

## Diferencial electromecánico para robots que requieren desplazarse en movimiento acelerado curvilíneo

Electromechanical differential for robots that require moving in curved accelerated motion

<https://cientifica.site>

Jaime Abisai **Reséndiz Barrón**<sup>1</sup>  
Allan Ronier **Diez Barroso-Agraz**<sup>2</sup>  
Yolanda **Jiménez Flores**<sup>3</sup>  
Daniel Armando **Serrano Huerta**<sup>1,4</sup>  
Francisco Javier **García Rodríguez**<sup>5</sup>

<sup>1</sup> Tecnológico Nacional de México, Instituto Tecnológico de Querétaro, Querétaro, MÉXICO  
ORCID: 0000-0001-8841-6032 / abisai.rb@queretaro.tecnm.mx

<sup>2</sup> Tecnológico Nacional de México, Instituto Tecnológico Álvaro Obregón, Ciudad de México, MÉXICO  
ORCID: 0009-0000-6986-9482 / ronier.diezb@gmail.com

<sup>3</sup> Tecnológico Nacional de México, Instituto Tecnológico de Querétaro, Querétaro, MÉXICO  
ORCID: 0000-0002-8094-126X / yolanda.jf@queretaro.tecnm.mx

<sup>4</sup> Instituto Politécnico Nacional, Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica, Ciudad de México, MÉXICO  
ORCID: 0000-0001-9613-1715 / dserranoh@ipn.mx

<sup>5</sup> Tecnológico Nacional de México, Instituto Tecnológico de Celaya, Guanajuato, MÉXICO  
ORCID: 0009-0003-1816-4070 / francisco.garcia@itcelaya.edu.mx

Recibido 29/08/2025, aceptado 7/10/2025.



## Resumen

En los últimos años, ha crecido el interés por los vehículos autónomos, tanto para uso industrial como para transporte público y personal. Como es bien sabido, aunque se requieren sensores LiDAR y cámaras para detectar obstáculos y peatones; redes neuronales e inteligencia artificial para interpretar el entorno y tomar decisiones; y/o GPS y mapas en tiempo real para una navegación precisa; etc., estos vehículos requieren ruedas o piernas para desplazarse. En este trabajo se presenta un diferencial electromecánico que permite controlar el movimiento diferencial acelerado requerido cuando un vehículo autónomo gira lateralmente. El término diferencial electromecánico se refiere a un arreglo de tres aceleradores: uno para controlar la aceleración del vehículo; este acelerador está conectado en serie con el acelerador que controla independientemente cada rueda motriz. El control de la aceleración diferencial de los motores de cubo de las ruedas traseras de un vehículo eléctrico o las piernas de un robot, se obtiene mediante el mecanismo de dirección de las ruedas delanteras del vehículo, considerando la geometría diferencial de Ackerman, lo que permite minimizar el número de sistemas automáticos de control complejos, como sensores y encoders. El giro de pivote de la dirección delantera accionada por el volante para realizar el giro del vehículo, tiene una estructura tipo escuadra, donde el pivote gira sobre un buje fijo al chasis, mientras los extremos de la escuadra terminan: uno en la llanta y el otro en la varilla de la dirección. Este movimiento de giro está asociado al mecanismo de bisagra de un acelerador eléctrico de pedal, que se abre y cierra con el giro de la llanta. Estas ideas se pueden extrapolar a un diferencial electro-mecánico para robots con dos o cuatro piernas, ya sea con pivoteo en una pierna, o con movimiento diferencial.

**Palabras clave:** vehículos autónomos, diferencial electromecánico, motores de cubo, geometría de Ackerman, acelerador eléctrico, control diferencial, robótica móvil.

2

## Abstract

In recent years, interest in autonomous vehicles has grown, both for industrial use and for public and personal transportation. As is well known, although LiDAR sensors and cameras are required to detect obstacles and pedestrians; neural networks and artificial intelligence to interpret the environment and make decisions; and/or GPS and real-time maps for precise navigation; etc., these vehicles ultimately require wheels or legs to move. In this work, an electromechanical differential is presented, which allows controlling the accelerated differential movement required when an autonomous vehicle turns laterally. The term electromechanical differential refers to an arrangement of three accelerators: one to control the vehicle's acceleration, connected in series with the accelerator that independently controls each drive wheel. The control of the differential acceleration of the hub motors of the rear wheels of an electric vehicle, or of a robot's legs, is achieved through the steering mechanism of the vehicle's front wheels, considering Ackermann differential geometry. This approach makes it possible to minimize the number of complex automatic control systems, such as sensors and encoders. The pivot steering of the front axle, operated by the steering wheel to perform the vehicle's turn, has a square-type structure, where the pivot rotates on a hub fixed to the chassis, while the ends of the square terminate: one at the tire and the other at the steering rod. This turning movement is associated with the hinge mechanism of an electric pedal accelerator, which opens and closes with the wheel's rotation. These ideas can be extrapolated to an electromechanical differential for robots with two or four legs, either by pivoting on one leg or by differential movement.

**Index terms:** autonomous vehicles, electromechanical differential, hub motors, Ackerman geometry, electric accelerator, differential control, mobile robotics.

## I. INTRODUCCIÓN

Hoy en día, el avance científico y tecnológico: presenta la urgente necesidad de adoptar soluciones innovadoras y eficaces para optimizar la movilidad tanto en el campo de la electromovilidad como en el de la robótica. Numerosos científicos se suman a esta desafiante tarea con contribuciones como el desarrollo de Vehículos Eléctricos (EV), híbridos o Robots con Piernas (LR), así como sistemas de propulsión más eficientes y limpios. Si bien se han logrado avances significativos, aún queda un largo camino por recorrer para lograr una movilidad y una producción verdaderamente sostenibles y respetuosas con el medio ambiente.

En cuanto a los LR y los EV, la investigación se ha centrado en cada componente del móvil, desde la batería de iones de litio [1] hasta la transmisión mecánica [2]; por lo tanto, es fundamental considerar la autonomía energética de los LR y los EV, en la que intervienen la carrocería, el chasis, la transmisión y tipo de baterías utilizada.

Al analizar el notable desarrollo de países como China y México, un punto clave es la austeridad de su administración, que permea la producción y la innovación de productos. Esto significa que los éxitos de las tecnologías modernas surgen de innovaciones austeras, inicialmente de bajo costo y orientadas a satisfacer las necesidades de los que menos tienen, encaminándolos hacia la adquisición de bienes de lujo, que cuestan mucho dinero y generan grandes ganancias para las empresas. En este sentido, la ciencia y la tecnología deberían mirar atrás para enfatizar la innovación austera, económica y sostenible. Esto contribuiría significativamente en el avance tecnológico que requiere la electromovilidad y la robótica, repercutiendo en la lucha contra la desigualdad social y la contaminación ambiental. Tomando en cuenta, que productos austeros como los vehículos eléctricos y los robots contribuyen directamente a esta lucha, ya que serían accesibles para los países en desarrollo, donde la desigualdad social y la contaminación ambiental es más prevalente. Considerando que el litio juega un papel muy importante en la modernidad de la electromovilidad. Un enfoque de austeridad y conciencia ambiental, facilitaría el desarrollo y la soberanía de un pueblo, ya que el valor del litio se basa principalmente en el conocimiento, la innovación y la tecnología de su extracción y uso, preservando al mismo tiempo sus reservas minerales. Por tanto, su uso consiente y reciclamiento en movilidad de vehículos y robots, se hace cada vez más importante.

Con ese mismo enfoque, la tecnología de motor de cubo para la transmisión móvil requiere un diferencial que permita controlar la rotación según el eje a girar. Cuando se utiliza un motor que transmite el movimiento a través de un eje, se requiere un diferencial mecánico (MD), generalmente compuesto por un engranaje formado por una corona y piñones satélite, que permite la diferenciación del movimiento.

Con la llegada de los vehículos eléctricos (EV), el MD sigue siendo funcional; sin embargo, en los últimos años, se ha propuesto el uso de motores de cubo para la propulsión de vehículos eléctricos o de robots de piernas (LR). En general, los motores de cubo se colocan sobre las ruedas o piernas del VE o LR respectivamente; por lo tanto, el diferencial mecánico ya no es directamente funcional; en este caso, es más recomendable el diferencial electrónico (ED). Pero este resulta ser muy complejo, debido a la gran cantidad de datos que requiere procesar para hacer la diferenciación del movimiento entre las ruedas o piernas del móvil.

