vehicles,” *Control Eng. Pract.*, vol. 129, no. September, p. 105360, 2022, doi: 10.1016/j.conengprac.2022.105360.
- [5] M. Meléndez-Useros, M. Jiménez-Salas, F. Viadero-Monasterio, and B. L. Boada, “Tire Slip H_∞ Control for Optimal Braking Depending on Road Condition,” *Sensors (Basel)*, vol. 23, no. 3, 2023, doi: 10.3390/s23031417.
- [6] F. Viadero-Monasterio, L. Alonso-Rentería, J. Pérez-Oria, and F. Viadero-Rueda, “Radar-Based Pedestrian and Vehicle Detection and Identification for Driving Assistance,” *Vehicles*, vol. 6, no. 3, pp. 1185–1199, 2024, doi: 10.3390/vehicles6030056.
- [7] A. T. Nguyen, J. Rath, T. M. Guerra, R. Palhares, and H. Zhang, “Robust Set-Invariance Based Fuzzy Output Tracking Control for Vehicle Autonomous Driving under Uncertain Lateral Forces and Steering Constraints,” *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.*, vol. 22, no. 9, pp. 5849–5860, 2021, doi: 10.1109/TITS.2020.3021292.
- [8] F. Viadero-Monasterio, A. T. Nguyen, J. Lauber, M. J. L. Boada, and B. L. Boada, “Event-Triggered Robust Path Tracking Control Considering Roll Stability Under Network-Induced Delays for Autonomous Vehicles,” *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.*, vol. 24, no. 12, pp. 14743–14756, 2023, doi: 10.1109/TITS.2023.3321415.
- [9] Z. Jin, L. Zhang, J. Zhang, and A. Khajepour, “Stability and optimised H_∞ control of tripped and untripped vehicle rollover,” *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 54, no. 10, pp. 1405–1427, 2016, doi: 10.1080/00423114.2016.1205750.

- [10] T. A. Nguyen, “Preventing the Rollover Phenomenon of the Vehicle by Using the Hydraulic Stabilizer Bar Controlled by a Two-Input Fuzzy Controller,” *IEEE Access*, vol. 9, pp. 129168–129177, 2021, doi: 10.1109/ACCESS.2021.3114023.
- [11] Y. Liu, K. Yang, X. He, and X. Ji, “Active steering and anti-roll shared control for enhancing roll stability in path following of autonomous heavy vehicle,” *SAE Tech. Pap.*, vol. 2019-April, no. April, 2019, doi: 10.4271/2019-01-0454.
- [12] F. Viadero-Monasterio, B. L. Boada, M. J. L. Boada, and V. Díaz, “ H_∞ dynamic output feedback control for a networked control active suspension system under actuator faults,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 162, no. February 2021, p. 108050, 2022, doi: 10.1016/j.ymssp.2021.108050.
- [13] F. Viadero-Monasterio, B. L. Boada, H. Zhang, and M. J. L. Boada, “Integral-based event triggering actuator fault-tolerant control for an active suspension system under a networked communication scheme,” *IEEE Trans. Veh. Technol.*, pp. 1–13, 2023, doi: 10.1109/TVT.2023.3279460.
- [14] F. Viadero-Monasterio, M. Meléndez-Useros, M. Jiménez-Salas, and B. L. Boada, “Robust Static Output Feedback Control of a Semi-Active Vehicle Suspension Based on Magnetorheological Dampers,” *Appl. Sci.*, vol. 14, no. 22, 2024, doi: 10.3390/app142210336.
- [15] M. Straßberger and J. Guldner, “Bmw-s Dynamic Drive: An Active Stabilizer Bar System,” *IEEE Control Syst.*, vol. 24, no. 4, pp. 28–29, 2004, doi: 10.1109/MCS.2004.1316650.
- [16] F. Viadero-Monasterio, M. J. L. Boada, V. Diaz Lopez, and B. L. Boada, “Mejora del comportamiento lateral y vertical de un vehículo mediante una suspensión activa,” in *XXIII Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica*, Jaen, 2021.
- [17] M. Li, H. & Gao, Hengliang & Liu, H. & Liu, H. Li, H. Gao, H. Liu, and M. Liu, “Fault-tolerant H_∞ control for active suspension vehicle systems with actuator faults,” *Proc. Inst. Mech. Eng. Part I J. Syst. Control Eng.*, vol. 226, no. 3, pp. 348–363, 2012, doi: 10.1177/0959651811418401.
- [18] C. Chen, Q. Xu, M. Cai, J. Wang, J. Wang, and K. Li, “Conflict-Free Cooperation Method for Connected and Automated Vehicles at Unsignalized Intersections: Graph-Based Modeling and Optimality Analysis,” *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.*, vol. 23, no. 11, pp. 21897–21914, 2022, doi: 10.1109/TITS.2022.3182403.
- [19] P. Hang, C. Lv, C. Huang, J. Cai, Z. Hu, and Y. Xing, “An Integrated Framework of Decision Making and Motion Planning for Autonomous Vehicles Considering Social Behaviors,” *IEEE Trans. Veh. Technol.*, vol. 69, no. 12, pp. 14458–14469, 2020, doi: 10.1109/TVT.2020.3040398.
