



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS
INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE
MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN
VEHÍCULO 4X4**

Jaime Antonio Manzanera Zaldo

Director: Dr. Antonio García y de Garmendia

Madrid

Julio de 2026

Declaración de originalidad

Declaro bajo mi responsabilidad que el Proyecto presentado con el título **Diseño del sistema de motorización eléctrica de un vehículo 4x4** de la ETS de Ingeniería – ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el curso académico **cuarto curso de grado GITI** es de mi autoría y no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos. El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido tomada de otros documentos está debidamente referenciada.

Uso de Inteligencia Artificial¹

Declaro bajo mi responsabilidad que (indicar la opción correcta):

☐ No he utilizado Inteligencia Artificial en la elaboración del presente documento.

☒ He utilizado Inteligencia Artificial en la elaboración del presente documento y/o del Anexo B siempre en las condiciones permitidas por la Universidad Pontificia Comillas, es decir, aplicando el Nivel 2 de la [Escala de Evaluación de Perkins et al. \(2024\)](#): *“La IA puede utilizarse para actividades previas a la tarea, como la lluvia de ideas, la descripción y la investigación inicial. Este nivel se centra en el uso de la IA para la planificación, las síntesis y la generación de ideas, pero las evaluaciones deben hacer hincapié en la capacidad de desarrollar y refinar estas ideas de forma independiente”*. En concreto, las Inteligencia Artificial ha sido empleada para:

La Inteligencia Artificial se ha empleado como herramienta de apoyo en las siguientes tareas:

- Búsqueda y síntesis de bibliografía técnica, cuya existencia y contenido se han verificado posteriormente en las fuentes originales.
- Estructuración y organización de los capítulos y planificación de los apartados antes de su redacción.
- Apoyo en la redacción de borradores de determinados capítulos a partir de ideas, datos y decisiones aportados por el autor, posteriormente revisados y editados por este.
- Revisión ortográfica, de estilo y de coherencia del texto redactado.
- Verificación y comprobación de cálculos y resultados numéricos previamente obtenidos por el autor.

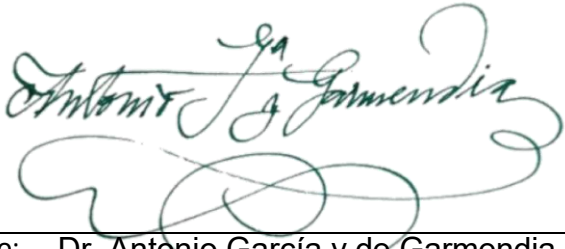


Firmado (alumno): Jaime Antonio Manzanera Zaldo

Fecha: 2 de julio, 2026

¹ Esta declaración se refiere al uso de la Inteligencia Artificial generativa para realizar los documentos del Proyecto (Anexo B y Memoria). No aplica a Proyectos donde, por su naturaleza, deban emplear inteligencia artificial como parte de los mismos (aplicación de técnicas de aprendizaje automático, redes neuronales, análisis de datos...)

Autorización para la entrega del Proyecto

El Director del Proyecto	El co-Director del Proyecto (si aplica)
	
Fdo: Dr. Antonio García y de Garmendia	Fdo:
Fecha: 2 de Julio, 2026	Fecha:



GRADO EN INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS
INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE
MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN
VEHÍCULO 4X4**

Jaime Antonio Manzanera Zaldo

Director: Dr. Antonio García y de Garmendia

Madrid
Julio de 2026

Agradecimientos

A mi familia, por haberme apoyado durante toda la carrera y por haber estado siempre presente en cada etapa de este camino. Especialmente a mis padres y abuelos, por su esfuerzo, su confianza y su paciencia en los momentos más exigentes. Su apoyo ha sido fundamental para poder llegar hasta aquí, tanto en lo académico como en lo personal. Este trabajo supone el cierre de una etapa muy importante, y no habría sido posible sin el respaldo de quienes me han acompañado desde el principio.

DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN VEHÍCULO 4X4

Autor: Manzanera Zaldo, Jaime Antonio.

Director: García y de Garmendia, Antonio.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas.

RESUMEN DEL PROYECTO

Este trabajo desarrolla el dimensionamiento conceptual del sistema de propulsión eléctrica de un vehículo 4x4 con cuatro motores independientes, uno por rueda, centrado en el frenado regenerativo como complemento del freno mecánico convencional. Los resultados obtenidos confirman la viabilidad técnica del sistema: bajo condiciones de uso representativas (ciclo WLTP), el frenado regenerativo cubre la totalidad de la demanda de frenado sin intervención mecánica, con una aportación económica específica de hasta 5.219 € a lo largo de 200.000 km. El sistema presenta además un balance ambiental favorable, con una reducción de hasta el 64% en emisiones de CO₂ frente a un vehículo convencional de gasolina.

Palabras clave: vehículo eléctrico, tracción total, frenado regenerativo, motor IPMSM, dimensionamiento.

1. Introducción

La industria de la automoción atraviesa un proceso de electrificación que se extiende progresivamente a segmentos con requisitos técnicos más exigentes, entre ellos los vehículos de tracción total. En un 4x4 convencional, el reparto de par entre ruedas se resuelve mediante caja de transferencia y diferenciales mecánicos, lo que añade peso, complejidad y pérdidas por fricción. La sustitución del motor de combustión por motores eléctricos independientes, uno por rueda, traslada este reparto al dominio electrónico y simplifica la arquitectura mecánica del vehículo. Adicionalmente, la reversibilidad inherente al motor eléctrico permite recuperar parte de la energía cinética disipada durante la frenada, capacidad conocida como frenado regenerativo. El presente trabajo se centra precisamente en el diseño conceptual de un sistema de propulsión eléctrica para un vehículo 4x4, prestando especial atención al papel del frenado regenerativo como complemento del sistema de frenado mecánico convencional.

2. Definición del proyecto

El objetivo general del trabajo es el dimensionamiento conceptual del sistema de propulsión eléctrica de un vehículo 4x4 con motores independientes por rueda, con especial atención a la integración del frenado regenerativo. Como objetivos particulares se plantean la revisión del estado del arte de las arquitecturas de tracción total eléctrica, la definición de una arquitectura conceptual del sistema con frenado regenerativo integrado, el análisis de sus límites técnicos y su capacidad para reducir la dependencia del freno mecánico, un análisis económico y su contribución a los Objetivos de Desarrollo Sostenible. El alcance del trabajo se limita a un dimensionamiento preliminar

a nivel de sistema: quedan fuera el diseño electromagnético detallado del motor, la electrónica de potencia asociada, el desarrollo de algoritmos de control de estabilidad o torque vectoring, la validación experimental de los resultados y el análisis formal de patentabilidad de la solución propuesta.

3. Descripción del sistema

El sistema propuesto se basa en una arquitectura de tracción total con cuatro motores eléctricos independientes, uno por rueda, que sustituye el diferencial mecánico convencional por un reparto de par gestionado íntegramente en el dominio electrónico (Figura 1). Cada motor transmite su par a la rueda correspondiente a través de una etapa reductora, y el conjunto se alimenta de una única batería de tracción dimensionada para la autonomía objetivo del vehículo. En fase de tracción, el par se distribuye entre las cuatro ruedas según un reparto simétrico; en fase de frenado, los motores pueden operar como generadores, recuperando parte de la energía cinética del vehículo, mientras el freno mecánico convencional actúa como respaldo cuando la demanda de frenado supera la capacidad regenerativa disponible o las condiciones de la batería no permiten recuperar energía de forma segura.

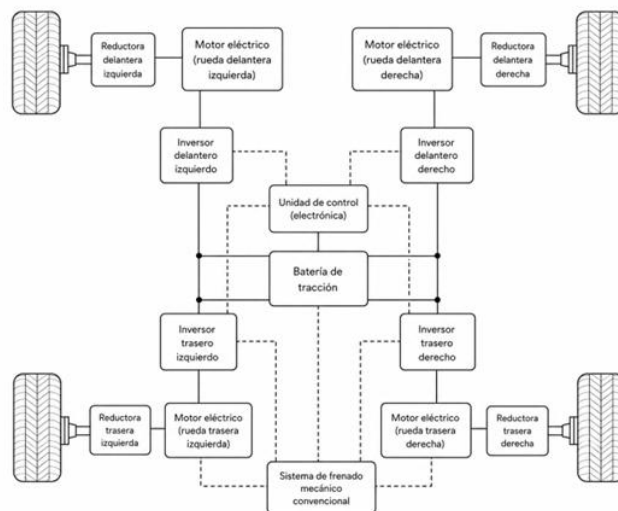


Figura 1. Esquema conceptual arquitectura considerada. Elaboración propia (2026).

4. Resultados

El dimensionamiento del sistema, desarrollado a partir de un modelo longitudinal simplificado del vehículo, determina una fuerza máxima de tracción de 9.284 N, un par máximo de 789,1 Nm por rueda y una potencia de pico de 117,3 kW repartida entre los cuatro motores, con una batería de 63,1 kWh dimensionada para una autonomía objetivo de 300 km. La simulación de distintos escenarios de operación confirma que el motor dispone de margen suficiente frente a los límites de su envolvente de par y potencia (Figura 2).

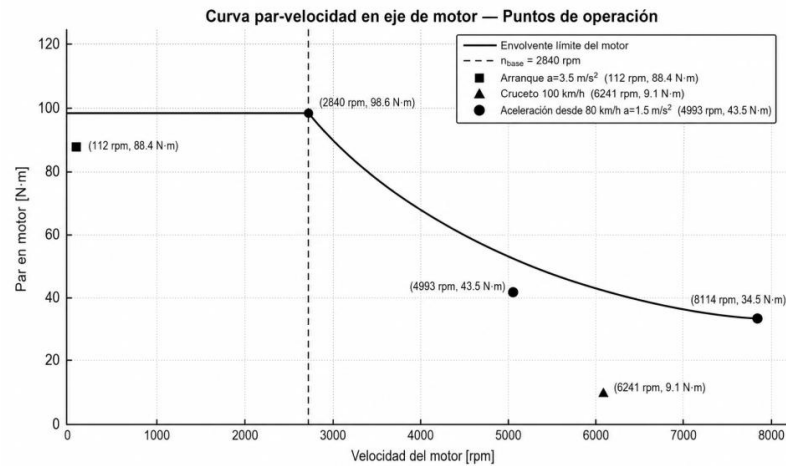


Figura 2. Curva par-velocidad en eje de motor con puntos de operación. Elaboración propia (2026).

