



Diseño de un Controlador Tolerante a Fallos en la Dirección mediante Vectorización de Torque para Vehículos Eléctricos

Miguel Meléndez Useros¹, Fernando Viadero Monasterio¹, Manuel Jiménez Salas¹, Javier Martín Consuegra Tajuelo¹, Beatriz López Boada¹, María Jesús López Boada¹

¹ Departamento de Ingeniería Mecánica, Advanced Vehicle Dynamics and Mechatronic Systems, Universidad Carlos III de Madrid, mmelende@ing.uc3m.es, fviadero@ing.uc3m.es, manuejim@ing.uc3m.es, 100451427@alumnos.uc3m.es, bboada@ing.uc3m.es, mjboada@ing.uc3m.es

RESUMEN

La seguridad en vehículos automóviles es un tema de creciente importancia especialmente ante el creciente desarrollo de sistemas electrónicos y de control avanzados, impulsados por el aumento del uso de los vehículos eléctricos y automatizados. Sin embargo, a medida que estos sistemas se vuelven más complejos por el incremento en la cantidad de componentes, la probabilidad de fallos también aumenta. Los potenciales fallos de funcionamiento en los actuadores, como el de dirección, pueden degradar el desempeño del vehículo, llegando incluso a comprometer la estabilidad y seguridad del mismo y por tanto de los pasajeros que lo ocupan.

En este contexto, el presente trabajo propone el diseño de un controlador tolerante a fallos basado en la dinámica lateral de un vehículo, capaz de corregir la trayectoria del vehículo cuando este se desvíe debido a un mal funcionamiento en el sistema de dirección. El controlador diseñado en condiciones normales se encarga del control de la dirección del vehículo mediante el actuador de dirección convencional. En el momento en el que se detecte un fallo en dicho actuador, el sistema activa una estrategia de control basada en la vectorización de par. El controlador proporciona el momento total que se debe aplicar sobre el eje vertical del vehículo y a través de acciones coordinadas de frenado y/o aceleración, aprovechando las características de un vehículo eléctrico, en el cual es posible distribuir el par de manera independiente a cada una de las ruedas del vehículo. De esta manera, el controlador actúa de forma adaptable, manteniendo el control del vehículo y corrigiendo su trayectoria al redistribuir el par entre las ruedas, incluso cuando el sistema de dirección no funciona en condiciones óptimas. El controlador es diseñado robusto frente a las perturbaciones y mediante teoría de Lyapunov y utilizando una estrategia de polítopos para tener en cuenta las no-linealidades del sistema como son la velocidad y las rigideces a deriva de los neumáticos. Estas últimas, aunque no se pueden medir, se tienen en cuenta para el diseño del controlador. La estabilidad del sistema en bucle cerrado es estudiada tanto para las situaciones en los que se producen fallos, como en los que el sistema funciona correctamente. Además, el controlador requiere únicamente información fácilmente obtenible mediante los sensores que se encuentran en vehículo comerciales, facilitando de esta manera su implementación en vehículos reales.

Con el fin de validar la metodología propuesta, se realizan simulaciones utilizando el software de simulación de dinámica vehicular CarSim. Este programa permite modelar con precisión el comportamiento del vehículo en diversas condiciones de conducción. A través de estas simulaciones, realizadas en escenarios de conducción extrema donde una falla en el actuador podría afectar gravemente la estabilidad del vehículo, se exploran a fondo los límites operativos de la metodología propuesta

1. Introducción

El creciente del uso de vehículos automatizados, junto con el desarrollo del vehículo eléctrico, desempeña un papel muy importante en la mejora de la seguridad y en la eficiencia de la red de transporte [1] y [2]. El uso de sistemas de propulsión eléctricos en vehículos ofrece una reducción de la emisiones contaminantes a la atmósfera y permite diseños de sistema de transmisión más sencillos, lo que da lugar a soluciones de transporte más sencillas [3], [4] y [5].

Uno de los aspectos más importantes a tener en cuenta en el desarrollo de vehículos automatizados es el problema del seguimiento de trayectorias. Esta tarea requiere mantener la estabilidad del vehículo en todo momento, así como el confort de los pasajeros. Actualmente, existen metodologías sencilla basadas únicamente en las relaciones geométricas, como son el controlador Stanley o controladores de persecución directa [6]. A pesar de la sencillez de estos métodos y su fácil implementación, solo son válidos para velocidades del vehículo reducidas y generan la señal de control, además de no tener en cuenta la dinámica del vehículo mediante un modelo [7]. Por otra parte, los controladores basados en modelo sí pueden lidiar con velocidades altas, ya que incluyen el modelo matemático del vehículo en su diseño [8]. En [9], los autores usaron un controlador LQR para el seguimiento de trayectorias de un vehículo al mismo tiempo que reducen el consumo energético del actuador. Otros trabajos se centran en garantizar la robustez del sistema frente a perturbaciones usando controladores basados en teoría de H_∞ [10] y [11] o mediante controladores de modo deslizante (SMC, *Sliding Mode Control*) [12] y [13]. Más recientemente, el uso del Control Predictivo por Modelo (MPC) ha ganado gran importancia debido a su capacidad para predecir el comportamiento futuro del vehículo, lo que resulta en una gran maniobrabilidad [14] y [15]. Sin embargo, esta metodología conlleva un alto consumo de recursos computacionales y requiere conocer todos los estados del vehículo, lo cual no siempre es posible sin el uso de observadores de estado, que añaden una capa más al esquema de control [16].

En los sistemas reales, los fallos en los actuadores o componentes críticos son inevitables y pueden comprometer el rendimiento del control, especialmente en aplicaciones sensibles como los sistemas de control de vehículos automóviles, lo que podría derivar en accidentes. Por este motivo, el diseño de controladores tolerantes a fallos [17] y [18] así como metodologías de diagnóstico de fallos [19] son importantes para garantizar la seguridad y la fiabilidad del sistema, incluso en presencia de fallos, y minimizar los riesgos de que se produzcan accidentes.