En [3], el objetivo principal del trabajo fue implementar un mecanismo diferencial para vehículos mediante medios electrónicos. Medir la velocidad real de las ruedas y estimar la velocidad requerida del motor de corriente continua (CC) es necesario para generar la señal de control adecuada para alcanzar las velocidades deseadas en las diferentes ruedas. El eje del motor está conectado a un codificador óptico, que convierte la velocidad en un tren de pulsos compatibles con TTL. Este tren de pulsos alimenta al convertidor de frecuencia a voltaje (FVC), una técnica típica de los diferenciales electrónicos.

En este contexto, se propone la instrumentación de un diferencial electrónico para motores de cubo (HM) utilizados para propulsión y movilidad, básicamente mediante una combinación de aceleradores y controladores comerciales, que resulta ser bastante práctico, ideal para VE o RL austeros y económicos. Por las razones aquí expuestas, se denomina diferencial electromecánico (MED), ya que la instrumentación de los componentes electrónicos comerciales requiere su implementación mecánica ingeniosa para su accionamiento correspondiente. Esta configuración, implementada en un prototipo, demostró ser eficiente y significativamente más económica que el diferencial electrónico (ED), ya que elimina la necesidad de electrónica compleja, como codificadores y procesadores de datos, para correlacionar la rotación de la carrocería con el movimiento diferenciado entre los HM a cada lado, además su aplicación puede ser fácilmente extendida para la diferenciación del movimiento de robots de piernas.

No se puede hablar de los ED's, sin considerar el funcionamiento de los MD's, basados en el principio de la geometría de Ackermann, y los HM's. Esto viene desde la evolución del cambio de motores de combustión interna a motores eléctricos en automóviles, una evolución que se remonta a 1832 y es casi equivalente a la del motor de combustión interna.

Existen cinco tipos de motores eléctricos (EM) adecuados para la electromovilidad: motores de inducción, motores de corriente continua (CC), motores de imanes permanentes sincronizados (SIM), motores de corriente continua sin escobillas (BLDC) y motores de reluctancia conmutada (SRM) [2,4]. Los motores de corriente continua sin escobillas (BLDC) son los más populares en electromovilidad, mientras que el motor de inducción es la tecnología más avanzada para aplicaciones de vehículos eléctricos (EV) [5]. Los motores de corriente continua sin escobillas (BLDC) son más ligeros y más pequeños que un motor de escobillas de igual potencia, lo que los hace ideales para reducir el espacio [6]. Por lo tanto, los HM's que son BLDC, permiten más espacio para los pasajeros y simplifican la mecánica del vehículo, mejorando su manejo [6] y haciéndolos aptos para un uso sostenible. Además, un HM a cada lado del vehículo, se controla de forma independiente [7]. Los HM se utilizan en bicicletas, motocicletas, Scooter, coches solares, robots y muchos otros [8,9]. Estos móviles son prácticos, económicos, eliminan la contaminación ambiental y, gracias a su tamaño de fabricación, también reducen la congestión vial en las ciudades.

En particular, un móvil de tres o cuatro ruedas, o de dos o cuatro piernas, requiere un diferencial para asegurar el control de la velocidad en cada lado. En el caso de los EV, se utilizan las ecuaciones del modelo de geometría de Ackermann para lograr este propósito [8,10]. Un ED puede implementarse independientemente del tipo de motor utilizado. En [11,12], se reporta el control de tracción mediante motores de inducción. Haddoun [11] utilizó un sistema embebido tipo dSPACE para calcular la velocidad de las ruedas traseras. También se reportó un sistema de tracción Tabbache [12], para el cual se utilizó un algoritmo basado en un observador de velocidad y flujo adaptativo, lo que permite el control del torque, todo con el fin de garantizar la estabilidad del vehículo en curvas.

En [13], se reporta el diseño y la evaluación de un sistema ED con cuatro HM independientes. Hay tres configuraciones de tracción: delantera, trasera y en las cuatro ruedas; existe una gran versatilidad en el control de los ejes y las ruedas. Por ejemplo, en [14] se presenta un diseño de ED con un sistema de motores BLDC en cada rueda de 15 kW en un vehículo Fiat. En [15] se consideran robots de accionamiento diferencial con dos ruedas motrices y una o más ruedas de bolas giratorias; en dichos trabajos, se diseñó un sistema electrónico para implementar un DE con un solo controlador. Clavero en [16] presenta un ED aplicado a motores BLDC que no requiere sensores específicos para medir el ángulo de dirección ni sensores de velocidad, como el implementado en un triciclo eléctrico.

Cabe mencionar que los motores BLDC tienen una fuerza contraelectromotriz que no es sinusoidal, sino trapezoidal. Debido a la diferencia en su forma de onda con las corrientes del estator, se crea una ondulación en el par, lo que a su

vez genera fluctuaciones de velocidad, vibración y ruido acústico en el motor. De manera similar, en [17] se propone un controlador de par sin ondulación para un motor BLDC, que también es tolerante a fallas de fase.

Los sistemas de accionamiento de los vehículos eléctricos (EV) se dividen en dos grupos: sistemas de accionamiento único y sistemas de accionamiento múltiple. El sistema de accionamiento único consta de un motor de alta velocidad, engranajes reductores, embrague, caja de cambios y un diferencial; este tipo de accionamiento reduce la eficiencia del EV y del LR debido a los componentes mecánicos. En los sistemas de accionamiento múltiple, cada rueda o pierna del vehículo se acciona con un EM de alto par, lo que elimina los componentes mecánicos y aumenta la eficiencia [9]. El segundo sistema tiene un motor de alta velocidad; por lo tanto, en un EV se requieren engranajes reductores, un embrague, una caja de cambios y un diferencial; por lo tanto, la eficiencia del EV o LR se reduce debido a la cantidad de partes mecánicas requeridas. Sin embargo, en el sistema de tracción múltiple, el comportamiento diferencial del móvil durante el giro debe controlarse, requiriendo un ED, por lo que las ruedas del mismo eje giran a diferentes velocidades para evitar que una de ellas derrape y pierda tracción. Mientras tanto, en carreteras rectas, las dos ruedas deben rodar a la misma velocidad mediante control electrónico para cada una de ellas, reemplazando el diferencial de engranajes planetarios tradicional [2], [16]. En la mayoría de los trabajos, la simulación del diferencial electrónico se realizó utilizando el software Simulink R2024b de Matlab [7], [18], [19]. En [18], también se realiza una comparación con el software de simulación Codesys. En [3], se utilizó instrumentación electrónica utilizando MOSFET para la simulación, presentando resultados tanto teóricos como experimentales; El codificador óptico se conectó al eje del motor, convirtiendo la velocidad del motor en un tren de pulsos con una frecuencia correspondiente al rpm. El codificador utilizado en esta configuración generó 36 pulsos por revolución. Se empleó un circuito integrado convertidor de frecuencia a voltaje, LM2907, para producir una señal analógica de 5 V a la velocidad máxima del motor. El microcontrolador utilizado fue el AT89S52, conectado a un circuito integrado convertidor A/D de 8 bits, ADC0809.

En [20], se realizó una simulación de desplazamiento diferencial para estudiar el deslizamiento de las ruedas de un robot y se comparó con el comportamiento del modelo físico. En [2], [15] se realizaron simulaciones análogas para robots con ruedas (WR). En [21], se utilizó una tarjeta FPGA con programación Verilog y HDL para obtener resultados prácticos, comparándolos con la simulación de los resultados de par en Simulink-Matlab. Asimismo, en [22], el diferencial electrónico utilizó la señal de comando del volante, las señales de posición del acelerador y las señales de velocidad del motor para regular la potencia suministrada a cada rueda, asegurando que todas recibieran el par necesario. La estructura de control propuesta se basó en el control PID para cada motor de rueda. Posteriormente, se evaluó el rendimiento del sistema de control PID en el entorno Matlab-Simulink. Cabe destacar que se han realizado grandes esfuerzos para simplificar los modelos dinámicos complejos que se utilizan habitualmente para analizar el movimiento diferenciado de los WR [23], [24].

Para calcular la velocidad de cada rueda, es adecuado un modelo de tipo geometría de Ackermann. El ED utiliza este modelo, ya que la velocidad angular de cada rueda se calcula utilizando el ángulo de dirección deseado y la velocidad de referencia. Para aplicar este modelo, todas las ruedas deben tener el mismo radio de giro.