En cuanto al frenado regenerativo, la simulación sobre el ciclo de conducción WLTP oficial confirma que, en condiciones de uso representativas, el sistema recupera la totalidad de la energía de frenada sin intervención del freno mecánico por límite de potencia (tasa de recuperación del 85%), mientras que, en un escenario de frenada de emergencia más exigente, el freno mecánico sí actúa (tasa de recuperación del 64,5%). Esta capacidad se traduce en una aportación económica específica de entre 2.460 € y 5.219 € a lo largo de 200.000 km, por reducción del desgaste de frenos y valor de la energía recuperada. De forma independiente, el sistema en su conjunto reduce hasta un 64% las emisiones acumuladas de CO₂ frente a un vehículo de gasolina.

5. Conclusiones

El sistema de propulsión eléctrica con tracción total y frenado regenerativo propuesto resulta técnicamente viable, con margen suficiente en par y potencia frente a los escenarios de diseño más exigentes. Su contribución ambiental es además favorable frente a un vehículo convencional equivalente, y el frenado regenerativo aporta un ahorro económico específico y cuantificable a lo largo de la vida útil del vehículo, lo que confirma la solución como una base sólida para su desarrollo en fases posteriores de ingeniería de detalle.

6. Bibliografía

- [1] UNECE. *Global Technical Regulation No. 15 — WLTP*. ECE/TRANS/180/Add.15, 2021. <https://unece.org/sites/default/files/2022-06/ECE-TRANS-180a15am6e.pdf>
- [2] Hicks, W., Green, D.C., Beevers, S. "Quantifying the change of brake wear particulate matter emissions through powertrain electrification in passenger vehicles". *Environmental Pollution*, 336, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.envpol.2023.122400>
- [3] Bieker, G. "Life-cycle greenhouse gas emissions from passenger cars in the European Union: A 2025 update". ICCT, 2025. <https://theicct.org/publication/electric-cars-life-cycle-analysis-emissions-europe-jul25>

DESIGN OF THE ELECTRIC MOTORIZATION SYSTEM FOR A 4X4 VEHICLE

Author: Manzanera Zaldo, Jaime Antonio.

Supervisor: García y de Garmendia, Antonio.

Collaborating Entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas.

ABSTRACT

This project develops the conceptual sizing of the electric propulsion system for a 4x4 vehicle with four independent motors, one per wheel, focusing on regenerative braking as a complement to the conventional mechanical brake. The results obtained confirm the technical feasibility of the system: under representative usage conditions (WLTP cycle), regenerative braking covers the entire braking demand without mechanical intervention, with a specific economic contribution of up to €5,219 over 200,000 km. The system also presents a favorable environmental balance, with a reduction of up to 64% in CO₂ emissions compared to a conventional gasoline vehicle.

Keywords: electric vehicle, all-wheel drive, regenerative braking, IPMSM motor, sizing.

1. Introduction

The automotive industry is undergoing a process of electrification that is progressively extending to segments with more demanding technical requirements, among them all-wheel-drive vehicles. In a conventional 4x4, torque distribution between wheels is achieved through a transfer case and mechanical differentials, which adds weight, complexity, and friction losses. Replacing the internal combustion engine with independent electric motors, one per wheel, shifts this torque distribution to the electronic domain and simplifies the vehicle's mechanical architecture. Additionally, the inherent reversibility of the electric motor allows part of the kinetic energy dissipated during braking to be recovered, a capability known as regenerative braking. This project focuses precisely on the conceptual design of an electric propulsion system for a 4x4 vehicle, paying particular attention to the role of regenerative braking as a complement to the conventional mechanical braking system.

2. Project Definition

The overall objective of this project is the conceptual sizing of the electric propulsion system for a 4x4 vehicle with independent motors per wheel, with particular attention to the integration of regenerative braking. The specific objectives include reviewing the state of the art of electric all-wheel-drive architectures, defining a conceptual system architecture with integrated regenerative braking, analyzing its technical limits and its capacity to reduce reliance on the mechanical brake, evaluating the economic viability of the proposed solution, and assessing its contribution to the Sustainable Development Goals. The scope of the project is limited to a preliminary system-level sizing: the detailed electromagnetic design of the motor, the associated power electronics, the

development of stability control or torque vectoring algorithms, experimental validation of the results, and a formal patentability analysis of the proposed solution fall outside this scope.

3. System Description

The proposed system is based on an all-wheel-drive architecture with four independent electric motors, one per wheel, replacing the conventional mechanical differential with a torque distribution managed entirely in the electronic domain (Figure 1). Each motor transmits its torque to the corresponding wheel through a reduction gear stage, and the whole assembly is powered by a single traction battery sized for the vehicle's target range. During traction, torque is distributed among the four wheels according to a symmetric split; during braking, the motors can operate as generators, recovering part of the vehicle's kinetic energy, while the conventional mechanical brake acts as a backup when braking demand exceeds the available regenerative capacity or when battery conditions do not allow energy to be recovered safely.

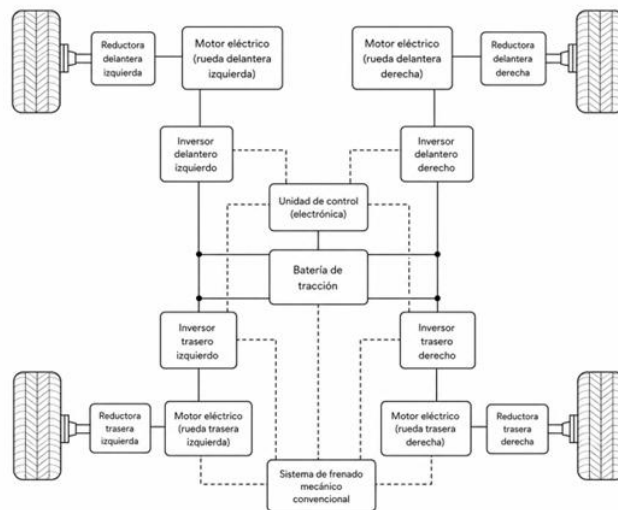


Figure 1. Conceptual diagram of the architecture considered. Own elaboration (2026).

4. Results

The system sizing, developed from a simplified longitudinal vehicle model, yields a maximum traction force of 9,284 N, a maximum torque of 789.1 Nm per wheel, and a peak power of 117.3 kW distributed across the four motors, with a 63.1 kWh battery sized for a target range of 300 km. The simulation of different operating scenarios confirms that the motor has sufficient margin against the limits of its torque and power envelope (Figure 2).

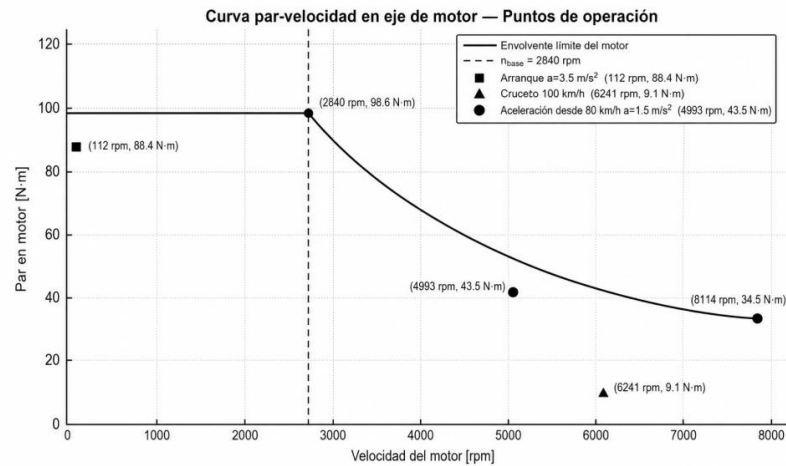


Figure 2. Torque-speed curve at the motor shaft with operating points. Own elaboration (2026).

Regarding regenerative braking, the simulation over the official WLTP driving cycle confirms that, under representative usage conditions, the system recovers the entire braking energy without mechanical brake intervention due to power limits (85% recovery rate), whereas, in a more demanding emergency braking scenario, the mechanical brake does intervene (64.5% recovery rate). This capability translates into a specific economic contribution of between €2,460 and €5,219 over 200,000 km, from reduced brake wear and the value of recovered energy. Independently, the system as a whole reduces cumulative CO₂ emissions by up to 64% compared to a gasoline vehicle.

5. Conclusions

The proposed electric propulsion system with all-wheel drive and regenerative braking proves to be technically feasible, with sufficient margin in torque and power against the most demanding design scenarios. Its environmental contribution is also favorable compared to an equivalent conventional vehicle, and regenerative braking provides a specific and quantifiable economic saving over the vehicle's service life, confirming the solution as a solid basis for its development in later stages of detailed engineering.

6. Bibliography

- [1] UNECE. *Global Technical Regulation No. 15 — WLTP*. ECE/TRANS/180/Add.15, 2021. <https://unece.org/sites/default/files/2022-06/ECE-TRANS-180a15am6e.pdf>
- [2] Hicks, W., Green, D.C., Beevers, S. "Quantifying the change of brake wear particulate matter emissions through powertrain electrification in passenger vehicles". *Environmental Pollution*, 336, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.envpol.2023.122400>
- [3] Bieker, G. "Life-cycle greenhouse gas emissions from passenger cars in the European Union: A 2025 update". ICCT, 2025. <https://theicct.org/publication/electric-cars-life-cycle-analysis-emissions-europe-jul25>

Índice de la memoria

Capítulo 1. Introducción	6
1.1 Vehículos eléctricos con tracción total.....	6
1.2 Motivación del proyecto.....	7
1.3 Alcance.....	8
1.4 Estructura de la memoria.....	8
Capítulo 2. Estado de la Cuestión	10
2.1 Evolución de las arquitecturas de tracción eléctrica.....	10
2.2 Sistemas 4x4 eléctricos con motores independientes	12
2.3 Diferencial mecánico y diferencial electrónico	15
2.4 Frenado regenerativo en vehículos eléctricos.....	17
2.5 Integración conjunta de tracción y frenado	19
2.6 Revisión de patentes existentes	20
2.7 Conclusiones	22
Capítulo 3. Condiciones y demanda.....	25
3.1 Vehículo de referencia.....	25
3.2 Requisitos de diseño	27
3.3 Arquitectura seleccionada	28
3.4 Hipótesis generales de cálculo.....	30
3.5 Modelo longitudinal del vehículo.....	31
3.6 Escenarios de operación	34
3.7 Límites de funcionamiento y condiciones críticas	36
3.8 Cálculo de fuerzas resistentes.....	38
3.9 Cálculo de potencia requerida	40
3.10 Par por rueda y extrapolación a las cuatro.....	41
3.11 Curvas características esperadas.....	42
3.12 Demanda energética y batería	44
3.13 Frenado y potencia regenerativa disponible	46
3.14 Síntesis de la demanda para el dimensionamiento	48
Capítulo 4. Dimensionamiento del sistema	50
4.1 Selección del tipo de motor eléctrico	50