En lo que respecta al control de vehículos para el seguimiento de trayectorias mediante controladores tolerantes a fallos en el actuador de dirección, existen diversas metodologías. En [20], se diseña una metodología de controlador basada en MPC. En [21], el ángulo de dirección de las ruedas se modifica de tal manera que el fallo en la dirección sea compensado directamente por el mismo actuador. Por otra parte, los autores de [22], han utilizado técnicas de frenado diferencial con el objetivo de compensar el fallo producido en el actuador de dirección. Sin embargo, muchos de los trabajos mencionados utilizan información que no está normalmente disponible en vehículos comerciales, por lo que su implementación práctica se ve limitada.

Por los motivos expuestos, en este trabajo se propone el diseño de un controlador tolerante a fallos que únicamente depende de la información proporcionada por los sensores disponibles en vehículos comerciales y adopta una estructura de control por realimentación de salidas. Además, el controlador tiene dos modos de operación: uno para controlar el vehículo en condiciones normales y otro para controlar el vehículo cuando se produzcan fallos en el actuador de dirección, estos se compensen mediante vectorización de par.

2. Planteamiento del problema

2.1. Modelo de vehículo

Previo al diseño del controlador, es necesario definir el modelo del vehículo que se va utilizar. Para modelar la dinámica lateral del vehículo se utiliza el modelo de bicicleta:

$$\begin{aligned} m(\dot{v}_y + rv_x) &= (F_{x,fl} + F_{x,fr})\sin(\delta) + (F_{y,fl} + F_{y,fr})\cos(\delta) + F_{y,f} + F_{y,r} \\ I_z \dot{r} &= (L_f F_{y,f} - L_r F_{y,r}) \cos(\delta) + \Delta M_z \end{aligned} \quad (1)$$

siendo v_y la velocidad lateral del vehículo, r la velocidad de guiñada, m es la masa del vehículo, I_z es el momento de inercia vertical del vehículo, L_f y L_r son las distancias del centro de masas al eje delantero y trasero del vehículo, respectivamente; δ es el ángulo de los neumáticos delanteros; $F_{x,ij}$ y $F_{y,ij}$ representan la fuerza longitudinal de

frenado/aceleración y la fuerza lateral, respectivamente, para el neumático ij para $i \in f, r$, eje delantero (*front*) y trasero (*rear*) y para $j \in l, r$ lado izquierdo (*left*) y derecho; (*right*) y ΔM_z es el par de guiñada del vehículo:

$$\begin{aligned} \Delta M_z = & (F_{x,rr} - F_{x,rl}) \frac{t_w}{2} + F_{x,fl}(l_f \sin(\delta) - \frac{t_w}{2} \cos(\delta)) \\ & + F_{x,fr}(l_f \sin(\delta) + \frac{t_w}{2} \cos(\delta)) \end{aligned} \quad (2)$$

donde t_w es la vía del vehículo. Para modelar las fuerzas laterales del vehículo existen múltiples modelos, como el modelo de Dugoff o el modelo Burckhardt [23]. Sin embargo, debido a la complejidad de los mismos, usarlos en un esquema de control supondría muchos problemas y por tanto se decide utilizar un modelo más sencillo:

$$\begin{aligned} F_{y,f} &= 2C_f \alpha_f \\ F_{y,r} &= 2C_r \alpha_r \end{aligned} \quad (3)$$

donde $\alpha_f = \delta - \frac{v_y - r l_f}{v_x}$ y $\alpha_r = \frac{l_r r - v_y}{v_x}$ son los ángulos de deriva de los neumáticos delanteros y traseros, respectivamente. Combinando las ecuaciones (1) y (3), se obtiene la dinámica del modelo de vehículo de bicicleta:

$$\begin{aligned} \dot{v}_y &= -\frac{2C_f + 2C_r}{m v_x} v_y + \left(\frac{2l_r C_r - 2l_f C_f}{m v_x} - v_x \right) r + \frac{2C_f}{m} \delta \\ \dot{r} &= -\frac{2l_r C_r - 2l_f C_f}{I_z v_x} v_y + \left(\frac{2l_r^2 C_r - 2l_f^2 C_f}{I_z v_x} \right) r + \frac{2l_f C_f}{m} \delta + \frac{1}{I_z} \Delta M_z \end{aligned} \quad (4)$$

2.2. Modelo seguimiento de trayectorias

Para poder realizar un seguimiento de trayectorias, es necesario disponer de un modelo de seguimiento de las mismas. Considerando una trayectoria definida por sus posiciones de referencia y por su orientación de referencia (x_r, y_r, ϕ_r) , y considerando la posición y orientación del vehículo (x_v, y_v, ϕ_v) , el error lateral e_y y el error de orientación e_ϕ se definen como:

$$\begin{aligned} e_y &= (y_v - y_r) \cos(\psi_r) - (x_v - x_r) \sin(\psi_r) \\ e_\phi &= \phi_v - \phi_r \end{aligned} \quad (5)$$

Considerando el movimiento del centro de gravedad del vehículo como [24]:

$$\begin{aligned} \dot{x} &= v_x \cos(\psi) - v_y \sin(\psi) \\ \dot{y} &= v_x \sin(\psi) + v_y \cos(\psi) \end{aligned} \quad (6)$$

y combinando las ecuaciones (5) y (6), la dinámica de los errores de seguimiento se puede expresar como:

$$\begin{aligned} \dot{e}_y &= v_y + l_a(v_x)r + e_\phi v_x \\ \dot{e}_\phi &= r - C_R v_x \end{aligned} \quad (7)$$

siendo C_R la curvatura de la trayectoria de referencia y l_a la distancia de anticipación definida como:

$$l_a = a + b v_x \quad (8)$$

siendo a y b dos parámetros a definir.