## II. MATERIALES Y MÉTODOS

La innovación del ED propuesto aquí reside en su simplicidad, ya que puede implementarse directamente con accesorios comerciales: controladores y aceleradores. La implementación propuesta, a diferencia de otras [14,16], cuenta con un conjunto de tres aceleradores accionados por la articulación de la dirección para obtener la relación de

los neumáticos traseros del EV, tras calcular la relación entre la velocidad y la rotación del vehículo según la geometría de Ackermann.

La metodología para la instrumentación del diferencial MED, para un EV con tracción trasera, se basa en dos motores de cubo instalados, uno en cada rueda, con controladores independientes, y un conjunto de tres aceleradores conectados en serie en paralelo e implementados mecánicamente entre la masa de los neumáticos y la parte fija del chasis del VE. Esta instrumentación puede extenderse fácilmente al uso de cuatro o más pares de motores, un motor de cubo (HM) por cada neumático. Por lo tanto, primero se describen los elementos utilizados en el EV para la implementación de un MED y, a continuación, se discute la metodología de los cálculos necesarios para establecer la relación de control. Además, a continuación, se describen los accesorios, incluidos los motores de cubo, los controladores y los aceleradores.

### A. Motores de cubo

En vehículos de conversión de CI a EV, o incluso en algunos EV, el motor transmite la potencia a la transmisión mecánica denominada "caja de cambios"; en sus dos modalidades, el sistema cuenta con un diferencial integrado o con un sistema que transmite la potencia a un diferencial externo. Una propuesta diferente al esquema anterior consiste en transmitir la potencia directamente a la rueda mediante un motor de cubo (HM); este generalmente consiste en un motor de CC sin escobillas tipo BLCD (véase la Figura 1), con el rotor y el estator externos fijados al eje de la rueda, que permanece fijo al chasis. De este modo, el rotor se conecta directamente a la rueda [8].



Fig. 1. Motor de cubo tipo BLDC empleado en el prototipo para el accionamiento directo de la rueda, seleccionado por su alta eficiencia y bajo mantenimiento.

El motor cuenta con 5 cables para sensores Hall que posicionan los campos magnéticos y 3 cables de alimentación para la alimentación trifásica del rotor.

Uno de los primeros intentos de producir un motor de doble rotor haciendo las veces de un DM, para vehículos eléctricos (EV) impulsados por un motor HM, contaba con un diferencial de engranajes planetarios que enviaba la rotación del rotor externo del motor BLDC de alta velocidad directamente a la rueda (véase la Figura 2), lo que reducía la velocidad de salida. Sin embargo, esta acción aumentaba la masa de la rueda.



Fig. 2. Motor de cubo con engranaje diferencial.

### B. Controladores

Cada motor tipo BLCD utiliza un controlador para regular la velocidad (véase la Figura 3). En este caso, se utilizan dos controladores, cada uno con un voltaje de funcionamiento de 36 a 48 V, con un conector de 5 cables para los sensores Hall para el control de posición y velocidad, un conector de 3 cables para la alimentación trifásica del motor HM, un conector de entrada de dos cables para la alimentación de la batería de 36 V, un conector de salida de 3 cables para conectar un acelerador que funciona a 4.5 V, un par de cables de salida que se interconectan con la marcha atrás y varios cables con sus respectivos conectores para accesorios como interruptores, altavoces, luces, etc.

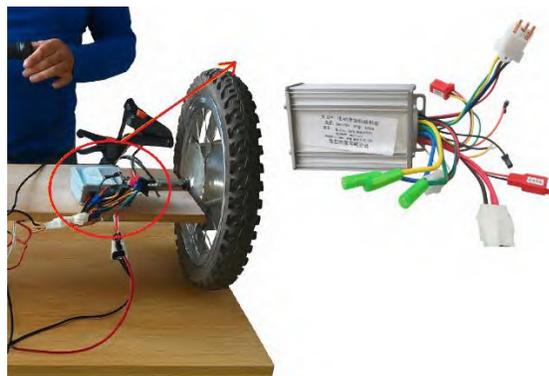


Fig. 3. Controlador de corriente directa (DC) utilizado para la alimentación y regulación del motor del prototipo.

En el caso de un LR, el HM mueve una manivela variable, que a su vez mueve una corredera dentada variable para disminuir la velocidad de la pierna que gira hacia un lado, de forma análoga al diagrama de bloques mostrado en la Figura 4.

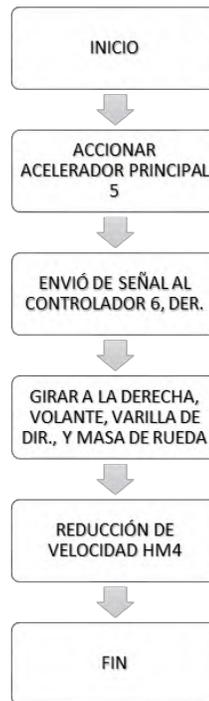


Fig. 4. Diagrama de bloques que representa la secuencia de acciones durante el giro a la derecha.

8

### C. Acelerador

La implementación de un MED requiere tres aceleradores de pedal electrónicos (Figura 5), que suelen funcionar a 4.5 V como voltaje nominal. Consisten en un potenciómetro que varía la corriente de 0 a 4.5 V; esta variación de voltaje se traduce en el controlador en una variación de la corriente de operación del motor desde 0 hasta la corriente de velocidad máxima.

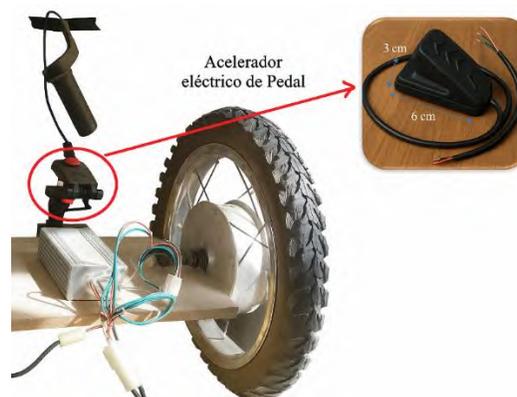


Fig. 5. Acelerador eléctrico de pedal integrado al sistema de propulsión del vehículo, encargado de regular la señal de entrada al controlador para gestionar la velocidad del motor.

El acelerador tiene un conector de 3 cables que debe conectarse al controlador. En la implementación de un MED, se requieren tres pedales de acelerador: por ejemplo, para un vehículo eléctrico (EV), uno está instrumentado directamente y funciona como el acelerador normal del sistema. Se utilizan otros dos aceleradores, que deben conectarse a sus respectivos controladores. Estos aceleradores están instrumentados específicamente en la palanca de masas, conectada mecánicamente a la barra de dirección, y en el eje, conectado al chasis. En el caso de los LR, estos aceleradores podrían conectarse al cuello del robot, ya que cuando este desea girar hacia un lado, normalmente mueve la cabeza hacia ese mismo lado. La conexión eléctrica serie-paralelo entre los aceleradores se describe a continuación.

#### D. Cálculo de razón de velocidad

En términos generales, un MED utiliza la geometría de Ackermann, que muestra las cuatro ruedas girando alrededor de un punto común llamado "centro del radio de giro". Esta situación ocurre cuando la proyección de los ejes de las ruedas delanteras se interseca con la proyección de la línea del eje trasero [7]. Según el modelo de geometría de Ackermann, la Figura 6 muestra un vehículo de cuatro ruedas que gira a la derecha en una curva cerrada.  $V$  es la velocidad del vehículo;  $V_1, V_2, V_3$  y  $V_4$  son las velocidades de cada rueda;  $\delta_1$  and  $\delta_2$  son los ángulos de cada rueda delantera;  $R$  es el radio de giro del vehículo;  $L$  es la distancia entre los ejes delantero y trasero;  $B$  es la distancia de separación entre ruedas; y  $O$  es el centro del radio de giro.

Cabe destacar que la rueda delantera del vehículo, que está más cerca del centro, no gira lo suficiente cuando el ángulo en la geometría de Ackermann es demasiado pequeño; esto también provoca subviraje, ya que las ruedas no tienen el mismo arco, lo que contrarresta su movimiento, por lo que giran en ángulos desincronizados. Por otro lado, si el ángulo es demasiado grande, la llanta interior se arrastra. Posteriormente, se calcula la velocidad de cada rueda utilizando el ángulo de dirección del volante y la velocidad deseada del vehículo, según el modelo de geometría de Ackermann. De Moazen [7], se obtuvieron las siguientes ecuaciones, que se utilizan para describir el MED con base en el modelo de geometría de Ackermann.