4.2	Dimensionamiento del motor: par y potencia	52
4.3	Relación de reducción y régimen de giro	54
4.4	Simulación preliminar de escenarios representativos.....	56
4.5	Dimensionamiento de la batería	58
4.6	Conclusiones del diseño	60
Capítulo 5. Frenado regenerativo		62
5.1	Límites técnicos del frenado regenerativo.....	62
5.2	Estrategia de control del par regenerativo	64
5.3	Coordinación con el freno mecánico	65
5.4	Estimación de energía recuperable	66
5.5	Conclusiones del sistema de frenado regenerativo.....	68
Capítulo 6. Análisis ambiental y ODS		70
6.1	Metodología y alcance.....	70
6.2	Comparativa de emisiones (fabricación + uso)	71
6.3	Punto de equilibrio	73
6.4	Conclusiones	74
6.5	Contribución a los ODS	75
Capítulo 7. Análisis económico.....		77
7.1	Análisis del frenado regenerativo sobre el ciclo WLTP.....	77
7.2	Reducción del desgaste de frenos.....	80
7.3	Valorización económica de energía recuperada	81
7.4	Conclusiones económicas del frenado regenerativo.....	82
Capítulo 8. Conclusiones y trabajos futuros.....		84
8.1	Conclusiones generales	84
8.2	Alcance del trabajo.....	87
8.3	Trabajos futuros.....	89
Capítulo 9. Bibliografía.....		91

Índice de figuras

Figura 2.1 Línea de tiempo de la evolución del vehículo eléctrico	11
Figura 2.2 Esquema arquitecturas de tracción eléctrica	13
Figura 2.3 Configuraciones de propulsión eléctrica distribuida en vehículo eléctrico	14
Figura 2.4 Esquema del diferencial mecánico.....	15
Figura 2.5 Esquema de control de dos motores eléctricos independientes en un eje	16
Figura 2.6 Esquema simplificado del funcionamiento del frenado regenerativo	17
Figura 2.7 Diagrama de flujo de la estrategia de control del frenado regenerativo	21
Figura 3.1 Esquema conceptual arquitectura considerada.....	29

Índice de gráficas

Gráfica 3.1 Curva par-velocidad conceptual del sistema de propulsión	37
Gráfica 3.2 Curva par-velocidad esperada del sistema de propulsión.....	43
Gráfica 3.3 Curva potencia-velocidad esperada del sistema de propulsión	43
Gráfica 4.1 Curva par-velocidad en eje del motor.....	55
Gráfica 4.2 Curva potencia-velocidad en eje de motor	56
Gráfica 4.3 Curva par-velocidad en eje de motor con puntos de operación.....	57
Gráfica 4.4 Curva potencia-velocidad en eje de motor con puntos de operación	58
Gráfica 4.5 Evolución del SoC frente a la distancia recorrida a 80,90 y 100 km/h	59
Gráfica 5.1 Reparto de potencia de frenado: regenerativa vs mecánica.....	67
Gráfica 6.1 Emisiones acumuladas de CO ₂ : EV vs PHEV vs Gasolina.....	74
Gráfica 7.1 Perfil de velocidad y potencia de frenada activa sobre el ciclo.....	79

Índice de tablas

Tabla 2.1 Resumen de patentes analizadas.....	22
Tabla 3.1 Parámetros principales del vehículo de referencia	26
Tabla 3.2 Requisitos principales de diseño	28
Tabla 3.3 Hipótesis generales de cálculo.....	31
Tabla 3.4 Escenarios de operación considerados	36
Tabla 3.5 Constantes físicas	38
Tabla 3.6 Fuerzas totales en diferentes escenarios	39
Tabla 3.7 Parámetros de referencia de la batería.....	46
Tabla 3.8 Síntesis de la demanda del sistema de motorización eléctrica	49
Tabla 4.1 Comparativa cualitativa de tecnologías de motor para tracción EV	51
Tabla 4.2 Parámetros del motor eléctrico resultantes del dimensionamiento preliminar....	53
Tabla 4.3 Puntos de operación seleccionados	57
Tabla 4.4 Parámetros del sistema de propulsión eléctrica dimensionado	60
Tabla 5.1 Resultados de la simulación de frenada desde 100 km/h	68
Tabla 6.1 Emisiones de CO ₂ asociadas a la fabricación	72
Tabla 6.2 Emisiones de CO ₂ asociadas a la fase de uso	73
Tabla 7.1 Parámetros de las 4 fases WLTC Clase 3b.....	77
Tabla 7.2 Energía de frenada y tasa de recuperación regenerativa por fase.....	78
Tabla 7.3 Coste por kilómetro de mantenimiento de frenos.....	81
Tabla 7.4 Ahorro estimado por frenado regenerativo en distintos escenarios de carga	81
Tabla 7.5 Ahorro total estimado por frenado regenerativo	82

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

La industria de la automoción atraviesa un proceso de transformación profundo, marcado por la sustitución progresiva del motor de combustión interna por sistemas de propulsión eléctrica en prácticamente todos los segmentos del mercado. Este proceso, impulsado tanto por la creciente exigencia normativa en materia de emisiones como por la madurez alcanzada por la tecnología de baterías y motores eléctricos, ha dejado de estar limitado a los turismos convencionales para extenderse también a segmentos con requisitos técnicos más exigentes, entre los que se encuentran los vehículos de tracción total. Es precisamente en este contexto donde se enmarca el presente trabajo, centrado en el diseño conceptual de un sistema de propulsión eléctrica para un vehículo 4x4, con especial atención al papel que el frenado regenerativo puede desempeñar como complemento del sistema de frenado mecánico convencional.

1.1 VEHÍCULOS ELÉCTRICOS CON TRACCIÓN TOTAL

Los vehículos de tracción total, tradicionalmente asociados a arquitecturas mecánicas complejas, constituyen un segmento en el que la electrificación introduce cambios especialmente significativos. En un vehículo 4x4 convencional, la tracción a las cuatro ruedas se consigue mediante una caja de transferencia y una red de árboles de transmisión y diferenciales que reparten el par del motor de combustión entre los ejes delantero y trasero, y entre las ruedas de cada eje. Esta solución mecánica, si bien está ampliamente probada, añade peso, complejidad y pérdidas por fricción al sistema de transmisión.

La sustitución del motor de combustión por motores eléctricos independientes, uno por cada rueda o eje, elimina en gran medida la necesidad de estos elementos mecánicos de transmisión. El reparto de par entre ruedas pasa a gestionarse en el dominio electrónico, mediante el control individual de cada motor, lo que simplifica la arquitectura mecánica del vehículo y abre la puerta a estrategias de control del par mucho más flexibles que las que permite un sistema puramente mecánico. Esta capacidad de control independiente por rueda constituye, además, uno de los principales atractivos de la tracción total eléctrica frente a la

convencional, y es objeto de un interés creciente tanto en la industria como en la literatura científica reciente.

Adicionalmente, los motores eléctricos presentan una propiedad inherente a su funcionamiento que carece de equivalente directo en el motor de combustión: la reversibilidad. Un motor eléctrico puede operar tanto entregando par a la rueda como absorbiendo energía cinética del vehículo durante la deceleración, funcionando en este segundo caso como generador. Esta capacidad, conocida como frenado regenerativo, permite recuperar parte de la energía que en un vehículo convencional se disipa irremediabilmente en forma de calor en el sistema de frenos, y constituye uno de los ejes centrales sobre los que se desarrolla el presente trabajo.

1.2 MOTIVACIÓN DEL PROYECTO

La motivación de este trabajo surge de la confluencia de dos intereses complementarios. Por un lado, un interés aplicado por los vehículos de uso todoterreno y su comportamiento en entornos de baja adherencia, como caminos de tierra o terrenos con pendiente pronunciada, condiciones de uso que exigen un control de tracción especialmente cuidadoso y que han motivado directamente algunas de las hipótesis de diseño adoptadas a lo largo de este trabajo. Por otro lado, un interés académico por el diseño y control de máquinas eléctricas, propio de la especialidad eléctrica cursada dentro del Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales, que encuentra en el diseño de un sistema de propulsión eléctrica un campo de aplicación especialmente atractivo.

Ambos intereses convergen de forma natural en el frenado regenerativo, una tecnología que, pese a estar ya presente en gran parte de los vehículos eléctricos comerciales, conserva todavía un notable margen de desarrollo, particularmente en su integración con arquitecturas de tracción total mediante motores independientes por rueda. Esta combinación de un interés aplicado por la conducción todoterreno y un interés académico por los sistemas de propulsión eléctrica ha sido el punto de partida para plantear el diseño conceptual desarrollado en las páginas siguientes.

1.3 ALCANCE

El presente trabajo aborda el diseño conceptual y el dimensionamiento preliminar del sistema de propulsión eléctrica de un vehículo 4x4, desarrollado bajo una arquitectura de cuatro motores independientes, uno por rueda. El alcance del trabajo comprende la revisión del estado del arte de las arquitecturas de tracción total en vehículos eléctricos, la definición de los requisitos de diseño y el modelo longitudinal del vehículo, el dimensionamiento del motor, la relación de reducción y la batería de tracción, el análisis del sistema de frenado regenerativo y su integración con el freno mecánico convencional, y la evaluación de la solución propuesta desde una perspectiva ambiental y económica a lo largo de su ciclo de vida.

Este alcance se ha definido deliberadamente a nivel de dimensionamiento preliminar de sistema, dejando para una fase de diseño de detalle posterior aquellos aspectos que requieren un nivel de profundidad distinto: el diseño electromagnético del motor eléctrico (geometría del rotor y del estátor, número de polos, configuración del bobinado), la electrónica de potencia asociada (inversores, convertidores DC-AC, estrategias de modulación), los algoritmos de control de estabilidad y de torque vectoring por rueda junto con el análisis de la dinámica lateral del vehículo, la validación experimental de los resultados obtenidos, el análisis formal de patentabilidad de la solución propuesta y el estudio del coste de fabricación industrial de los componentes del sistema.