2.3. Modelo de vehículo combinado con seguimiento de trayectorias

Combinando los modelos de dinámica lateral de la ecuación (4) y el modelo de seguimiento de trayectorias de la ecuación (7), se obtiene el modelo combinado de dinámica lateral y seguimiento de trayectorias, Figura 1, cuya dinámica se puede expresar en forma espacio de estados como:

$$x(k+1) = A(t)x(k) + Bu(k) + B_d\omega(k) \quad (9)$$

donde $x(t) = [v_y \quad r \quad e_y \quad e_\phi]^T$ es el vector de estados del sistema. El vector $d(t) = -v_x C_R$ representa las perturbaciones del sistema y $u = [\delta \quad \Delta M_z]^T$ es la señal de control. El par de guiñada se genera a partir de los pares de las ruedas tal que:

$$\begin{aligned} \Delta T_{fl} &= -\frac{R}{4\left(\frac{t_w}{2}\cos(\delta_f) - l_f\sin(\delta_f)\right)}\Delta M_z 0,5 \\ \Delta T_{fl} &= \frac{R}{4\left(\frac{t_w}{2}\cos(\delta_f) + l_f\sin(\delta_f)\right)}\Delta M_z 0,5 \\ \Delta T_{fl} &= -\frac{R}{2t_w}\Delta M_z 0,5 \\ \Delta T_{fl} &= \frac{R}{2t_w}\Delta M_z 0,5 \end{aligned} \quad (10)$$

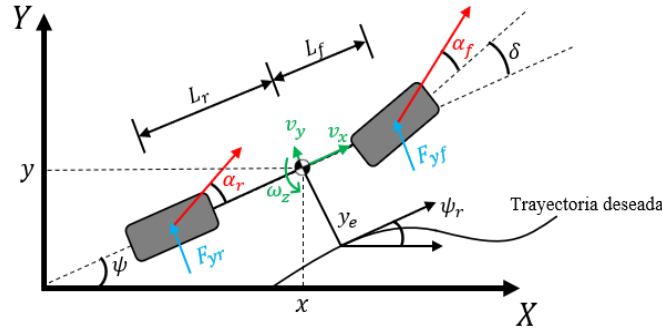


Figura 1. Modelo de bicicleta-seguimiento de trayectorias.

Las matrices del sistema de la ecuación (1) son:

$$\begin{aligned} A(v_x) &= \begin{bmatrix} -\frac{2C_f + 2C_r}{mv_x} & -v_x - \frac{2l_f C_f - 2l_r C_r}{mv_x} & 0 & 0 \\ \frac{l_r C_r - l_f C_f}{I_z v_x} & -\frac{l_f^2 C_f + l_r^2 C_r}{I_z v_x} & 0 & 0 \\ 1 & l_a(v_x) & 0 & v_x \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ B_u &= \begin{bmatrix} \frac{C_f}{m} & 0 \\ \frac{l_f C_f}{I_z} & \frac{1}{I_z} \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, B_d = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (11)$$

donde los parámetros C_f , C_r , v_x y $1/v_x$ son variantes en el tiempo y se pueden considerar acotados tal que $\underline{v_x} \leq v_x \leq \bar{v_x}$, $\underline{C_f} \leq C_f \leq \bar{C_f}$ y $\underline{C_r} \leq C_r \leq \bar{C_r}$. Para el diseño del controlador, es necesario considerar el sistema de la ecuación (9) como un sistema lineal de parámetros variables (LPV, *Linear Parameter Varying*). Por ello, este sistema se expresa como un polítopo de $p = 4$ variables y $2^4 = 16$ vértices. Sin embargo, los parámetros v_x y $1/v_x$ están relacionados y se puede hacer el siguiente cambio de variable:

$$\frac{1}{v_x} = \frac{1}{v_1} + \frac{1}{v_2} \xi \quad (12)$$

siendo ξ un parámetro acotado tal que $-1 \leq \xi \leq 1$. Usando una aproximación de Taylor de primer orden resulta:

$$v_x = v_1 \left(1 - \frac{v_1}{v_2} \xi\right) \quad (13)$$

De esta manera, el politopo ahora tiene solo 3 variables, C_f , C_r y ξ , pasando de 16 vértices a 8. El espacio de estados de la ecuación (1) como se puede expresar como una combinación lineal de los sistemas en cada vértice del politopo como:

$$x(k+1) = \sum_{i=1}^8 \alpha_i A_i x(k) + B u(k) + B_d \omega(k) \quad (14)$$

Dado el sistema de la ecuación (14), las medidas disponibles utilizando sensores a bordo de vehículos comerciales son velocidad de guiñada del vehículo, conocida a través de un sensor inercial (IMU, *Inertial Measurement Unit*) y el error lateral y el error de orientación, que se pueden conocer mediante cámaras. Por tanto, el vector de salidas del sistema sería:

$$y(k) = C_y x(k), \quad C_y = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (15)$$

Para evaluar el desempeño y correcto funcionamiento del sistema, los errores de seguimiento y la velocidad lateral han de ser mínimos. Para ello se define el vector de salidas controladas como:

$$z(k) = C_z x(k), \quad C_z = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (16)$$

Puesto que en este trabajo se consideran fallos en el actuador de dirección, este se ha modelado como una reducción del ángulo de dirección deseado [25], tal que:

$$\delta_f = \varepsilon \delta \quad (17)$$

donde $0 < \varepsilon \leq 1$ representa el fallo del actuador cuando $\varepsilon \neq 1$. Para compensar este fallo, el controlador hace uso del par de guiñada. El sistema de la ecuación (6) se reescribe teniendo en cuenta el modelado del fallo del actuador de la ecuación (17) como:

$$x(k+1) = \sum_{i=1}^3 \alpha_i A_i(\rho) x(k) + \varepsilon B_1 C_y u_1(k) B_2 C_y u_2(k) \sigma(k) + B_d \omega(k) \quad (18)$$

donde $\sigma(k) = 1$ indica cuando hay fallo y $\sigma(k) = 0$ cuando no lo hay.