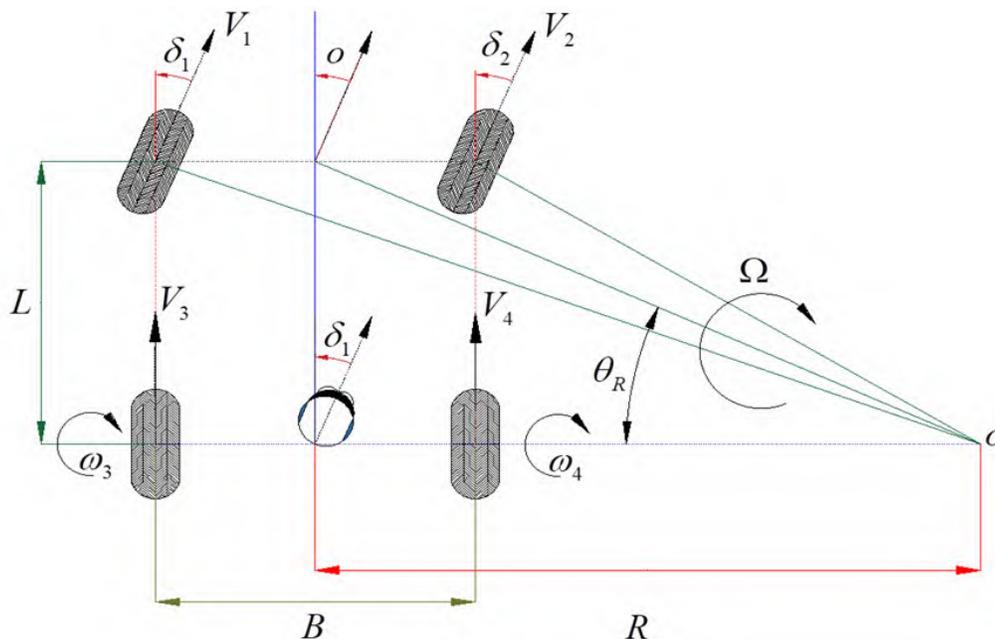


Fig. 6. Esquema de la geometría de Ackerman aplicada a un vehículo eléctrico (EV) de cuatro ruedas, integrando la cabeza de un robot con ruedas (WR) para ilustrar el principio de dirección y control diferencial en sistemas de tracción eléctrica.

La velocidad de las ruedas traseras se determina en función de la velocidad angular de guiñada  $\omega$  con respecto a  $O$  y el radio de giro  $R \mp \frac{B}{2}$ ; es decir,

$$V_3 = \omega \left( R + \frac{B}{2} \right)$$

$$V_4 = \omega \left( R - \frac{B}{2} \right)$$

Entonces

$$\omega_3 = \frac{\omega}{r} \left( R + \frac{B}{2} \right) \quad (1)$$

$$\omega_4 = \frac{\omega}{r} \left( R - \frac{B}{2} \right) \quad (2)$$

donde  $B$  es la distancia entre los neumáticos traseros,  $r$  es el radio de cada rueda,  $\omega_3$  y  $\omega_4$  son las velocidades angulares de los neumáticos traseros.

Combinando las ecuaciones (1) y (2), la proporción de la velocidad angular  $\omega_3$  con respecto a  $\omega_4$  es

$$\omega_3 = \frac{2R + B}{2R - B} \omega_4 \quad (3)$$

10

Esta relación implica que cuando  $R \rightarrow \infty$ , las velocidades de las dos ruedas son casi iguales; esto ocurre en el modo rectilíneo. En el caso de 4 motores, que incluyen los motores de rueda 1 y 2, las velocidades son las siguientes:

$$V_1 = \omega \sqrt{\left( R + \frac{B}{2} \right)^2 + L^2}$$

$$V_2 = \omega \sqrt{\left( R - \frac{B}{2} \right)^2 + L^2}$$

Y sus respectivas velocidades angulares son

$$\omega_1 = \frac{\omega}{r} \sqrt{\left( R + \frac{B}{2} \right)^2 + L^2} \quad (4)$$

$$\omega_2 = \frac{\omega}{r} \sqrt{\left( R - \frac{B}{2} \right)^2 + L^2} \quad (5)$$

donde  $L$  es la distancia entre los ejes del vehículo eléctrico;  $\omega_1$  y  $\omega_2$  son las velocidades angulares de los neumáticos traseros. A diferencia de [18,19], el análisis aquí mostrado demuestra claramente que la velocidad de las ruedas internas es menor que la de las externas, como se puede observar en la Figura 6.

Por otro lado, los ángulos  $\delta_1$  y  $\delta_2$  de los neumáticos delanteros están determinados por

$$\tan\delta_1 = \frac{L}{R + \frac{B}{2}} \quad (6)$$

$$\tan\delta_2 = \frac{L}{R - \frac{B}{2}} \quad (7)$$

Luego, combinando las ecuaciones (4) y (6) con las ecuaciones (5) y (7), respectivamente, se obtiene lo siguiente:

$$\omega_1 = \frac{\omega}{r} \sqrt{\left(\frac{L}{\tan\delta_1}\right)^2 + L^2}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega}{r} \sqrt{\left(\frac{L}{\tan\delta_2}\right)^2 + L^2}$$

Combinando estas ecuaciones, la proporción de la velocidad angular  $\omega_1$  con respecto a  $\omega_2$ ; es

$$\omega_1 = \frac{\tan\delta_1}{\tan\delta_2} \sqrt{\frac{1 + (\tan\delta_2)^2}{1 + (\tan\delta_1)^2}} \omega_2$$

11

En el caso de 4 HM, si quiere mantener esta relación de velocidad, también se debe trabajar en una dirección que permita obtener los ángulos  $\delta_1$  y  $\delta_2$  de los neumáticos delanteros según la geometría de Ackermann. En [25], se presenta una configuración de parámetros con una dirección de cremallera logrando la geometría de Ackermann.

Para el caso de solo 2 HM con tracción trasera o un EV o WR con tracción térmica, la relación angular de las ruedas también puede expresarse en términos de los ángulos  $\delta_1$  y  $\delta_2$  de los neumáticos delanteros o  $\delta_1$  del cuello de giro de la cabeza. Combinando las ecuaciones (6) y (7) con la ecuación (3), se obtiene

$$\omega_3 = \frac{\tan\delta_2}{\tan\delta_1} \omega_4 \quad (8)$$

Además, de la Figura 6, se puede obtener lo siguiente:

$$\cot\delta_1 - \cot\delta_2 = \frac{B}{L} \quad (9)$$

Combinando esta ecuación, con la ecuación (8), se obtiene

$$\omega_4 = \tan\delta_1 \left( \cot\delta_1 - \frac{B}{L} \right) \omega_3$$

o

$$\omega_4 = \left( 1 - \frac{B}{L} \tan\delta_1 \right) \omega_3 \quad (10)$$

De esta manera, es posible controlar mecánicamente la relación de transmisión de las ruedas traseras para girar a la derecha controlando el ángulo  $\delta_1$  de la llanta delantera izquierda del EV o el ángulo de giro del cuello del WR o LR. En la ecuación (10), para robots de dos ruedas o piernas, se puede asumir que es fijo o se modifica mediante un ángulo de visión ortogonal a  $\delta_1$ , como se verá más adelante. De forma similar, se aplica el mismo proceso para girar a la izquierda con un ángulo  $\delta_2$ . Esto se puede lograr con un arreglo de aceleradores, el acelerador principal conectado en serie a dos aceleradores secundarios, que van conectados a los controladores de los HM de las ruedas traseras, y que son accionados mediante el varillaje del sistema de dirección y las masas de las ruedas delanteras, como se esquematiza más adelante. Definido

$$f(\delta_1) = 1 - \frac{B}{L} \tan \delta_1 \quad (11)$$

Como factor de multiplicidad de velocidad (VMF). La gráfica de la ecuación (10) para  $B/L = 1$  (en verde) es la siguiente: En la Figura 7, la línea en negro corresponde a la regresión lineal entre los puntos:  $\{(0.79, 0), (-0.79, 2), (0.5, 0.45), (-0.5, 1.55)\}$ . Esta línea obedece a la siguiente ecuación:

$$g(\delta_1) = 1 - \frac{B}{L} 1.27 \delta_1 \quad (12)$$

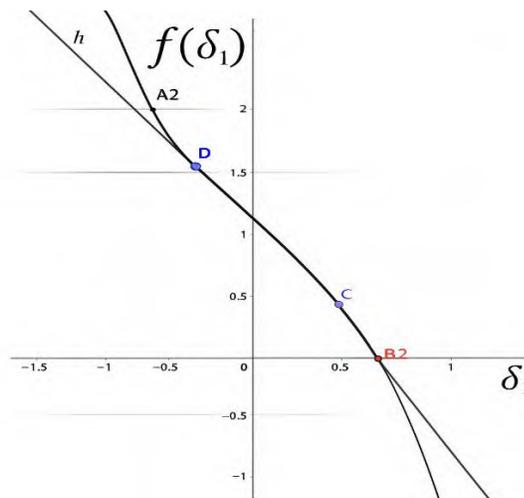


Fig. 7. Relación entre la velocidad angular y la rotación de la rueda en la ecuación (10) con  $B/L = 1$ .