En consecuencia, el presente trabajo debe entenderse como un dimensionamiento preliminar de sistema, orientado a establecer la viabilidad técnica, ambiental y económica de la arquitectura propuesta, sobre el cual una fase posterior de ingeniería de detalle podría apoyarse para avanzar hacia una implementación industrial.

1.4 ESTRUCTURA DE LA MEMORIA

La presente memoria se organiza en nueve capítulos. El Capítulo 2 recoge el estado de la cuestión, revisando las principales arquitecturas de tracción total empleadas en vehículos eléctricos, la evolución histórica del diferencial electrónico y los fundamentos técnicos del frenado regenerativo. El Capítulo 3 define los requisitos de diseño y el modelo longitudinal

del vehículo, estableciendo los escenarios de operación y las condiciones críticas que sirven de base para el dimensionamiento posterior. El Capítulo 4 desarrolla el dimensionamiento del sistema de propulsión, incluyendo la selección del tipo de motor, el cálculo de sus parámetros de par y potencia, la determinación de la relación de reducción y el dimensionamiento de la batería de tracción, verificado mediante simulaciones numéricas. El Capítulo 5 analiza el sistema de frenado regenerativo, sus límites técnicos, la estrategia de control del par regenerativo y su coordinación con el freno mecánico convencional, así como una estimación cuantitativa de la energía recuperable. El Capítulo 6 desarrolla un análisis ambiental comparativo del sistema propuesto frente a alternativas convencional e híbrida enchufable, además de alinear el trabajo con distintos ODS. El Capítulo 7 aborda el análisis económico desde un punto de vista centrado principalmente en el ahorro debido al frenado regenerativo. El Capítulo 8 recoge las conclusiones generales del trabajo, el alcance de este y las líneas de trabajo futuro propuestas. Finalmente, el Capítulo 9 recoge la bibliografía empleada a lo largo de la memoria.

Capítulo 2. ESTADO DE LA CUESTIÓN

Antes de abordar el diseño del sistema propuesto, resulta necesario establecer una base de conocimiento sólida sobre el estado actual de la tecnología en el ámbito de la propulsión eléctrica de vehículos con tracción total. Este capítulo recoge dicha revisión, organizada en torno a los bloques temáticos más relevantes para el presente trabajo: la evolución histórica de las arquitecturas de tracción eléctrica, las configuraciones 4x4 con motores independientes, el papel del diferencial en el reparto de par, los fundamentos y el estado del arte del frenado regenerativo, y la integración conjunta de tracción y frenado en sistemas modernos. Además, se incluye una revisión de distintas patentes industriales en este campo. Se concluye con una síntesis crítica que conecta los hallazgos de la revisión con las decisiones de diseño adoptadas en los capítulos posteriores.

2.1 EVOLUCIÓN DE LAS ARQUITECTURAS DE TRACCIÓN ELÉCTRICA

La tracción eléctrica en vehículos de carretera, al contrario de lo que se podría pensar, precede al motor de combustión interna. Los primeros experimentos empezaron en la década de 1830, cuando el inventor escocés Robert Anderson desarrolló un carruaje eléctrico muy rudimentario propulsado por baterías primarias no recargables¹. El avance clave llegó en 1859, cuando el físico francés Gaston Planté inventó la batería de plomo-ácido recargable, haciendo por primera vez posible la propulsión eléctrica para uso continuado. En 1881, el ingeniero francés Gustave Trouvé adaptó un motor eléctrico y una batería recargable a un triciclo, creando lo que se considera el primer vehículo eléctrico funcional moderno. A finales del siglo XIX, los vehículos eléctricos disfrutaban de una posición bastante dominante en el mercado: en el año 1900, de los 4.192 vehículos fabricados en Estados Unidos, 1.575 eran eléctricos, 936 de gasolina y el resto impulsados por vapor. Los eléctricos

¹ Rebecca Matulka (2014).

destacaban por su arranque inmediato y su manejo silencioso, cualidades que los hacían preferibles a los ruidosos y difíciles de arrancar motores de combustión de la época².

Evolución histórica del vehículo eléctrico

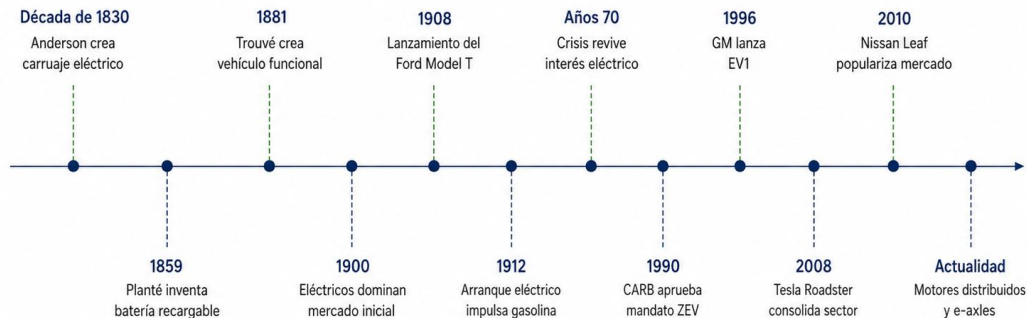


Figura 2.1 Línea de tiempo de la evolución del vehículo eléctrico. Elaboración propia (2026).

Sin embargo, esta posición privilegiada no se mantuvo. La introducción del Ford Model T en 1908 y su producción en cadena a partir de 1912 redujeron enormemente el precio de los vehículos de gasolina: mientras un eléctrico costaba 1.750 dólares, el Model T se vendía por 650 dólares³. A esto se sumó la invención del arranque eléctrico para motores de combustión en 1912, que eliminaba el principal inconveniente del manejo de estos vehículos, y la expansión acelerada de la red de carreteras y gasolineras en Estados Unidos. Los vehículos eléctricos desaparecieron progresivamente del mercado y no recuperarían protagonismo hasta décadas más tarde.

El resurgimiento del vehículo eléctrico moderno tuvo su primer impulso en la crisis del petróleo de los años setenta, que puso en evidencia la dependencia energética del transporte basado en combustibles fósiles. Sin embargo, fue en 1990 cuando se produjo el detonante regulatorio definitivo: la California Air Resources Board (CARB) estableció el mandato de Vehículos de Cero Emisiones (ZEV), que obligaba a los fabricantes a que un porcentaje de

² Nicolas, Go-Electra (2026).

³ Hemanth Kumar J (2021).

sus ventas en California fueran vehículos sin emisiones⁴. Como consecuencia, General Motors lanzó en 1996 el EV1, el primer vehículo eléctrico moderno fabricado en serie, con una arquitectura centralizada de motor único, caja reductora de relación fija y diferencial mecánico convencional⁵. Esta arquitectura, heredera directa del esquema de los vehículos de combustión, permitía reutilizar gran parte de la cadena cinemática existente, pero trasladaba al dominio mecánico toda la responsabilidad del reparto de par entre ruedas.

La consolidación definitiva del vehículo eléctrico en el siglo XXI llegó con el Tesla Roadster en 2008, el primer vehículo eléctrico moderno de altas prestaciones con autonomía superior a 300 km, y con el Nissan Leaf en 2010, el primer eléctrico de producción masiva destinado al gran público⁶. A partir de este momento, las arquitecturas evolucionaron hacia configuraciones de doble motor —uno por eje— que permiten operar en tracción delantera, trasera o integral según las condiciones de conducción, sin necesidad de árbol de transmisión longitudinal entre ejes. Esta configuración facilita además el reparto dinámico de par entre ejes, trasladando parte de la función del diferencial mecánico al sistema de control electrónico⁷.

La tendencia actual apunta hacia arquitecturas cada vez más distribuidas, con motor por rueda (in-wheel motor) o con ejes eléctricos integrados (e-axle) que agrupan motor, inversor y reductora en una sola unidad. En estas configuraciones, el diferencial mecánico desaparece por completo y es sustituido por algoritmos de control que gestionan de forma independiente el par en cada rueda⁸.

2.2 SISTEMAS 4X4 ELÉCTRICOS CON MOTORES INDEPENDIENTES

La evolución descrita en el apartado anterior conduce hacia arquitecturas cada vez más distribuidas. Este planteamiento rompe con la lógica de la tracción convencional y abre un amplio abanico de nuevas posibilidades de control. Desde el punto de vista de la

⁴ UC Davis (2022).

⁵ Rizon Truck (2025).

⁶ Seattle Electric Vehicle Association, s.f.

⁷ Guang Wu. et al. (2015).

⁸ Yujin Wang. et al. (2021).

configuración, es posible distinguir dos variantes principales: la arquitectura de dos motores independientes —uno por eje—, y la arquitectura de cuatro motores independientes —uno por rueda—. En la primera, el reparto de par se realiza entre ejes, lo que permite gestionar la tracción delantera, trasera o integral de forma dinámica. En la segunda, el control es total: cada rueda puede recibir un par diferente en cada instante, lo que amplía enormemente las posibilidades de intervención sobre la dinámica del vehículo⁹.

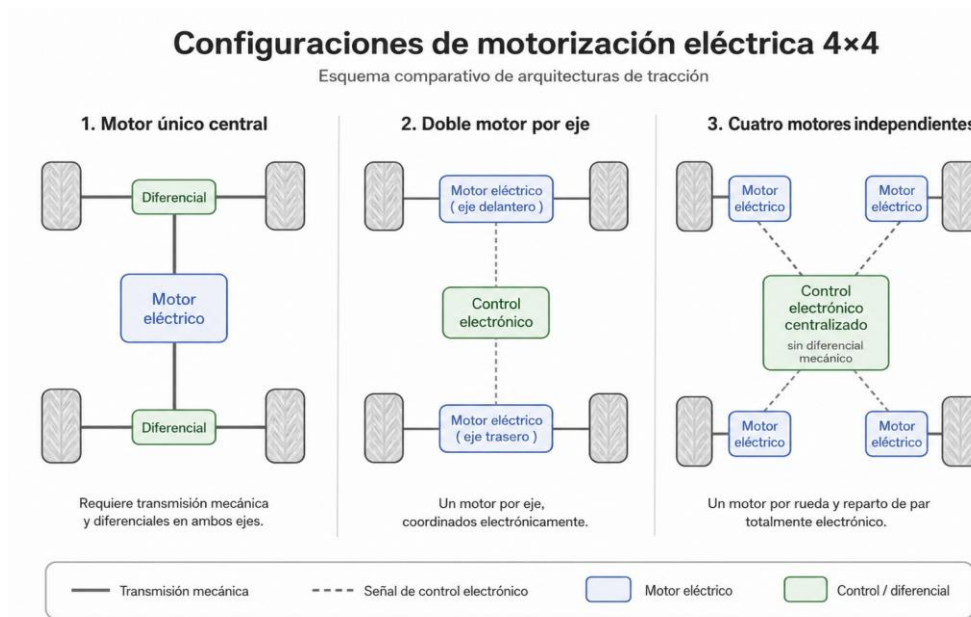


Figura 2.2 Esquema arquitecturas de tracción eléctrica. Elaboración propia (2026).