3. Diseño de controlador tolerante a fallos

En esta sección, se deriva el diseño de controlador de seguimiento de trayectorias para la compensación de fallos en el actuador de dirección. La estructura de controlador se muestra en la Figura 2.

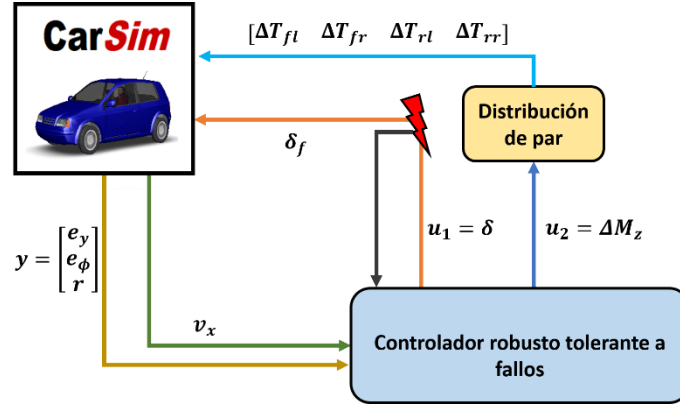


Figura 1. Esquema de la estructura de control

La ley de control utilizada es la siguiente:

$$\begin{aligned} u_1(k) &= K_1 y(k) \\ u_2(k) &= K_2 y(k) \end{aligned} \quad (19)$$

siendo $K_1 = \sum_{i=1}^2 \rho_i K_{1,i}$ y $K_2 = \sum_{i=1}^2 \rho_i K_{2,i}$ las matrices a encontrar. Las matrices K_1 y K_2 se calculan online a partir de las variables $\theta_1 = \frac{\xi - \xi}{\xi - \xi}$, $\theta_2 = 1 - \theta_1$. Combinando las ecuaciones (10) y (11) se obtiene:

$$x(k+1) = \sum_{i=1}^3 \alpha_i A_i x(k) + \varepsilon B_1 K_1 y(k) + B_2 K_2 y(k) \sigma(k) + B_d \omega(k) \quad (20)$$

Para estudiar la estabilidad del sistema, se define la función de Lyapunov:

$$V(k) = \sum_{j=1}^2 \eta_j x^T(k) P_j x(k) \quad (21)$$

donde $P^T = P > 0$, $\sum \eta_j = 1$. El sistema es estable si se satisface el criterio de Lyapunov:

$$V(k+1) - V(k) < 0 \quad (22)$$

Para que el vehículo siga la trayectoria de referencia y mantenga la estabilidad, ha de minimizarse la influencia de las perturbaciones externas sobre las salidas de control definidas en la ecuación (16), se define la condición H_∞ a través de la inecuación:

$$z^T(k) z(k) < \gamma^2 d^T(k) d(k) \quad (23)$$

donde γ es el índice H_∞ que debe minimizarse para atenuar la influencia de las perturbaciones $d(k)$ sobre las salidas controladas $z(k)$. Para resolver el problema se propone el siguiente teorema:

Teorema 1. Dadas las matrices $Q_j = Q_j^T > 0$, el sistema en bucle cerrado definido en la ecuación (20) es asintóticamente estable y garantiza un desempeño H_∞ con un índice $\gamma > 0$ para un rango de fallos del actuador $\varepsilon \in [0, 1]$, si las siguientes desigualdades de matrices se cumplen:

$$\begin{aligned} \phi_{ij} < 0, \lambda_{ij} < 0, \text{ para } 1 \leq i \leq 8 \text{ y } 1 \leq j \leq 8 \\ \phi_{ij} = \begin{bmatrix} -P_j & * & * & * \\ 0 & -\gamma^2 I & * & * \\ A_i Q_j + B_1 K_1 C_y Q_j & B_d & -Q_j & * \\ C_z & 0 & 0 & -I \end{bmatrix} \\ \lambda_{ij} = \begin{bmatrix} -P_j & * & * & * \\ 0 & -\gamma^2 I & * & * \\ A_i Q_j + \varepsilon B_1 K_1 C_y Q_j + B_2 K_2 C_y Q_j & B_d & -Q_j & * \\ C_z & 0 & 0 & -I \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (24)$$

Las ganancias de control se obtienen resolviendo el siguiente problema de optimización:

$$\begin{aligned} \min \quad & \gamma^2 \\ \text{sujeto a} \quad & Q_j = Q_j^T > 0 \text{ y ecuación. (16)} \end{aligned} \quad (25)$$

Puesto que el problema de la ecuación (25) es bilineal y no se puede resolver mediante *solvers* numéricos, se utiliza el siguiente algoritmo para obtener las matrices del controlador, cuyo criterio de parada es la variación del parámetro γ :

1. Establecer $C_y = I$ y $K_{1,j}^{sf} = K_{1,j} Q_j, K_{2,j}^{sf} = K_{2,j} Q_j$.
 2. Resolver el problema (25).
 3. Obtener $K_{1,j}^{sf}$ y $K_{2,j}^{sf}$ para $j \in \{1, 2\}$ obteniendo el valor óptimo $\gamma_{min} = \gamma^{(0)}$
 4. Establecer C_y como en (15) y establecer $K_{1,j}^{(0)} = K_{1,j}^{sf}(:, 2:4)$ y $K_{2,j}^{(0)} = K_{2,j}^{sf}(:, 2:4)$
 5. **for** $k = 1: k_{max}$:
 - Dado $K_{1,j}^{(k)}$ y $K_{2,j}^{(k)}$, resolver el problema (25) y obtener Q_j^k .
 - Dado Q_j^k , resolver el problema (25) y obtener $K_{1,j}^{(k+1)}$ y $K_{2,j}^{(k+1)}$ y $\gamma^{(k)}$
 - If** $\frac{|\gamma^{(k)} - \gamma^{(k-1)}|}{\gamma^{(k)}} < \varepsilon$
 - STOP**
 - end**
- end**

4. Resultados

Para poner a prueba el comportamiento del controlador tolerante a fallos propuesto, se utiliza el software de simulación de dinámica vehicular *CarSim*. Los parámetros del modelo de vehículo utilizado se muestran en la Tabla 1. La velocidad longitudinal del vehículo está acotada en el rango de $2 - 30\text{m/s}$. Las ganancias del controlador se obtienen resolviendo el problema de la ecuación (25) mediante la *toolbox Robust Control de Matlab 2022b*, encontrado una solución factible tras 2 iteraciones para un valor $\epsilon = 0,1$. La maniobra utilizada para testear el controlador propuesto ha de ser una maniobra que represente una situación crítica, y por tanto se ha elegido un doble de cambio de carril (DLC). Con el fin de probar el controlador en la condición más adversa, la maniobra seleccionada se realiza a la mayor velocidad de diseño del controlador. Los resultados se comparan con un controlador no tolerante a fallos.