Los puntos de esta línea coinciden con gran precisión con los del gráfico de la ecuación (11) entre los puntos de inflexión. Para obtener el punto de inflexión, se deriva la ecuación (11) y se iguala a 0; es decir,

$$\frac{df(\delta_1)}{d\delta_1} = -\frac{B \operatorname{sen}^2 \delta_1 - \cos^2 \delta_1}{L \cos^2 \delta_1} = 0$$

Consecuentemente,  $\text{sen}^2 \delta_1 = \text{cos}^2 \delta_1$ , lo cual implica  $\delta_1 = \pm 0.79$ ,  $f$  cambia su concavidad. Por otro lado, el pedal del acelerador, junto con el controlador, hace que la velocidad angular del neumático sea linealmente proporcional al recorrido de la resistencia del potenciómetro, como se muestra en la Figura 8.

Para relacionar el movimiento de las palancas de las masas que conectan el sistema de dirección (DS) con los brazos del pedal del acelerador, sea  $r_p$  el radio correspondiente a una fracción de la palanca de la masa del neumático que acopla el DS, siendo  $l_a$  la apertura correspondiente a la bisagra del acelerado. La descripción anterior define el diferencial electrónico, y a continuación se describen los cálculos necesarios para su ubicación estratégica.

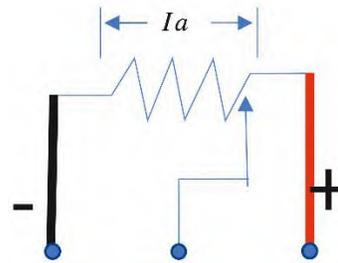


Fig. 8. Circuito básico de conexión de acelerador.

## 13

### E. Diferencial electromecánico

Considere una disposición de dos controladores, uno para cada motor HM en las llantas 3 y 4, y su respectivo acelerador. Estos deben estar estratégicamente ubicados entre los ejes del chasis y las palancas de las masas giratorias de las llantas delanteras 1 y 2.

Estos aceleradores están conectados en serie al control principal del acelerador, lo que permite que el vehículo acelere en línea recta sin la intervención de los aceleradores de masa. En este caso, estos aceleradores deben estar completamente cerrados para controlar completamente el acelerador principal 5 (Figura 9). En una curva, los aceleradores actúan en serie; es decir, los aceleradores conectados a la palanca de masa, que a su vez está conectada a la DS, se abren en un ángulo  $\delta_1$ , lo que provoca una disminución de la velocidad del HM4, según la ecuación (10). Según la ecuación (11), el acelerador conectado a la palanca de masa no debe abrirse en modo rectilíneo, ya que esto implicaría una disminución de la velocidad del HM4 al girar a la derecha.

El porcentaje de apertura de la bisagra del acelerador 1 es una función de la ecuación (11) (véase la Figura 9); de hecho, la desaceleración cambia de 1 a  $f(\delta_1)$ ; es decir,

$$l_a = (1 - f(\delta_1))l_{ma}$$

donde  $l_{ma}$  es la máxima apertura de la bisagra (ver Figura 5). La ecuación anterior también se puede escribir de la siguiente manera:

$$l_a = \frac{B}{L} \tan \delta_1 l_{ma} \quad (13)$$

Para determinar la posición correcta  $r_p$  que debe mantener el acelerador en la palanca de masa de dirección y su contraparte fija en el eje del chasis, se considera la conocida relación del ángulo del radio de la bisagra del acelerador, que es  $l_a = \delta_a r_a$ .

Generalmente, el ángulo máximo de un acelerador de pedal comercial es menor que el ángulo máximo de apertura de la palanca de masa. Además, según la ecuación (11), la distancia recorrida por una fracción del brazo de palanca y  $\delta_1$  debe ser igual a la apertura la del acelerador; por lo tanto,

$$l_a = r_p \delta_a \tag{14}$$

Y, substituyendo esto en ecuación (13), se obtiene

$$r_p = \frac{\frac{B}{L} \tan \delta_1 l_{ma}}{\delta_1} \tag{15}$$

O, considerando su respectiva aproximación, las ecuaciones (11) y (12) pueden igualarse para obtener ( $\frac{\tan \delta_1}{\delta_1} \cong 1.27$ ), que luego se substituyen en (15) para obtener

$$r_p \cong 1.27 \frac{B l_{ma}}{L} \tag{16}$$

14

El factor 1,27 se podría reducir considerando que, para ángulos pequeños, la linealización  $\tan(\delta_1)/\delta_1 \cong 1$ .

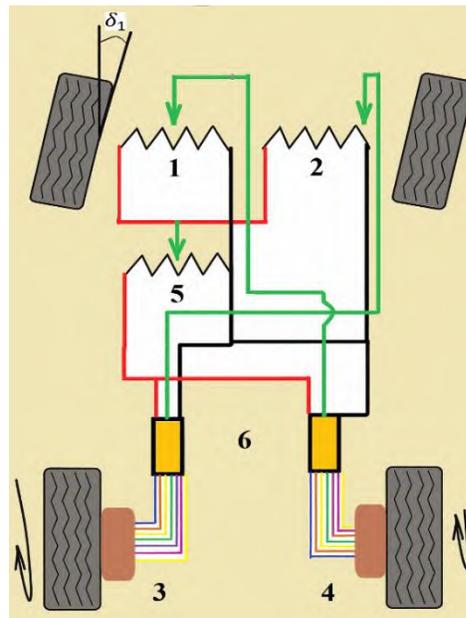


Fig. 9. Diagrama del circuito eléctrico de un MED.

### III. RESULTADOS

El diseño electrónico del MED se basa en las Figuras 6 y 9. En  $\delta_1 = 0^\circ$ , el acelerador 1 está completamente cerrado; este es el modo de máxima aceleración. Este acelerador está conectado por un lado al controlador 6 de HM4, por otro lado, está conectado en serie al acelerador 5, que tiene una perilla completa para acelerar o desacelerar, lo que permite un avance rectilíneo. Por ejemplo, un giro de  $40^\circ$  a la derecha de la llanta interior hace que el acelerador 1 se abra (ver Figura 12), lo que permite una disminución en la aceleración de la llanta 4 como una función de la relación angular en la ecuación (10). Nótese que, en las Figuras 6, 9 y 12, el acelerador 2 no se modifica por este movimiento; por lo tanto, el acelerador 5 tiene control directo de HM3; Según la Ecuación (10), la velocidad de HM4 depende de la velocidad de HM3 y del ángulo  $\delta_1$  que relaja el acelerador 1.

La Tabla 1 resume los valores del ángulo  $\delta_1$ , vs. el factor de velocidad  $f$  calculado con la Ecuación (11);  $l_a$  calculado con la ecuación (13) en cm; el  $\omega_4$  del HM4 teórico calculado con la ecuación (10), que se grafica en la Figura 10; y el ángulo  $\delta_a$  del acelerador, que se calcula y convirtió a grados. Para implementar este esquema, considere un modelo de un vehículo eléctrico urbano con  $B = 0.8$  m y  $L = 1.2$  m; es decir,  $B/L = 0.666$ , con una velocidad HM3 de  $\omega_3 = 625$  rpm que es constante y una relación de aceleración  $r_a = 6$  cm y una carrera máxima de apertura del acelerador  $l_{ma} = 3$  cm, entonces por la ecuación (16)  $r_p = 2.54$  cm.

TABLA 1  
ROTACIÓN DE ÁNGULO  $\delta_1$  CON RESPECTO A LA RAZÓN DE VELOCIDADES ANGULARES  $f$ . MODELO 0.666.