Las ventajas de estos sistemas frente a las arquitecturas convencionales son significativas. En primer lugar, esta configuración reduce el número de componentes mecánicos en movimiento y las pérdidas asociadas a ellos. En segundo lugar, la respuesta del sistema eléctrico es mucho más rápida que la de cualquier componente mecánico: mientras un diferencial mecánico actúa de forma pasiva en función del deslizamiento, un sistema de control electrónico puede modificar el par en cada motor en cuestión de milisegundos¹⁰. Esto permite implementar estrategias con distribución vectorial del par, que mejoran la estabilidad en curva, reducen el subviraje y el sobreviraje, y optimizan el aprovechamiento

⁹ Zhao K. et al (2024).

¹⁰ Zha. et al. (2021).

de la adherencia disponible en cada rueda¹¹. Vehículos como el Rivian R1T, equipado con cuatro motores independientes, muestran el potencial de estas arquitecturas en aplicaciones de altas prestaciones y uso todoterreno, donde el control individualizado del par por rueda permite superar situaciones de baja adherencia que bloquearían a cualquier sistema de tracción convencional¹².

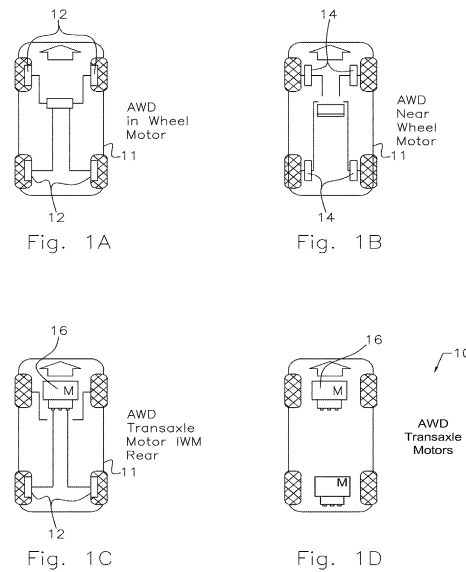


Figura 2.3 Configuraciones de propulsión eléctrica distribuida en vehículo eléctrico. Fuente: Sponheimer et al. (2017).

No obstante, estas arquitecturas presentan retos técnicos relevantes que condicionan su viabilidad en producción en serie. El más nombrado en la literatura es el aumento de la masa no suspendida en configuraciones in-wheel: al integrar el motor en el cubo de la rueda, la masa que el sistema de suspensión debe controlar aumenta considerablemente, lo que puede degradar el confort de marcha y la capacidad de la rueda para mantener contacto con el pavimento en superficies irregulares¹³. Estudios recientes matizan que el impacto real de este efecto depende en gran medida de la velocidad de circulación y del tipo de superficie, y que puede mitigarse mediante estrategias de control activo de la suspensión. Un segundo reto es la complejidad del sistema de control: la coordinación en tiempo real de cuatro motores

¹¹ El Mourabit. et al. (2025).

¹² Zepeda, E (2024).

¹³ Deepak. et al. (2023).

independientes, con sus respectivos inversores y bajo condiciones de conducción cambiantes, exige algoritmos de elevada sofisticación y una electrónica de potencia robusta y fiable. Este incremento en la complejidad del software y del hardware repercute directamente en el coste del sistema y en las exigencias de validación para su homologación en vehículos de producción¹⁴.

2.3 DIFERENCIAL MECÁNICO Y DIFERENCIAL ELECTRÓNICO

Los sistemas 4x4 con motores independientes descritos en el apartado anterior trasladan al dominio electrónico una función que hasta ahora desempeñaba exclusivamente la mecánica: el reparto de par entre ruedas. Para comprender el alcance de este cambio, conviene partir del elemento que se sustituye. Al desplazarse en curva, las ruedas de un mismo eje recorren trayectorias de distinta longitud y deben girar a velocidades diferentes para evitar deslizamiento y desgaste. En los vehículos convencionales, esta función la desempeña un tren de piñones cónicos que reparte el par de forma pasiva en función del deslizamiento relativo entre ruedas.

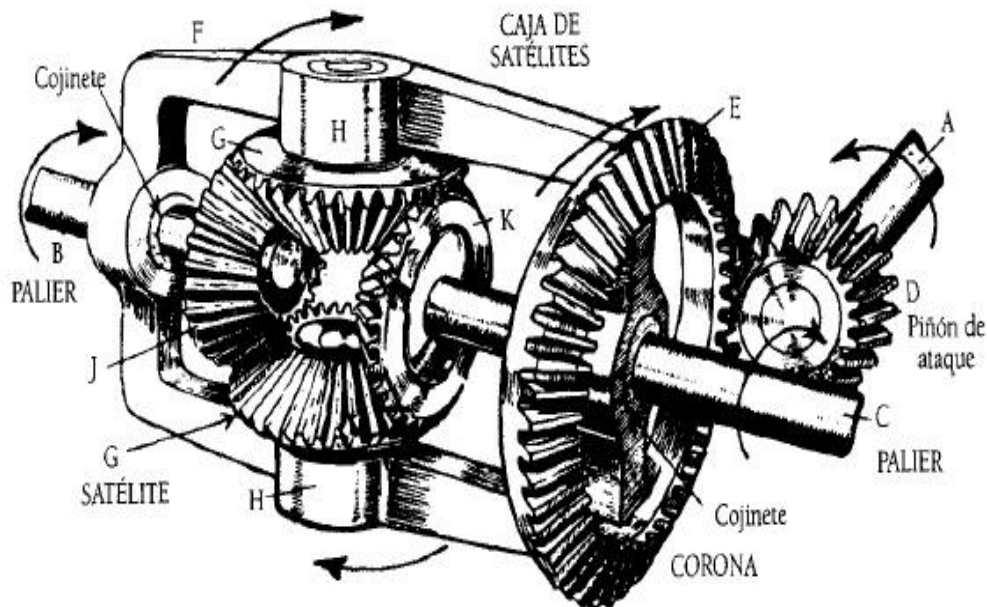


Figura 2.4 Esquema del diferencial mecánico. Fuente: IngeLibre, 2014.

¹⁴ Wu. et al. (2025).

El diferencial electrónico sustituye este mecanismo por una función de control implementada en software, que calcula en tiempo real la velocidad y el par óptimos para cada motor a partir de la geometría de Ackermann¹⁵. Al no depender del deslizamiento para actuar, interviene de forma proactiva antes de que se produzca la pérdida de tracción, con una velocidad de respuesta que ningún mecanismo pasivo o mecánico puede igualar¹⁶.

No obstante, su correcto funcionamiento depende de la fiabilidad del sistema de sensores y de la robustez de los algoritmos frente a condiciones no previstas en el diseño. Un fallo en cualquiera de estos elementos puede comprometer la coordinación entre motores y la estabilidad del vehículo, lo que introduce exigencias adicionales de redundancia, diagnóstico a bordo y validación funcional que incrementan la complejidad del desarrollo respecto a un sistema mecánico convencional¹⁷.

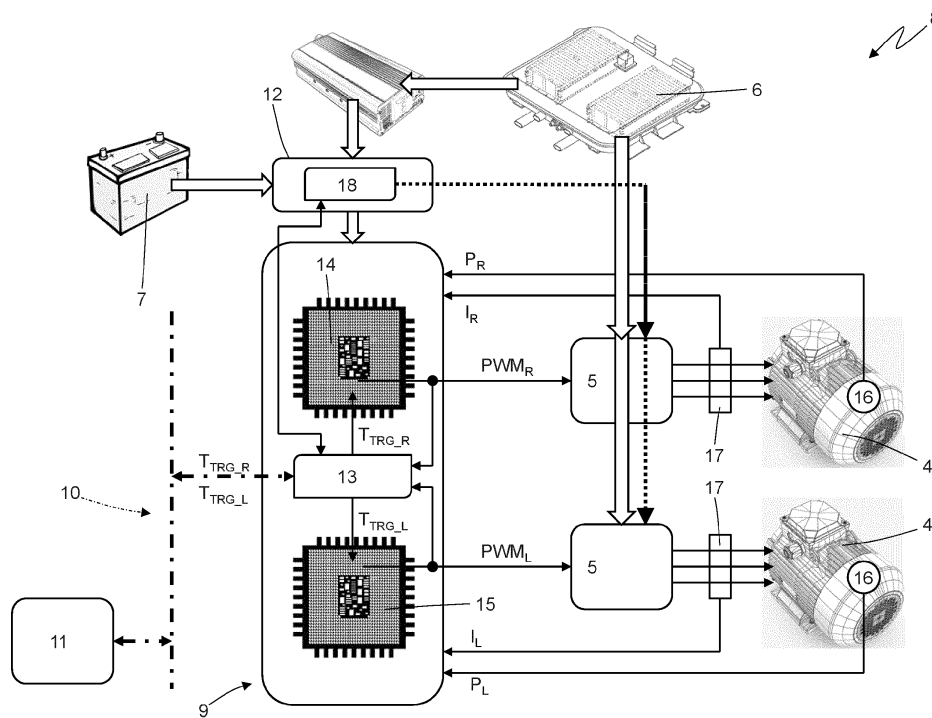


Figura 2.5 Esquema de control de dos motores eléctricos independientes en un eje. Fuente: Mamarelis et al. (2021).

¹⁵ Balasharmila. et al. (2014).

¹⁶ Hao li. et al. (2024).

¹⁷ Said Jneid. et al. (2024).

2.4 FRENADO REGENERATIVO EN VEHÍCULOS ELÉCTRICOS

La gestión electrónica del par descrita en los apartados anteriores puede, durante la desaceleración, invertir su función y recuperar parte de la energía cinética que de otro modo se disiparía en forma de calor. Este es el principio del frenado regenerativo, una de las características más distintivas de los vehículos eléctricos frente a los de combustión interna. Su base física reside en la reversibilidad de las máquinas eléctricas: cuando el motor eléctrico opera en modo generador, el par resistente que ejerce sobre el eje frena el vehículo mientras la corriente generada se rectifica y almacena en la batería a través del inversor de potencia¹⁸. La energía que en un vehículo convencional se convierte irreversiblemente en calor en los discos de freno queda así parcialmente disponible para su reutilización en la siguiente fase de aceleración.