Tabla 1: Valores de los parámetros del vehículo utilizado para las simulaciones en CarSim.

Símbolo	Valor	Unidades
$C_{f,min}/C_{f,max}$	80.250/109.250	N/rad
$C_{r,min}/C_{r,max}$	70.250/97.750	N/rad
l_f	1,49	m
l_r	1,81	m
R	0,465	m
t_w	1,9	m
m	1700	kg
I_z	3246,6	kgm^2
a	7	m
b	0,5	s

En la Figura 3, se puede ver que el controlador tolerante a fallos reduce el error respecto a un controlador estándar, no tolerante a fallos, desde 71,43 cm a 46,93 cm de error cuadrático medio para el caso en que el fallo es $\epsilon = 0,3$ y de 101,68 cm a 63,02 cm para el caso de $\epsilon = 0,1$, demostrando que es capaz de compensar el fallo en el actuador de dirección y que puede corregir la trayectoria del vehículo, Figura 4. El valor de la desviación lateral máxima también es reducido para el caso más severo, pasando desde 251,21 cm para el controlador estándar (lo cual es un error muy elevado y que indicaría que el vehículo ha abandonado la carretera) hasta 159,11 cm.

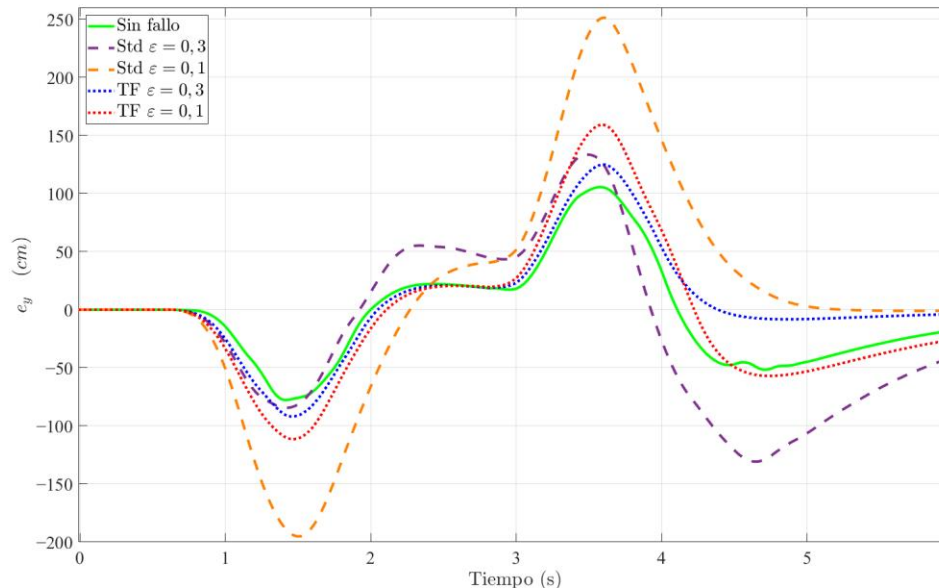


Figura 3. Comparativa del error lateral.

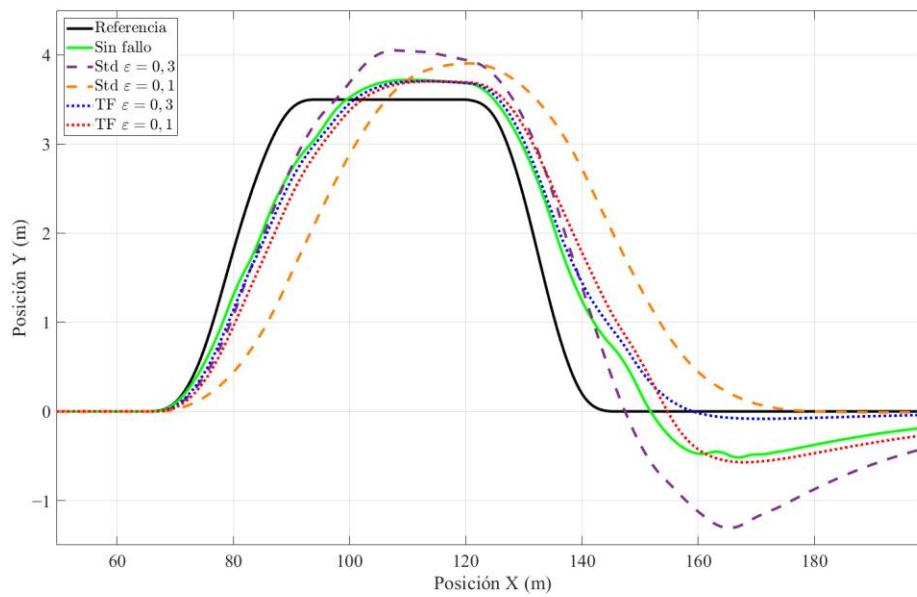


Figura 4. Trayectoria seguida por el vehículo en cada caso.