- [20] W. Zai, Q. Lin, S. Wang, and X. Lin, “Path Planning for Wheeled Robots Based on the Fusion of Improved A* and TEB Algorithms,” *Proc. - 2023 China Autom. Congr. CAC 2023*, pp. 3257–3261, 2023, doi: 10.1109/CAC59555.2023.10451976.
- [21] G. Mahler and A. Vahidi, “An optimal velocity-planning scheme for vehicle energy efficiency through probabilistic prediction of traffic-signal timing,” *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.*, vol. 15, no. 6, pp. 2516–2523, 2014, doi: 10.1109/TITS.2014.2319306.
- [22] M. Meléndez-Useros, F. Viadero-Monasterio, M. Jiménez-Salas, and M. J. López-Boada, “Static Output-Feedback Path-Tracking Controller Tolerant to Steering Actuator Faults for Distributed Driven Electric Vehicles,” *World Electr. Veh. J.*, vol. 16, no. 1, 2025, doi: 10.3390/wevj16010040.
- [23] K. Yang, X. Tang, Y. Qin, Y. Huang, H. Wang, and H. Pu, “Comparative Study of Trajectory Tracking Control for Automated Vehicles via Model Predictive Control and Robust H_∞ State Feedback Control,” *Chinese J. Mech. Eng.*, 2021, doi: 10.1186/s10033-021-00590-3.
- [24] Y. Chen, Y. Zhang, and F. Zhang, “Personalized path generation and robust H_∞ output-feedback path following control for automated vehicles considering driving styles,” *IET Intell. Transp. Syst.*, 2021, doi: 10.1049/itr2.12097.
- [25] H. Zhang, X. Zhang, and J. Wang, “Robust gain-scheduling energy-to-peak control of vehicle lateral dynamics stabilisation,” *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 52, no. 3, pp. 309–340, 2014, doi: 10.1080/00423114.2013.879190.
- [26] F. Viadero-Monasterio, J. García, M. Meléndez-Useros, M. Jiménez-Salas, B. L. Boada, and M. J. López Boada, “Simultaneous Estimation of Vehicle Sideslip and Roll Angles Using an Event-Triggered-Based IoT Architecture,” *Machines*, vol. 12, no. 1, pp. 1–17, 2024, doi: 10.3390/machines12010053.
- [27] R. Bai and H. Bin Wang, “Robust Optimal Control for the Vehicle Suspension System With

- Uncertainties,” *IEEE Trans. Cybern.*, pp. 1–11, 2021, doi: 10.1109/TCYB.2021.3052816.
- [28] R. Wang, H. Zhang, and J. Wang, “Linear parameter-varying controller design for four-wheel independently actuated electric ground vehicles with active steering systems,” *IEEE Trans. Control Syst. Technol.*, vol. 22, no. 4, pp. 1281–1296, 2014, doi: 10.1109/TCST.2013.2278237.
- [29] E. D. Sontag, *Mathematical Control Theory*, vol. 6. in Texts in Applied Mathematics, vol. 6. New York, NY: Springer New York, 1998. doi: 10.1007/978-1-4612-0577-7.
- [30] G. Zardini, N. Lanzetti, M. Pavone, and E. Frazzoli, “Analysis and Control of Autonomous Mobility-on-Demand Systems,” *Annu. Rev. Control. Robot. Auton. Syst.*, vol. 5, pp. 633–658, 2022, doi: 10.1146/annurev-control-042920-012811.
- [31] J. Wen, J. Zhao, and P. Jaillet, “Rebalancing shared mobility-on-demand systems: A reinforcement learning approach,” *IEEE Conf. Intell. Transp. Syst. Proceedings, ITSC*, vol. 2018-March, pp. 220–225, 2017, doi: 10.1109/ITSC.2017.8317908.
- [32] M. Matyas and M. Kamargianni, *Survey design for exploring demand for Mobility as a Service plans*, vol. 46, no. 5. Springer US, 2019. doi: 10.1007/s11116-018-9938-8.
- [33] A. Aalipour and A. Khani, “Modeling, Analysis, and Control of Autonomous Mobility-on-Demand Systems : A Discrete-Time Linear Dynamical System and a Model,” *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.*, vol. 25, no. 8, pp. 8615–8628, 2024, doi: 10.1109/TITS.2024.3398562.
- [34] F. Viadero-Monasterio, M. Meléndez-Useros, M. Jiménez-Salas, and M. J. L. Boada, “Fault-Tolerant Robust Output-Feedback Control of a Vehicle Platoon Considering Measurement Noise and Road Disturbances,” *IET Intell. Transp. Syst.*, vol. 19, no. 1, pp. 1–10, 2025, doi: 10.1049/itr2.70007.
- [35] F. Viadero-Monasterio, M. Melendez-Useros, M. Jimenez-Salas, B. Lopez Boada, and M. J. Lopez Boada, “What are the most influential factors in a vehicle platoon?,” *IEEE Conf. Evol. Adapt. Intell. Syst.*, 2024, doi: 10.1109/EAIS58494.2024.10569102.
- [36] F. Viadero Monasterio, M. JIMENEZ SALAS, M. MELENDEZ USEROS, and M. J. LOPEZ BOADA, “ROBUST OUTPUT FEEDBACK CONTROL FOR HETEROGENEOUS AUTONOMOUS VEHICLE PLATOONS,” *DYNA*, vol. 99, no. 5, pp. 487–492, Sep. 2024, doi: 10.52152/D11088.