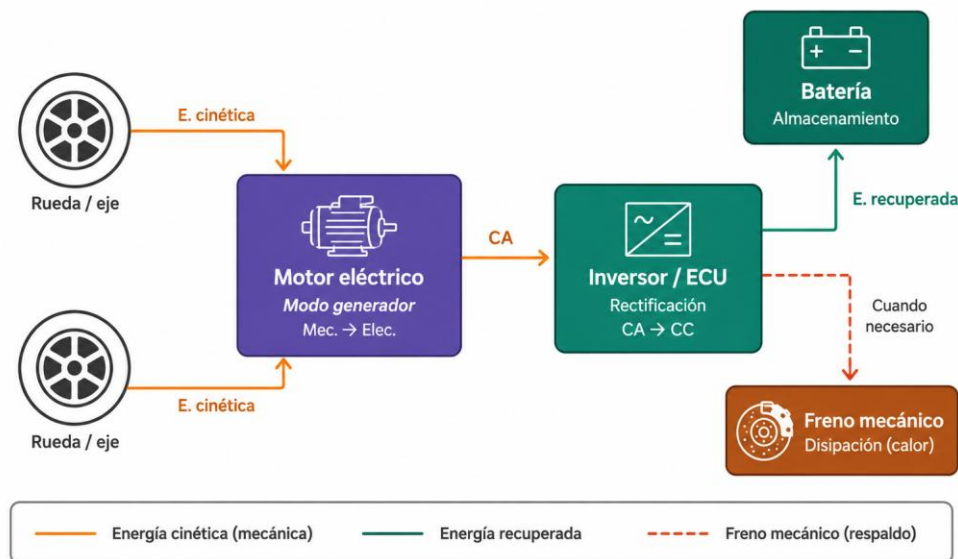


Figura 2.6 Esquema simplificado del funcionamiento del frenado regenerativo. Elaboración propia (2026).

Desde el punto de vista energético, los sistemas de frenado regenerativo actuales son capaces de recuperar aproximadamente entre el 60 y el 70% de la energía cinética disponible en el instante de frenado. Esta cifra, sin embargo, debe interpretarse con cuidado: no toda la energía cinética del vehículo es recuperable, ya que una fracción debe absorberse

¹⁸ Szumska (2025).

necesariamente por el freno mecánico por razones de seguridad y de limitación del par regenerativo máximo. El efecto neto sobre la autonomía del vehículo depende fuertemente del ciclo de conducción: en entornos urbanos, con paradas frecuentes y velocidades moderadas, el frenado regenerativo puede incrementar la autonomía entre un 10 y un 25% respecto a un sistema sin recuperación¹⁹. En conducción por carretera o autopista, donde las fases de desaceleración son menos frecuentes e intensas, el beneficio es significativamente menor. Estudios experimentales realizados en condiciones reales de conducción confirman que la eficiencia de recuperación varía considerablemente en función del perfil de velocidad, el par de frenado aplicado y las condiciones de la vía²⁰.

Varios factores condicionan la eficiencia real del sistema en operación. El primero es la velocidad del vehículo: a velocidades muy reducidas, por debajo de aproximadamente 5-10 km/h, la fuerza contraelectromotriz generada por el motor es insuficiente para producir un par regenerativo significativo, lo que obliga a transferir toda la demanda de frenado al sistema mecánico en los metros finales de detención²¹. El segundo factor es el estado de carga de la batería (State of Charge, SoC): cuando la batería se aproxima al 100% de su capacidad, su capacidad de absorción de corriente se reduce drásticamente y el BMS limita o inhibe la carga regenerativa para evitar sobrecargas que degradarían las celdas²². El tercer factor es la intensidad de la deceleración demandada: ante frenadas de emergencia, la demanda de par supera la capacidad máxima del motor eléctrico, siendo imprescindible la intervención del freno de fricción para garantizar la distancia de detención requerida por la normativa.

Estas limitaciones explican por qué ningún vehículo eléctrico de producción prescinde completamente del freno mecánico convencional. La solución adoptada de forma generalizada es la estrategia de blending o coordinación de frenado: la unidad de control electrónico gestiona de forma simultánea el par regenerativo del motor y la presión hidráulica de los frenos de fricción, distribuyendo la demanda total de frenado entre ambos sistemas según las condiciones instantáneas del vehículo. Cuando las condiciones lo

¹⁹ Shepard (2024).

²⁰ Valladolid J. et al. (2024).

²¹ Arash Asrari. et al. (2019).

²² Szumska (2025).

permiten, el sistema prioriza el frenado regenerativo y mantiene los frenos mecánicos en reposo. En cuanto alguna de estas condiciones deja de cumplirse, la UCE transfiere progresivamente la demanda al sistema hidráulico, garantizando en todo momento la distancia de detención requerida. Esta coordinación es imperceptible para el conductor, que percibe una respuesta uniforme del pedal de freno independientemente de qué sistema esté actuando en cada instante. La implementación de esta estrategia requiere una calibración precisa del reparto de frenado para evitar tanto el solapamiento indeseado entre sistemas como la transición brusca entre modos, aspectos que constituyen uno de los focos principales de investigación en el campo del control de frenado para vehículos eléctricos²³.

2.5 INTEGRACIÓN CONJUNTA DE TRACCIÓN Y FRENADO

En los apartados anteriores se han descrito la tracción y el frenado regenerativo como funciones diferenciadas, pero en una arquitectura de motores independientes por rueda ambas recaen sobre los mismos actuadores. Esta convergencia transforma el problema de control: el motor de cada rueda puede aplicar par positivo o negativo de forma independiente y simultánea, lo que permite, por ejemplo, frenar regenerativamente las ruedas de un eje mientras se tracciona con las del otro para optimizar la estabilidad en una maniobra de emergencia. Tracción y frenado dejan de ser sistemas paralelos y pasan a ser dos modos de operación de un único sistema de control coordinado.

Aunque el máximo grado de integración se alcanza en arquitecturas con cuatro motores independientes, el mismo principio de coordinación puede aplicarse de forma simplificada en configuraciones de doble motor, gestionando de manera conjunta el par del eje delantero y del eje trasero.

Esta integración amplía significativamente las posibilidades de intervención sobre la dinámica del vehículo. Un controlador unificado puede combinar torque vectoring de tracción y frenado regenerativo en un mismo algoritmo: aplicando más par en las ruedas de un lado del vehículo que en las del otro, el sistema puede corregir la trayectoria en curva sin necesidad de activar el freno hidráulico, recuperando además energía durante la propia

²³ Szumska (2025).

maniobra de estabilización²⁴. La coordinación simultánea de cuatro motores independientes en ambos modos de operación permite además una gestión más precisa del deslizamiento de cada rueda, integrando las funciones de control de tracción (TCS) y antibloqueo (ABS) dentro del mismo marco de control, sin conflictos entre sistemas²⁵.

No obstante, la implementación de este enfoque integrado plantea retos considerables. La coordinación en tiempo real de tracción, el frenado regenerativo y el freno mecánico en cuatro ruedas independientes constituye un problema de optimización multi-objetivo: maximizar la recuperación energética, garantizar la estabilidad lateral y longitudinal del vehículo, y respetar los límites de adherencia de cada rueda de forma simultánea. La mayoría de los estudios existentes abordan estos objetivos de forma separada, y la revisión sistemática de la literatura identifica la integración conjunta en sistemas 4x4 con motores independientes como una de las lagunas de investigación más relevantes en el campo²⁶. Este vacío, junto con la ausencia de una arquitectura de control estándar que resuelva el problema de forma global, constituye una de las motivaciones técnicas que justifican el enfoque adoptado en el presente trabajo.

2.6 REVISIÓN DE PATENTES EXISTENTES

Las líneas tecnológicas identificadas anteriormente se relacionan con el ámbito industrial a través de un conjunto de patentes que protegen soluciones concretas de propulsión eléctrica distribuida y frenado regenerativo. Su análisis permite identificar qué aspectos han sido ya objeto de protección y qué espacios quedan aún abiertos.

Dentro de las arquitecturas de propulsión con motores independientes, destacan las patentes de Sponheimer, que describen sistemas de propulsión eléctrica con motores independientes por rueda²⁷ y tracción total distribuida, trasladando el reparto de par al dominio electrónico y eliminando el diferencial mecánico convencional²⁸. En la misma línea, Mamarelis protege

²⁴ Said Jneid. et al. (2024).

²⁵ Yong. et al. (2024).

²⁶ Szumska (2025).

²⁷ Sponheimer. et al. (2017).

²⁸ Sponheimer. et al. (2014).

una arquitectura de eje eléctrico con dos motores independientes que permite el control individualizado del par en cada rueda del eje²⁹, mientras que Minen amplía este concepto a una arquitectura multimotor con coordinación electrónica entre los distintos motores del vehículo³⁰. Estas patentes cubren fundamentalmente el hardware de la arquitectura de propulsión y los esquemas básicos de distribución de par, pero no abordan de forma explícita la integración conjunta del sistema de frenado dentro de la estrategia de control.

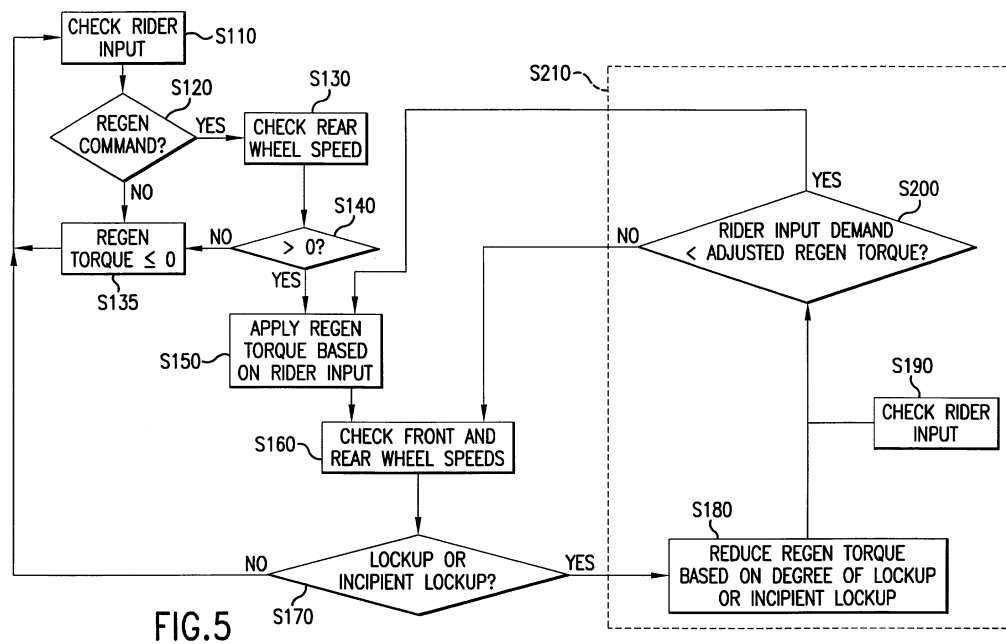


Figura 2.7 Diagrama de flujo de la estrategia de control del frenado regenerativo con detección de bloqueo de rueda. Fuente: Hughes (2004).