$\delta_1$	$f$	$l_a(\text{cm})$	$w_4(\text{rpm})$	$\delta_a$
$0^\circ$	1	0	625	$0^\circ$
$10^\circ$	0.882	0.354	551.25	$3.38^\circ$
$20^\circ$	0.7575	0.7275	473.43	$6.94^\circ$
$30^\circ$	0.6151	1.1547	384.46	$11.02^\circ$
$40^\circ$	0.4411	1.6767	275.72	$16.01^\circ$
$45^\circ$	0.3334	1.999	208.75	$19.08^\circ$

La Tabla 2 presenta los valores prácticos obtenidos con el prototipo MED de la Figura 11. El valor de  $\delta_{ap}$  se obtuvo presionando el pedal del acelerador 1 (véase la Figura 9) con la prensa mostrada en la Figura 11, asegurándose de que el valor se acercara lo más posible a los valores registrados en la Tabla 1, esto valores fueron medidos con un transportador. A continuación, se calculó el brazo de palanca mediante la siguiente ecuación:  $l_{ap} = \delta_{ap} * r_p$ . Finalmente, con el HM4 operando a 625 rpm, la velocidad práctica del HM4,  $\omega_{4p}$  fue la que se muestra en la Figura 10, medida con el prototipo con un tacómetro laser (véase la Figura 11).

TABLA 2  
ROTACIÓN DE ÁNGULO  $\delta_1$  CON RESPECTO A VELOCIDAD ANGULAR  $\omega_{4p}$ .

$\delta_1$	$\delta_a$	$l_a(\text{cm})$	$w_{4p}(\text{rpm})$
$0^\circ$	$0^\circ$	0	625
$10^\circ$	$3^\circ$	0.3	548
$20^\circ$	$7^\circ$	0.7	470
$30^\circ$	$11^\circ$	1.2	390
$40^\circ$	$16^\circ$	1.7	280
$45^\circ$	$20^\circ$	2	210

En el análisis de errores presentado en la Tabla 3, solo se consideraron los valores más representativos para obtener  $e_T$ , específicamente, los tres valores intermedios.

TABLA 3  
TABLA DE ERRORES.

$\delta_1$	$e_{la}\%$	$e_{w4}\%$	$e_{\delta a}\%$
0°	0	0	0
10°	12.4	0.589	11.24
20°	0.75	0.724	0.86
30°	0.4	1.44	0.18
40°	0.1	1.55	0.062
45°	4.55	0.598	4.82
$e_T$	0.41	0.98	0.336

De forma análoga a cómo un autor anterior [7] relacionó sus resultados teóricos con sus resultados prácticos, se hizo lo mismo aquí, manteniendo las proporciones en términos de ancho y longitud del vehículo. Aunque no es exactamente la misma formulación, también puede compararse con la ecuación (10), ya que se obtuvieron los mismos resultados teóricos para  $\omega_4$ . Los resultados son análogos a los de [7,21] para un ángulo de 6° con una velocidad de  $\omega_3 = 450$  rpm (47.1 rad/s), donde  $L = 2.7$  y  $B = 1.7$ , produciendo una razón de  $B/L = 0.629$ , entonces por ecuación (16)  $r_p = 2.4$  cm, esto da  $\omega_4 = 420.25$  rpm (43.98 rad/s). De manera similar, para un ángulo de 30°, con una escala de 10 : 1, los resultados son semejantes a [7]. Con una velocidad de  $\omega_5 = 215$  rpm (22.5 rad/s), se obtiene  $\omega_4 = 136.74$  rpm (14.4 rad/s), como se muestra en Tabla 4.

TABLA 4  
ANGULO  $\delta_1$  VS. FACTOR  $f$ . MODELO 0.629.

$\delta_1$	$f$	$l_a(cm)$	$\omega_4(rpm)$	$\omega_4(rpm)$	$\delta_a$
0°	1	0	215	450	0°
6°	0.93	0.2	200.78	420.25	1.9°
10°	0.889	0.333	191.13	400.05	3.18°
20°	0.771	0.687	165.76	346.95	6.56°
30°	0.636	1.092	136.74	287.55	10.45°
40°	0.472	1.584	101.52	212.4	15.12°
45°	0.371	1.887	79.76	166.95	18°

La Tabla 5 presenta los valores prácticos obtenidos del prototipo MED mostrado en la Figura 11 para el modelo MED 0.629, manteniendo una velocidad constante de 215 rpm y, posteriormente, de 450 rpm. Los valores de  $\delta_{ap}$  fueron los más cercanos a  $\delta_a$ , y se midió la velocidad  $\omega_4$  de HM4, denotada como  $\omega_{4p}$  en el prototipo.

TABLA 5. ANGULO  $\delta_1$  VS. FACTOR  $\omega_{4p}$ . MODELO 0.629.

$\delta_1$	$\delta_a$	$\omega_4(rpm)$	$\omega_4(rpm)$
0°	0°	215	450
6°	2°	200	420
10°	3.1°	190	400
20°	6.5°	166	345
30°	10.4°	135	287
40°	15.1°	101	210
45°	8°	79	167

La siguiente gráfica representa la velocidad  $\omega_4 * 10^{-3}$  de ecuación (10) como una función de  $\delta_1$  en radianes, y  $\omega_{4p} * 10^{-3}$  vs  $\delta_1$  en radianes.

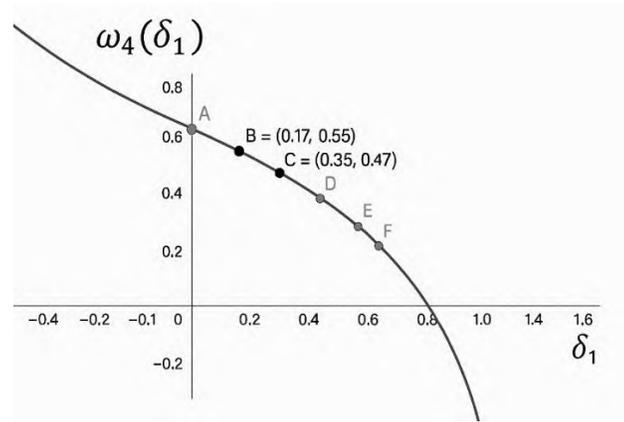


Fig. 10. Velocidad angular  $\omega_4$  (curva) y  $\omega_{4p}$  (puntos).

Los puntos del gráfico corresponden a las velocidades medidas con el simulador; este es el prototipo del MED, como se muestra en la Figura 11, implementado en un vehículo pequeño equipado con motores de cubo en las ruedas traseras. El vehículo funcionaba con autonomía energética, utilizando paneles solares y baterías de litio, como se describe en [8].

17

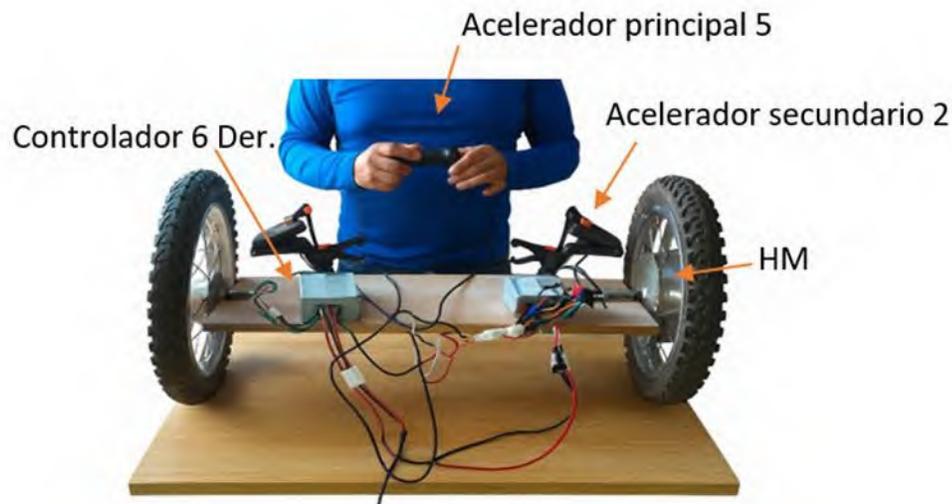


Fig. 11. Prototipo MED para pruebas de simulación.

La prensa que sujeta los pedales del acelerador simuló la compresión de las palancas de dirección. El acelerador manual simuló el pedal del acelerador 5, como se muestra en la Figura 9. El controlador izquierdo se programó para que el motor funcionara en sentido contrario al derecho, ya que ambos estaban opuestos y, por lo tanto, giraban en la misma dirección. Para cada punto obtenido en la Tabla 2 para  $\omega_{4p}$ , el acelerador derecho se mantuvo siempre

presionado para permitir que todo el control del acelerador manual alcanzara casi el máximo de 625 rpm (esto es extremo en la práctica), mientras que el pedal del acelerador izquierdo tenía aberturas en la columna de  $l_a$  con respecto al ángulo  $\delta_a$ . De igual manera, se realizaron dos pruebas adicionales en este prototipo MED con velocidades constantes de 615 rpm y 450 rpm para la rueda 3. Los datos experimentales recopilados para la rueda 4 se presentan en la Tabla 5.