En la Figura 5, se puede apreciar como el controlador propuesto reduce el error de orientación del vehículo con respecto al controlador estándar. En este caso, el controlador es capaz de reducir el error cuadrático medio desde $4,26^\circ$ hasta $2,51^\circ$ para el caso de $\varepsilon = 0,3$ y desde $4,87^\circ$ hasta $3,48^\circ$ para el caso de $\varepsilon = 0,1$. Los errores de orientación máximos son reducidos desde $14,19^\circ$ hasta $8,63^\circ$ para $\varepsilon = 0,3$. La Figura 6 muestra los pares ejercidos en cada rueda para generar el momento total de guiñada en el caso de $\varepsilon = 0,1$. En la Tabla 2, se muestra una comparativa de los errores obtenidos para cada uno de los controladores.

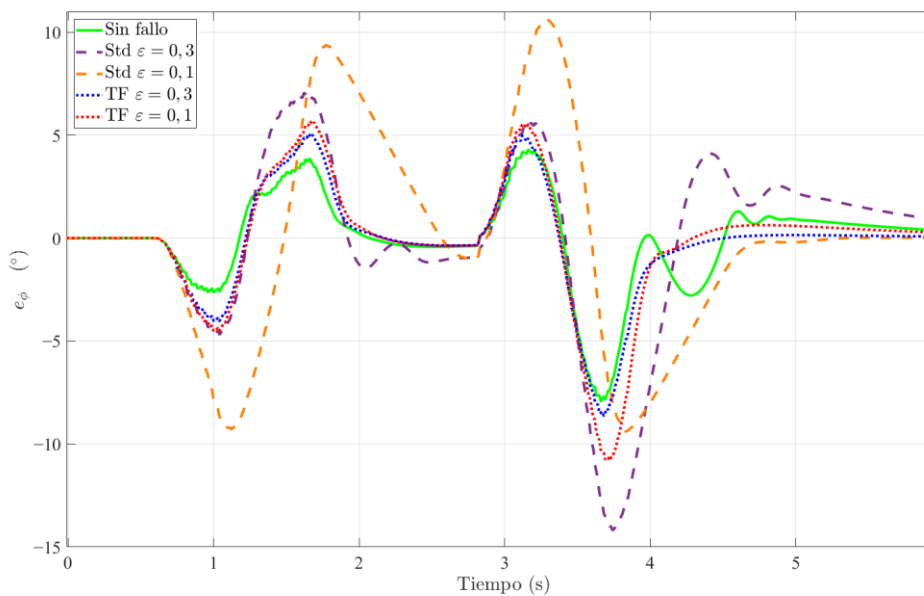


Figura 5. Comparativa del error de orientación.

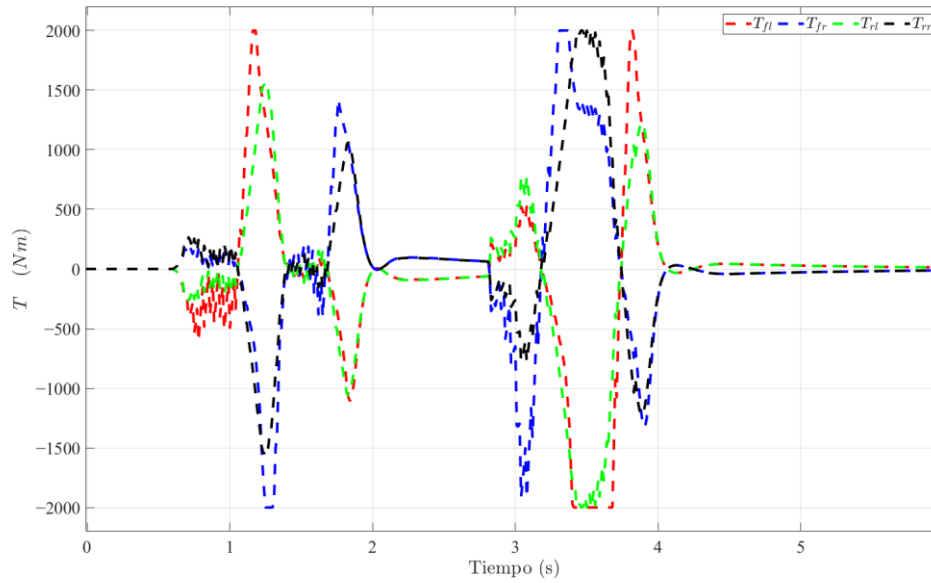


Figura 6. Par en las ruedas del vehículo.

Tabla 2: Comparativa de resultados.

Controlador	Error lateral (cm)		Error de orientación(°)	
	MAX	RMS	MAX	RMS
Sin fallo	105,45	44,47	7,93	2,22
Estándar $\varepsilon = 0,3$	133,41	71,43	14,19	4,26
Estándar $\varepsilon = 0,1$	251,21	101,68	10,59	4,87
TF $\varepsilon = 0,3$	124,79	49,63	8,63	2,51
TF $\varepsilon = 0,1$	159,11	63,02	12,51	3,48