En el ámbito del frenado regenerativo, Hughes patentó en 2004 un sistema de frenado regenerativo independiente del freno de fricción convencional, con un algoritmo de control que regula el par regenerativo en función de la velocidad de la rueda e incluye una subrutina de prevención de bloqueo³¹.

En la Tabla 2.1 se recoge un resumen de las patentes analizadas.

²⁹ Mamarelis. et al. (2021).

³⁰ Minen. et al. (2024).

³¹ Hughes (2004).

DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN VEHÍCULO 4X4

ESTADO DE LA CUESTIÓN

<i>Nº Patente (año)</i>	<i>CPC</i>	<i>Inventor</i>	<i>Descripción</i>
<i>US9776527B2 (2017)</i>	<i>B60L</i>	<i>Arnulf Sponheimer et al.</i>	<i>Propulsión eléctrica con motores independientes por rueda.</i>
<i>US20140343770A1 (2014)</i>	<i>B60L</i>	<i>Arnulf Sponheimer et al.</i>	<i>Arquitectura AWD eléctrica distribuida.</i>
<i>EP3805037A1 (2021)</i>	<i>B60L</i>	<i>Emilio Mamarelis et al.</i>	<i>Eje eléctrico con dos motores independientes.</i>
<i>EP4306352A1 (2024)</i>	<i>B60L</i>	<i>Melinda Minen et al.</i>	<i>Vehículo eléctrico multimotor.</i>
<i>US6724165B2 (2004)</i>	<i>H02P</i>	<i>Peter S. Hughes</i>	<i>Sistema de frenado regenerativo.</i>

Tabla 2.1 Resumen de patentes analizadas. Elaboración propia (2026).

Del análisis de las patentes revisadas se observa que las soluciones estudiadas se centran principalmente en aspectos concretos de la propulsión eléctrica distribuida, el control independiente del par o el frenado regenerativo. A partir de esta revisión, se considera razonable orientar el trabajo hacia una solución que combine estos elementos dentro de una misma arquitectura conceptual: un sistema 4x4 eléctrico con reparto dinámico de par entre ruedas, integración del frenado regenerativo y coordinación con el sistema de frenado mecánico convencional.

Esta línea de trabajo no pretende afirmar que no existan soluciones industriales que aborden parcial o totalmente este problema, sino justificar que, dentro del alcance del presente proyecto, resulta técnicamente interesante estudiar una arquitectura que integre de forma coherente la propulsión eléctrica distribuida y la recuperación energética durante la frenada.

2.7 CONCLUSIONES

La revisión realizada en este capítulo confirma una tendencia estructural en la evolución de los sistemas de propulsión eléctrica: el desplazamiento progresivo de funciones tradicionalmente mecánicas hacia el dominio electrónico. Las arquitecturas estudiadas describen una evolución coherente desde esquemas centralizados con motor único y diferencial mecánico hasta configuraciones distribuidas en las que el reparto de par pasa a depender de algoritmos de control. Esta evolución permite aumentar la capacidad de intervención sobre la dinámica del vehículo, reducir la dependencia de elementos mecánicos

convencionales y abrir la puerta a estrategias avanzadas de control de tracción, estabilidad y frenado regenerativo.

Dentro de esta evolución, las arquitecturas con cuatro motores independientes por rueda representan el máximo grado de descentralización y control. Su principal interés técnico reside en que permiten actuar de forma individual sobre cada rueda, tanto en tracción como en frenado, lo que ofrece las mayores posibilidades desde el punto de vista del reparto vectorial de par, la estabilidad lateral y la recuperación energética. Por este motivo, su análisis resulta necesario dentro del estado del arte, ya que permite identificar hacia dónde se dirige la tecnología y cuáles son las posibilidades máximas de una arquitectura completamente distribuida.

No obstante, la revisión también muestra que este mayor potencial de control lleva asociado un incremento significativo de la complejidad técnica. La coordinación en tiempo real de cuatro motores independientes, junto con sus respectivos inversores, sensores y algoritmos de control, exige una arquitectura electrónica más sofisticada, una estrategia de validación más compleja y un mayor coste de desarrollo. A ello se suman retos específicos como el aumento de la masa no suspendida en configuraciones con motores en rueda, la necesidad de una gestión precisa del deslizamiento individual y la integración segura con el sistema de frenado mecánico.

En este contexto, la configuración de cuatro motores independientes, uno por rueda, se presenta como la arquitectura más alineada con los objetivos del presente trabajo. Frente a una arquitectura de motor único o de doble motor por eje, esta solución permite estudiar el sistema de motorización desde el nivel de la rueda, obteniendo de forma directa las demandas de par, potencia y frenado que debe satisfacer cada motor eléctrico. Aunque esta configuración introduce una mayor complejidad de control, el alcance del trabajo se limita al dimensionamiento preliminar del motor asociado a una rueda y a su extrapolación al conjunto de las cuatro ruedas, sin desarrollar algoritmos avanzados de control vectorial de par.

En lo que respecta al frenado regenerativo, la revisión evidencia que se trata de una tecnología consolidada a nivel de componente, con eficiencias de recuperación significativas y un impacto positivo sobre la autonomía del vehículo, especialmente en ciclos urbanos. Sin

embargo, su integración coordinada con la tracción en arquitecturas de propulsión distribuida sigue presentando retos relevantes, ya que la mayoría de los enfoques existentes tratan la tracción, el frenado regenerativo y el freno mecánico como sistemas parcialmente independientes.

Asimismo, las patentes revisadas muestran ejemplos concretos de soluciones centradas en la propulsión distribuida, el control de par y el frenado regenerativo. Esta revisión permite identificar una línea de trabajo técnicamente interesante: integrar estos elementos dentro de una arquitectura conceptual coherente, orientada al reparto dinámico de par y a la recuperación energética durante la frenada.

En conjunto, la revisión realizada justifica orientar el trabajo hacia una arquitectura 4x4 eléctrica con cuatro motores independientes, uno por rueda. Esta configuración representa el máximo grado de descentralización de la propulsión eléctrica y permite analizar de forma directa la demanda de par, potencia y frenado en cada rueda. No obstante, el interés del diseño no se centra en desarrollar una estrategia completa de control electrónico del vehículo, sino en establecer las condiciones de funcionamiento, calcular la demanda mecánica y energética, y dimensionar de forma preliminar el motor eléctrico asociado a una rueda, extrapolando posteriormente la solución al conjunto del vehículo.

Capítulo 3. CONDICIONES Y DEMANDA

Tras analizar en el capítulo anterior la evolución de las arquitecturas de tracción eléctrica, las posibilidades del frenado regenerativo y las principales soluciones existentes, resulta necesario definir las condiciones bajo las que se desarrollará el diseño y cuantificar la demanda que deberá satisfacer el sistema de motorización. En una primera parte se establece el marco de partida: el vehículo de referencia, los requisitos de diseño, la arquitectura considerada, las hipótesis de cálculo, el modelo longitudinal del vehículo, los escenarios de operación y los límites de funcionamiento. En una segunda parte, estas condiciones se aplican numéricamente para estimar las fuerzas resistentes, la potencia requerida, el par por rueda, la energía consumida y recuperable, y la demanda de la batería y del sistema de frenado. El conjunto de estos resultados constituye la base sobre la que, en el capítulo siguiente, se dimensionarán los componentes del sistema.

3.1 *VEHÍCULO DE REFERENCIA*

Para el desarrollo del sistema de motorización eléctrica se considera un vehículo 4x4 genérico de tamaño medio, representativo de un todoterreno ligero o SUV con capacidad de tracción total. No se toma como base un modelo comercial concreto, ya que el objetivo del trabajo no es realizar la conversión eléctrica de un vehículo existente, sino establecer unas condiciones de cálculo coherentes para el diseño preliminar de una arquitectura de propulsión eléctrica con cuatro motores independientes, uno por rueda.

La elección de un vehículo genérico permite trabajar con parámetros representativos sin quedar condicionado por las características particulares de un modelo específico. De este modo, el análisis se centra en el dimensionamiento del sistema de propulsión y en la integración del frenado regenerativo, manteniendo un nivel de complejidad adecuado al alcance del trabajo.

El vehículo considerado se define como un 4x4 de masa media, orientado a un uso mixto con predominio de caminos de tierra, pistas rurales y circulación por vías secundarias, más que a un empleo continuado en autopista o a prestaciones deportivas. Bajo este enfoque, las

DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN VEHÍCULO 4X4
CONDICIONES Y DEMANDA

velocidades de cruceo consideradas en el análisis se sitúan en un rango moderado, representativo de un vehículo todoterreno ligero destinado principalmente a entornos rurales o de baja adherencia. La velocidad máxima de diseño de 130 km/h se adopta como límite suficiente para permitir circulación ocasional por carretera, sin que el vehículo se plantee como un SUV eléctrico de altas prestaciones. Para los cálculos posteriores se adoptan una serie de parámetros básicos, entre los que se incluyen la masa del vehículo, el radio dinámico de rueda, el coeficiente de resistencia aerodinámica, el área frontal y el coeficiente de resistencia a la rodadura. Estos valores se emplearán como condiciones de partida para el modelo longitudinal del vehículo y para el posterior dimensionamiento de los motores, la batería y el sistema de frenado regenerativo. La Tabla 3.1 resume los parámetros principales del vehículo de referencia.

<i>Parámetro</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Valor propuesto</i>	<i>Unidad</i>
Masa del vehículo	m	1.800	kg
Radio dinámico de rueda	r	0,34	m
Coeficiente aerodinámico	C_d	0,38	–
Área frontal	A	2,6	m ²
Coeficiente de rodadura	C_{rr}	0,015	–
Velocidad máxima de diseño	V_{max}	130	km/h
Pendiente máxima considerada	i	20	%
Número de motores	–	4	–
Arquitectura	–	Un motor por rueda	–

Tabla 3.1 Parámetros principales del vehículo de referencia. Elaboración propia (2026).