### A. Diseño mecánico

Según la ecuación (16), es posible diseñar la posición del pedal del acelerador en la masa de la rueda y el eje del chasis; es decir, una parte del brazo del pedal está fijada al eje del chasis, considerando que el extremo del brazo del acelerador está fijado a 2.54 cm para el caso del modelo 0.66, en el eje del chasis. El otro brazo del acelerador se conecta a la varilla de masa que conecta al DS, como se muestra en la Figura 12. Cabe destacar que esta conexión a la palanca de masa no tiene efecto en caso de movimiento hacia el otro lado ( $\delta_1$ ); este movimiento debe desconectarse, ya que rompería el acelerador que está fijado al eje del chasis. Esta es la razón por la que el acelerador que está en la otra llanta del vehículo (acelerador 2) no participa cuando se abre el acelerador 1.

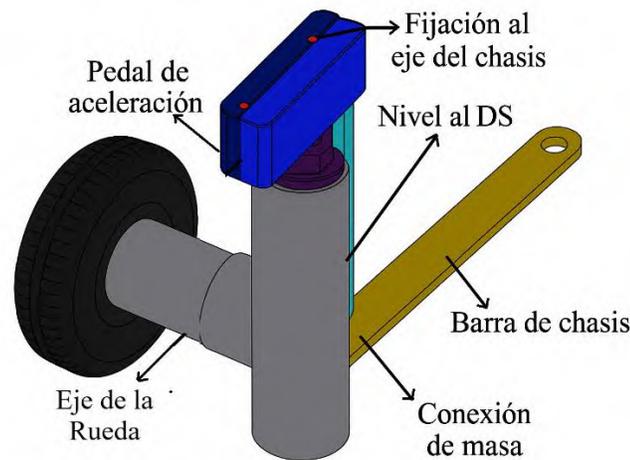


Fig. 12. Posición del acelerador secundario, en masa de rueda.

La Figura 12 ilustra con detalle el mecanismo mediante el cual una parte del acelerador se fija al eje del chasis y se conecta tanto a la palanca como a la masa del neumático, la cual, a su vez, está vinculada al sistema DS. La bisagra se monta sobre el eje del chasis a una distancia de 2.5 cm de su extremo y a 3.5 cm del extremo articulado. Esta disposición responde a que la abertura del acelerador es menor que la del brazo de palanca del DS. El análisis realizado evidencia que el acelerador no alcanza su apertura total; de acuerdo con los datos de la Tabla 1, su desplazamiento se encuentra en un rango de 0 a 2 cm, valor inferior a su apertura máxima de 3 cm. Asimismo, la unión entre el acelerador y la palanca presenta un carácter flexible, permitiendo su desconexión al girar hacia el lado opuesto, conforme a la geometría de Ackermann. Esta desconexión resulta indispensable para evitar daños en el acelerador, el cual permanece fijo al eje del chasis.

En aplicaciones con robots de dos ruedas o piernas, la distancia entre ejes  $L$  no es un parámetro determinante, pudiéndose definir un valor arbitrario superior al diámetro de la rueda, o bien, establecerse a partir del ángulo de visión hacia abajo que adopta el robot durante un giro lateral. En este contexto, los aceleradores secundarios deberían instalarse en la zona del cuello del robot, a una distancia variable  $r_p$ , en función del ángulo  $\varphi$  que forma la línea de visión con la horizontal, considerando además la altura del “ojo” del robot, tal como se representa en la Figura 13.

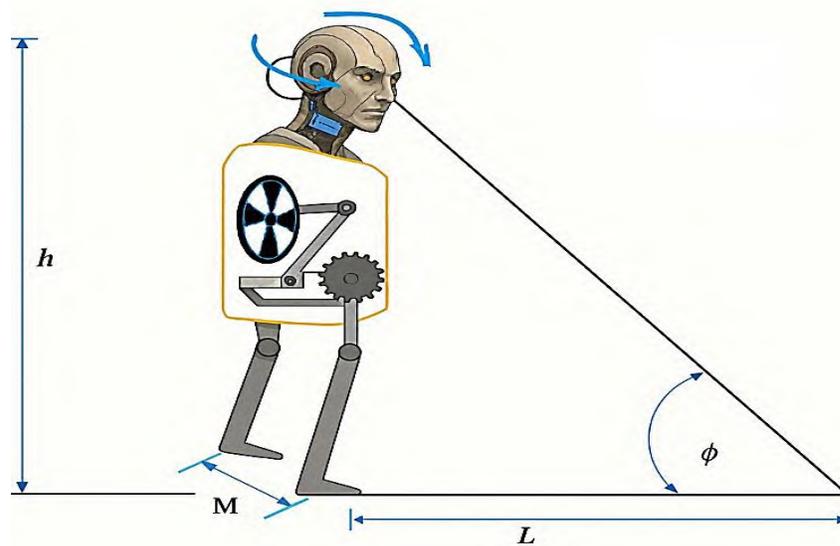


Fig. 13. Diseño del acelerador montado en el cuello del LR.

El movimiento de la cabeza convierte el ángulo de visión  $\phi$  en apertura del acelerador mediante una palanca acoplada; el punto de fijación se ubica a una distancia variable  $r_p$  (función de  $\phi$  y de la altura ocular  $h$ ), considerando la separación longitudinal  $L$  y la base  $M$ . Este arreglo habilita el control diferencial durante el giro lateral. Entonces la ecuación (16) ahora es

$$r_p = 1.27 \frac{Bl_{ma} \tan \phi}{h} \quad (17)$$

Y la posición de  $r_p$  cambia cada vez que el robot mueve su cabeza hacia arriba o abajo. El MED se implementó en un VE ultra compacto, como se muestra en la Figura 14, observándose un funcionamiento adecuado.”



Fig. 14. Prototipo de VE con MED incluido.

## IV. CONCLUSIONES

Como se demuestra en este trabajo, un MED, construido con un diseño simple basado en tres aceleradores de pedal comerciales conectados en una configuración serie-paralelo con sus respectivos controladores, funciona eficazmente como un diferencial electrónico. La disposición mecánica de los aceleradores dentro del sistema de dirección elimina la necesidad de codificadores electrónicos, que se utilizan habitualmente para la recopilación de datos ([3] y las referencias citadas).

La Figura 12 ilustra claramente el mecanismo de apertura del acelerador, que está conectado al controlador, mientras que la Figura 13 presenta diferentes enfoques de ingeniería para el diseño del acelerador en el cuello de un LR. La acción está controlada por un mecanismo que permite que el acelerador se abra solo en una dirección de rotación horizontal del cuello del robot, si la distancia  $L$  es fija arbitraria, y la apertura del acelerador es variable si esta depende también de la rotación vertical de la cabeza del robot. En la Figura 12, la apertura del acelerador se interrumpe cuando la rotación ocurre en la dirección opuesta al movimiento de apertura. En ambos casos, la acción inversa no es posible, ya que girar en la dirección opuesta obligaría a cerrar de más el acelerador, lo que podría causar daños.

El prototipo MED se implementó en un mini-EV equipado con los mismos motores de 350 W y 36 V, alimentados por baterías de iones de litio de 36 V y complementados con paneles solares para una mayor autonomía [8]. Además, la Figura 12 considera la aproximación  $\tan \delta_1 / \delta_1 \cong 1$ . Se implementó el modelo MED 1, y el prototipo se probó con los modelos MED 0.66 y MED 0.629.

Una de las principales desventajas del sistema MED es que los pedales de acelerador comerciales son frágiles, ya que están hechos de plástico. Al atornillarse a la masa del chasis y al varillaje de dirección, son propensos a sufrir daños irreparables debido a movimientos bruscos. Sin embargo, estos aceleradores pueden fabricarse en aluminio o acero, lo que les permitiría soportar un uso intensivo.

20

### **CRedit** (Contributor Roles Taxonomy)

**Contribuciones de los autores:** Conceptualización: **JARB**; Metodología: **FJGR**; Software: **YJF**; Investigación: **DASH**; Redacción y preparación del borrador original: **DASH**; Redacción, revisión y edición: **FJGR**; Supervisión: **ARDBA**; Análisis formal: **JFN**; Administración del proyecto: **JARB**; Adquisición de fondos: **ARDBA**.