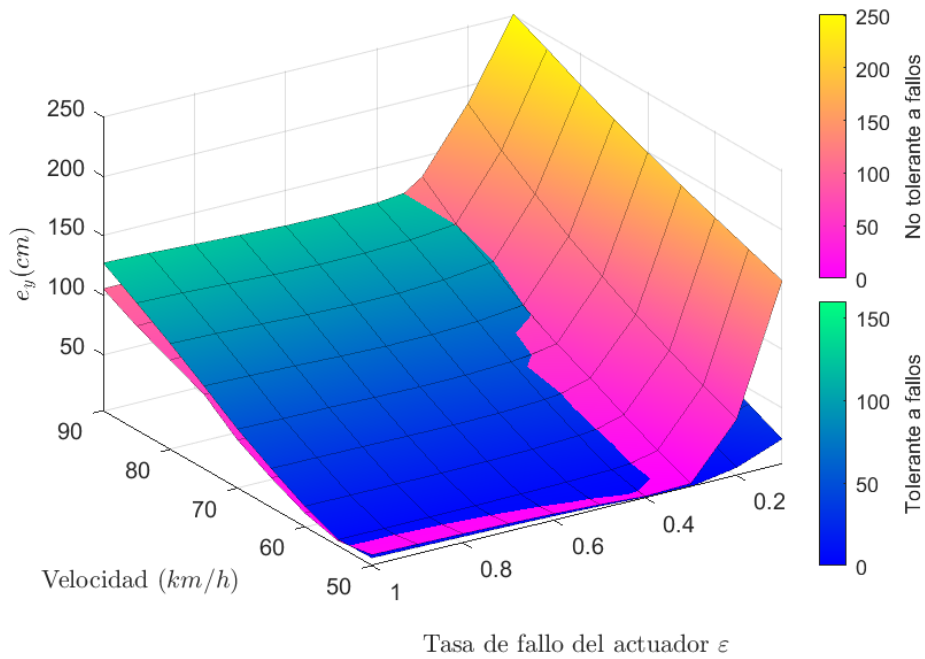


Figura 7. Mapa comparativo del error lateral en función de la velocidad y de la tasa de fallo.

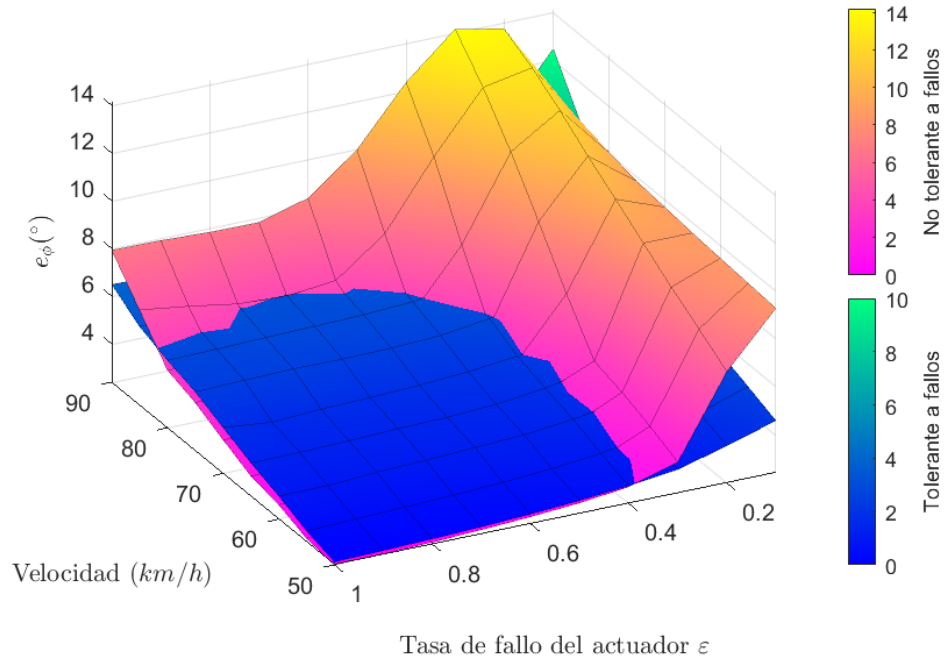


Figura 8. Mapa comparativo del error de orientación en función de la velocidad y de la tasa de fallo

Finalmente, en las Figuras 7 y 8, se muestra la reducción de los errores de seguimiento del vehículo en función de la velocidad del mismo y de la magnitud del error. Se puede observar como a partir de fallos de valor $\varepsilon = 0,4$ el error lateral del controlador no tolerante a fallos se incrementa en gran medida, mientras que el controlador propuesto contiene este incremento del error lateral para todo el rango de ε , Figura 7. En cuanto al error de orientación, se puede ver en la Figura 8 que este crece de manera similar al error lateral y a partir del mismo valor. Sumado a esto, se puede ver que a partir de velocidades superiores a 80km/h para el controlador estándar, este error también se incrementa notablemente y para cualquier situación de fallo, al contrario que el controlador propuesto.

5. Conclusiones

En este trabajo, se ha presentado el desarrollo de un controlador tolerante a fallos en el actuador de dirección de un vehículo eléctrico. La propuesta realizada es flexible ya que permite controlar el vehículo para que este siga la trayectoria de referencia tanto en situaciones en las que hay fallo como en las que no. Para su desarrollo, se ha utilizado una metodología de Parámetros Lineales Variables (LPV, *Linear Parameter Varying*) para la formulación del modelo de vehículo, con el fin de tener en cuenta las no linealidades introducidas por la variación de la velocidad del vehículo, las no linealidades de los neumáticos y los fallos en el actuador. Para el desarrollo del controlador, se ha utilizado la teoría H_∞ , garantizando la estabilidad del sistema en bucle cerrado y reduciendo el impacto de las perturbaciones en el correcto seguimiento de la trayectoria deseada, así como en la estabilidad del vehículo.

Las simulaciones realizadas en CarSim muestran la capacidad del controlador para reducir el error de seguimiento en una maniobra de doble cambio de carril a alta velocidad. El controlador alcanza una reducción de hasta del 50,65% del error lateral y del 45,69% de reducción en el error de orientación del vehículo al seguir la trayectoria bajo situaciones graves de fallo en el actuador de dirección.

En trabajos futuros, se considerará fallos en todos los actuadores y no únicamente en el actuador de dirección.

6. Agradecimientos

Este trabajo es parte de la del proyecto PID2022-136468OB-I0 financiada por MICIU/AEI/10.13039/501100011033 y por ERDF, EU.