**Financiamiento:** Los autores declaran al Tecnológico Nacional de México (TecNM) como la entidad financiadora principal de este trabajo, mediante el proyecto “Diseño y construcción de un vehículo eléctrico compacto y austero para uso urbano, con autonomía energética basada en baterías de litio, paneles solares y frenado regenerativo”

**Declaración de disponibilidad de datos:** Los datos se encuentran en el artículo.

**Agradecimientos:** Los autores agradecen a **Tecnológico Nacional de México, campus Querétaro (TecNM-Querétaro)** por el apoyo otorgado mediante el proyecto de diseño y construcción de un vehículo eléctrico compacto y austero, fabricado en fibra de vidrio para uso urbano, con autonomía energética basada en baterías de litio, paneles solares y frenado regenerativo. Su acompañamiento técnico, el acceso a infraestructura y la participación de docentes y estudiantes fueron determinantes para el cumplimiento de los objetivos de este trabajo. Asimismo, al **Instituto Politécnico Nacional (IPN)** por el respaldo institucional y las facilidades académicas y administrativas que hicieron posible el desarrollo de esta investigación.

**Conflicto de interés:** Los autores declaran que no existe conflicto de interés.

## REFERENCIAS

- [1] T. M. Bandhauer, S. Garimella, T. F. Fuller, “A critical review of thermal issues in lithium-ion batteries,” *Journal of The Electrochemical Society*, vol. 158, no. 3, p. R1, 2011, doi: <https://doi.org/10.1149/1.3515880>.
- [2] O. Pratap-Jadhav, Rohith, M. Vadali, “Un controlador de par diferencial para robots móviles autónomos con ruedas,” *Proceedings of the 5th International Conference on Advances in Robotics*, art. 12, pp. 1–7, 2021.
- [3] S. Sharma, R. Pegu, P. Barman, “Electronic differential for electric vehicle with single wheel reference,” *Proceedings of the 2015 1st Conference on Power, Dielectric and Energy Management at NERIST (ICPDEN)*, pp. 1–5, 2015, doi: <https://doi.org/10.1109/ICPDEN.2015.7084571>.
- [4] N. Hashemnia, B. Asaei, “Comparative study of using different electric motors in the electric vehicles,” *Proceedings of the 18th International Conference on Electrical Machines*, pp. 1–5, 2008, doi: <https://doi.org/10.1109/ICELMACH.2008.4800064>.
- [5] K. Deepak, M. A. Frikha, Y. Benômar, M. E. Baghdadi, O. Hegazy, “In-wheel motor drive systems for electric vehicles: State of the art, challenges, and future trends,” *Energies*, vol. 16, no. 8, art. 3121, 2023, doi: <https://doi.org/10.3390/en16083121>.
- [6] J. Linares-Flores, O. Castro-Heredía, C. Garcia-Rodríguez, “Diseño e implementación de un diferencial electrónico para en vehículo eléctrico de tracción de cuatro ruedas,” 2022, available: <http://repositorio.utm.mx:8080/jspui/handle/123456789/406>.
- [7] M. Moazen, M. B. B. Sharifian, M. Sabahi, “Electric differential for an electric vehicle with 4WD/2WS ability,” *2016 24th Iranian Conference on Electrical Engineering (ICEE)*, pp. 751–756, 2016.
- [8] A. J. Reséndiz Barrón, M. A. Ramos Pérez, A. Salas Flores, F. J. García Rodríguez, “Design and manufacture of electric vehicle body with solar panels for urban use,” *Revista de Ciencias Tecnológicas*, vol. 8, pp. 1–14, 2025, doi: <https://doi.org/10.29057/rct.v8i0.1234>.
- [9] C. Contò, N. Bianchi, “E-bike motor drive: A review of configurations and capabilities,” *Energies*, vol. 16, no. 1, art. 160, 2023, doi: <https://doi.org/10.3390/en16010160>.
- [10] H. Kahveci, H. Okumus, H. Ekici, “An electronic differential system using fuzzy-logic speed-controlled in-wheel brushless DC motors,” *4th International Conference on Power Engineering, Energy and Electrical Drives*, pp. 881–885, 2013, doi: <https://doi.org/10.1109/POWERENG.2013.6635670>.
- [11] A. Haddoun, M. Benbouzid, D. Diallo, R. A. J. Jamel, K. Srairi, “Design and implementation of an electric differential for traction application,” *2010 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, pp. 1–6, 2010, doi: <https://doi.org/10.1109/VPPC.2010.5729106>.
- [12] B. Tabbache, A. Kheloui, M. Benbouzid, “An adaptive electric differential for electric vehicles motion stabilization,” *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 60, no. 1, pp. 104–110, 2022, doi: <https://doi.org/10.1109/TVT.2022.3157489>.
- [13] Y. Chen, J. Wang, “Design and evaluation on electric differentials for overactuated electric ground vehicles with four independent in-wheel motors,” *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 60, no. 4, pp. 1534–1542, 2012, doi: <https://doi.org/10.1109/TVT.2012.2104310>.
- [14] R. N. Tuncay, O. Ustun, M. Yilmaz, C. Gokce, U. Karakaya, “Design and implementation of an electric drive system for in-wheel motor electric vehicle applications,” *2011 IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC)*, 2011.
- [15] S. Konduri, E. O. Cobos-Torres, P. R. Pagilla, “Dinámica y control de un robot de accionamiento diferencial con deslizamiento de ruedas: Aplicación a la coordinación de múltiples robots,” *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, vol. 139, no. 1, 2017, doi: <https://doi.org/10.1115/1.4035006>.
- [16] L. Clavero-Ordóñez, J. Fernández-Ramos, A. Gago-Calderón, “Electronic differential system for light electric vehicles with two in-wheel motors,” *International Conference on Renewable Energies and Power Quality (ICREPQ'18)*, pp. 326–329, 2018, doi: <https://doi.org/10.24084/repqj16.417>.
- [17] F. Aghili, “Fault-tolerant torque control of BLDC motors,” *IEEE Transactions on Power Electronics*, vol. 26, no. 1, pp. 355–363, 2011, doi: <https://doi.org/10.1109/TPEL.2010.2054112>.
- [18] M. Yıldırım, H. Kurum, “Electronic differential system for an electric vehicle with four in-wheel PMSM,” *2020 IEEE 91st Vehicular Technology Conference (VTC2020-Spring)*, 2020.
- [19] F. J. Perez-Pinal, I. Cervantes, A. Emadi, “Stability of electric differential for traction applications,” *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 58, no. 8, pp. 3224–3233, 2009, doi: <https://doi.org/10.1109/TVT.2009.2023754>.

- [20] E. O. Cobos-Torres, S. Konduri, P. R. Pagilla, “Estudio del deslizamiento de las ruedas y las fuerzas de tracción en robots de accionamiento diferencial y estrategia de control para evitar el deslizamiento,” *2014 American Control Conference (ACC)*, 2014.
- [21] Y. P. Yang, X. Y. Xing, “Design of electric differential system for an electric vehicle with dual wheel motors,” *2008 47th IEEE Conference on Decision and Control (CDC)*, pp. 4414–4419, 2008.
- [22] A. Aggarwal, “Electronic differential in electric vehicle,” *International Journal of Scientific and Engineering Research*, vol. 4, no. 8, pp. 1322–1330, 2013.
- [23] Y. Zhang, D. Hong, J. Chung, S. Velinsky, “Control de seguimiento robusto basado en un modelo dinámico de un robot móvil con ruedas con dirección diferencial,” *1998 American Control Conference (ACC)*, 1998.
- [24] M. Kalyoncu, F. Demirbaş, “Seguimiento de trayectoria de robot móvil con accionamiento diferencial mediante un controlador de retroceso basado en PID y cinemático,” *Selçuk University Journal of Engineering, Science and Technology*, vol. 5, no. 1, pp. 1–15, 2017.
- [25] D. Koladia, “Mathematical model to design rack and pinion Ackerman steering geometry,” *International Journal of Scientific and Engineering Research*, vol. 5, no. 7, pp. 716–720, 2014.
- [26] A. J. Reséndiz-Barrón, Y. Jiménez-Flores, F. J. García-Rodríguez, A. Medina, D. A. Serrano-Huerta, “Instrumentation of an electronic–mechanical differential for electric vehicles with hub motors,” *World Electric Vehicle Journal*, vol. 16, no. 3, art. 179, 2025, doi: <https://doi.org/10.3390/wevj16030179>.