7. Referencias

- [1] F. Viadero-Monasterio, M. Meléndez-Useros, M. Jiménez-Salas, and B. L. Boada, “Robust Adaptive Heterogeneous Vehicle Platoon Control Based on Disturbances Estimation and Compensation,” *IEEE Access*, vol. 12, pp. 96924–96935, 2024, doi: 10.1109/ACCESS.2024.3428341.
- [2] 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, Jan. 2025, doi: 10.1049/itr2.70007.
- [3] Z. Wang, X. Qu, Q. Cai, F. Chu, J. Wang, and D. Shi, “Efficiency Analysis of Electric Vehicles with AMT and Dual-Motor Systems,” *World Electr. Veh. J.*, vol. 15, no. 5, p. 182, Apr. 2024, doi: 10.3390/wevj15050182.
- [4] 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,” *Electronics*, vol. 14, no. 1, p. 139, Dec. 2024, doi: 10.3390/electronics14010139.
- [5] D. S. Puma-Benavides, J. de D. Calderon-Najera, J. Izquierdo-Reyes, R. Galluzzi, and E. A. Llanes-Cedeño, “Methodology to Improve an Extended-Range Electric Vehicle Module and Control Integration Based on Equivalent Consumption Minimization Strategy,” *World Electr. Veh. J.*, vol. 15, no. 10, p. 439, Sep. 2024, doi: 10.3390/wevj15100439.
- [6] N. H. Amer *et al.*, “Adaptive modified Stanley controller with fuzzy supervisory system for trajectory tracking of an autonomous armoured vehicle,” *Rob. Auton. Syst.*, vol. 105, pp. 94–111, Jul. 2018, doi: 10.1016/j.robot.2018.03.006.
- [7] J. Zhao, X. Zhang, P. Shi, and Y. Liu, “Automatic Driving Control Method Based on Time Delay Dynamic Prediction,” 2017, pp. 443–453. doi: 10.1007/978-981-10-5230-9_43.
- [8] M. Moreno-Gonzalez, A. Artuñedo, J. Villagra, C. Join, and M. Fliess, “Speed-Adaptive Model-Free Path-Tracking Control for Autonomous Vehicles: Analysis and Design,” *Vehicles*, vol. 5, no. 2, pp. 698–717, Jun. 2023, doi: 10.3390/vehicles5020038.
- [9] S. Xu and H. Peng, “Design, Analysis, and Experiments of Preview Path Tracking Control for Autonomous Vehicles,” *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.*, vol. 21, no. 1, pp. 48–58, Jan. 2020, doi: 10.1109/TITS.2019.2892926.
- [10] 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, Dec. 2023, doi: 10.1109/TITS.2023.3321415.
- [11] F. Viadero-Monasterio, M. Jimenez-Salas, M. Meléndez-Useros, B. L. Boada, and M. J. L. Boada, “Event-Triggered Fault-Tolerant Control for Vehicle Rollover Avoidance Based on an Active Suspension with Robustness Against Disturbances and Communication Delays,” 2024, pp. 795–805. doi: 10.1007/978-3-031-45709-8_77.
- [12] J. Guo, Y. Luo, C. Hu, C. Tao, and K. Li, “Robust Combined Lane Keeping and Direct Yaw Moment Control for Intelligent Electric Vehicles with Time Delay,” *Int. J. Automot. Technol.*, vol. 20, no. 2, pp. 289–296, Apr. 2019, doi: 10.1007/s12239-019-0028-5.
- [13] H. Taghavifar and S. Rakheja, “Path-tracking of autonomous vehicles using a novel adaptive robust exponential-like-sliding-mode fuzzy type-2 neural network controller,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 130, pp. 41–55, Sep. 2019, doi: 10.1016/j.ymsp.2019.04.060.
- [14] P. Stano *et al.*, “Model predictive path tracking control for automated road vehicles: A review,” *Annu. Rev. Control*, vol. 55, pp. 194–236, 2023, doi: 10.1016/j.arcontrol.2022.11.001.
- [15] S. Yang, Y. Qian, W. Hu, J. Xu, and H. Sun, “Adaptive MPC-Based Lateral Path-Tracking Control for Automatic Vehicles,” *World Electr. Veh. J.*, vol. 15, no. 3, p. 95, Mar. 2024, doi: 10.3390/wevj15030095.

- [16] 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, p. 53, Jan. 2024, doi: 10.3390/machines12010053.
- [17] 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, Jan. 2022, doi: 10.1016/j.ymsp.2021.108050.
- [18] 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.
- [19] M. Meléndez-Useros, M. Jiménez-Salas, F. Viadero-Monasterio, and M. J. López-Boada, “Novel Methodology for Integrated Actuator and Sensors Fault Detection and Estimation in an Active Suspension System,” *IEEE Trans. Reliab.*, pp. 1–14, 2024, doi: 10.1109/TR.2024.3389290.
- [20] X. Wu, C. Wei, H. Tian, W. Wang, and C. Jiang, “Fault-Tolerant Control for Path-Following of Independently Actuated Autonomous Vehicles Using Tube-Based Model Predictive Control,” *IEEE Trans. Intell. Transp. Syst.*, vol. 23, no. 11, pp. 20282–20297, Nov. 2022, doi: 10.1109/TITS.2022.3191755.
- [21] T. Chen, L. Chen, X. Xu, Y. Cai, H. Jiang, and X. Sun, “Passive fault-tolerant path following control of autonomous distributed drive electric vehicle considering steering system fault,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 123, pp. 298–315, May 2019, doi: 10.1016/j.ymsp.2019.01.019.
- [22] Y. Wang, C. Zong, H. Guo, and H. Chen, “Fault-tolerant path-following control for in-wheel-motor-driven autonomous ground vehicles with differential steering,” *Asian J. Control*, vol. 22, no. 3, pp. 1230–1240, May 2020, doi: 10.1002/asjc.1976.
- [23] 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*, vol. 23, no. 3, p. 1417, Jan. 2023, doi: 10.3390/s23031417.
- [24] 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 -infinity State Feedback Control,” *Chinese J. Mech. Eng. (English Ed.)*, vol. 34, no. 1, Dec. 2021, doi: 10.1186/s10033-021-00590-3.
- [25] Y. Wang, C. Zong, K. Li, and H. Chen, “Fault-tolerant control for in-wheel-motor-driven electric ground vehicles in discrete time,” *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 121, pp. 441–454, Apr. 2019, doi: 10.1016/j.ymsp.2018.11.030.