Los valores adoptados corresponden a hipótesis de diseño representativas de un vehículo 4x4 ligero de tamaño medio. Estos parámetros no pretenden reproducir un modelo comercial concreto, sino establecer una base coherente para el cálculo preliminar del sistema de propulsión.

El modelo considerado se limita al análisis longitudinal del vehículo. Por tanto, no se estudian en detalle la dinámica lateral, el comportamiento de la suspensión, la deformación del neumático ni la distribución exacta de cargas entre ruedas. Estas simplificaciones

permiten centrar el análisis en las magnitudes principales que condicionan el diseño del sistema de motorización: fuerza resistente, potencia requerida, par en rueda, energía consumida y energía recuperable durante la frenada.

3.2 REQUISITOS DE DISEÑO

Una vez definido el vehículo de referencia, es necesario establecer los requisitos principales que condicionan el diseño del sistema de motorización eléctrica. Estos requisitos no pretenden describir de forma exhaustiva todas las prestaciones de un vehículo real, sino fijar unas condiciones mínimas de funcionamiento que permitan dimensionar de manera coherente los motores, la batería, el sistema de control y la estrategia de frenado regenerativo.

Desde el punto de vista funcional, el sistema debe permitir la tracción total eléctrica mediante cuatro motores independientes, uno por rueda. Esta configuración debe ser capaz de repartir el par entre las cuatro ruedas de forma electrónica, adaptando la entrega de potencia a las condiciones de conducción y a la demanda del vehículo.

En cuanto a las prestaciones, se considera necesario que el vehículo pueda circular en condiciones habituales de caminos de tierra y carretera y afrontar situaciones propias de un uso 4x4 ligero. Para ello, se adopta una velocidad máxima de diseño de 130 km/h y una pendiente máxima considerada del 20 %. Estos valores permiten cubrir escenarios representativos de circulación en caminos de tierra, carretera, aceleración, subida de pendiente y funcionamiento a baja velocidad en condiciones de mayor demanda de par.

El sistema debe incorporar además frenado regenerativo como complemento del freno mecánico convencional. La recuperación de energía se utilizará siempre que las condiciones de velocidad, estado de carga de la batería y demanda de frenado lo permitan. No obstante, el freno mecánico seguirá siendo imprescindible como sistema de respaldo, especialmente en frenadas intensas, a baja velocidad o cuando la batería no pueda admitir más potencia de carga.

La Tabla 3.2 resume los requisitos de diseño adoptados como base para el desarrollo posterior del sistema.

DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN VEHÍCULO 4X4
CONDICIONES Y DEMANDA

<i>Requisito</i>	<i>Valor/criterio adoptado</i>	<i>Justificación</i>
Velocidad máxima	130 km/h	Uso en carretera
Pendiente máxima	20 %	Uso 4x4/todoterreno ligero
Arquitectura	4 motores	Máximo control
Frenado regenerativo	Parcial, con freno mecánico de respaldo	Seguridad y limitaciones técnicas
Modelo de cálculo	Longitudinal simplificado	Alcance del trabajo

Tabla 3.2 Requisitos principales de diseño. Elaboración propia (2026).

Estos requisitos constituyen la base sobre la que se plantean las hipótesis de cálculo y el modelo longitudinal del vehículo. A partir de ellos será posible estimar la fuerza resistente, la potencia necesaria en rueda, el par requerido en cada rueda y la energía susceptible de ser recuperada durante las fases de frenado.

3.3 ARQUITECTURA SELECCIONADA

Una vez fijados los requisitos de diseño, es necesario concretar la arquitectura del sistema de propulsión que permitirá satisfacerlos. La configuración considerada para el desarrollo del sistema de motorización eléctrica se basa en una tracción total con cuatro motores eléctricos independientes, uno por cada rueda del vehículo. Cada motor entrega par a su rueda correspondiente a través de una etapa reductora, sin necesidad de árbol de transmisión longitudinal ni de diferencial mecánico entre ejes o entre ruedas de un mismo eje. El reparto de par se gestiona íntegramente en el dominio electrónico, lo que convierte a esta configuración en la más distribuida de las analizadas en el estado de la cuestión y en la que ofrece el mayor grado de control sobre la dinámica del vehículo.

La elección de esta arquitectura responde a las posibilidades que ofrece frente a configuraciones menos distribuidas. Al disponer cada rueda de un motor propio, el sistema puede aplicar par de tracción o de frenado de forma independiente en cada una de ellas, lo que maximiza el potencial de reparto vectorial de par, de control de estabilidad y de recuperación energética durante la frenada.

No obstante, el aprovechamiento pleno de una arquitectura de cuatro motores exige estrategias de control individualizado del par en cada rueda cuya complejidad excede el alcance del presente trabajo. Por este motivo, el análisis se centra en el dimensionamiento del sistema de motorización: se dimensiona el motor correspondiente a una rueda y, a partir de él, se extrapola de forma simétrica al conjunto de las cuatro.

El sistema propuesto se compone, de forma simplificada, de una batería de tracción, cuatro inversores de potencia, cuatro motores eléctricos, cuatro etapas reductoras, una unidad de control y el sistema de frenado mecánico convencional. La batería suministra la energía eléctrica durante la tracción y recibe la energía recuperada en las fases de frenado regenerativo. Cada inversor adapta la corriente de la batería a las necesidades de su motor, mientras que la unidad de control determina la consigna de par de cada rueda en función de la demanda del conductor y de las condiciones de funcionamiento del vehículo.

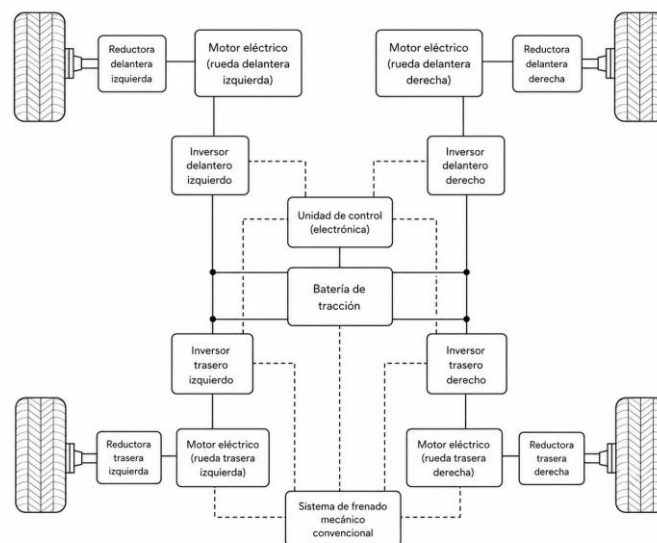


Figura 3.1 Esquema conceptual arquitectura considerada. Elaboración propia (2026).

En fase de aceleración, la unidad de control distribuye el par entre las cuatro ruedas de acuerdo con la demanda de potencia y, en el marco de este trabajo, según un reparto simétrico. En fase de frenado, los motores pueden operar como generadores, aplicando un par resistente sobre sus respectivas ruedas y recuperando parte de la energía cinética del vehículo; cuando la demanda de frenado supera la capacidad regenerativa del sistema, o cuando las condiciones de funcionamiento no permiten recuperar energía de forma segura,

el freno mecánico actúa como sistema de respaldo. Esta arquitectura no pretende reproducir todos los detalles de un vehículo comercial real, sino establecer una base técnica coherente para el dimensionamiento preliminar del sistema, centrado en las magnitudes principales que condicionan el diseño: potencia requerida, par por rueda, energía consumida, potencia regenerativa y reparto de frenada entre el sistema eléctrico y el mecánico.

3.4 HIPÓTESIS GENERALES DE CÁLCULO

Para poder desarrollar el dimensionamiento preliminar del sistema de motorización eléctrica, se adoptan una serie de hipótesis de cálculo que simplifican el comportamiento real del vehículo sin perder las magnitudes principales que condicionan el diseño. Estas hipótesis permiten obtener un modelo manejable, adecuado al alcance del trabajo, centrado en la estimación de fuerzas resistentes, potencia requerida, par en rueda y energía recuperable durante la frenada.

En primer lugar, se considera un modelo longitudinal del vehículo. Por tanto, el análisis se limita al movimiento en la dirección de avance y no se estudian en detalle la dinámica lateral, el balanceo, el cabeceo, la transferencia dinámica de cargas ni el comportamiento tridimensional de la suspensión. Esta simplificación resulta adecuada para una primera estimación del sistema de propulsión, ya que las variables principales de diseño dependen directamente de la fuerza longitudinal necesaria para mover el vehículo.

Se supone también que el vehículo circula sobre una superficie firme y uniforme, con coeficientes constantes de resistencia aerodinámica y resistencia a la rodadura. El contacto neumático-suelo se considera suficiente para transmitir el par requerido sin entrar en condiciones de pérdida severa de adherencia. De esta forma, no se modela de manera detallada el deslizamiento de los neumáticos ni la interacción con terrenos deformables, aunque se mantiene la consideración de una pendiente máxima para representar situaciones de mayor exigencia propias de un uso 4x4 ligero.

Respecto al sistema de propulsión, se considera que los cuatro motores son equivalentes y cada uno actúa sobre una rueda. Los rendimientos del motor, inversor y transmisión se tratan de forma global mediante valores constantes, con el objetivo de simplificar el cálculo

energético. Asimismo, el reparto de par entre ruedas se estudiará de forma simplificada, sin modelar algoritmos avanzados de control de estabilidad o reparto vectorial de par.

En relación con el frenado regenerativo, se asume que los motores pueden operar como generadores dentro de unos límites de potencia y velocidad. La recuperación de energía se considera posible únicamente cuando las condiciones de funcionamiento lo permiten, manteniéndose siempre el freno mecánico como sistema de respaldo. No se modela el comportamiento electroquímico detallado de la batería, sino que se consideran límites globales de potencia de carga y descarga adecuados para una estimación preliminar.

La Tabla 3.3 resume las principales hipótesis adoptadas para el desarrollo del modelo.

<i>Aspecto considerado</i>	<i>Hipótesis adoptada</i>
Tipo de modelo	Modelo longitudinal simplificado
Dinámica lateral	No considerada
Transferencia dinámica de cargas	No considerada de forma detallada
Superficie de rodadura	Firme y uniforme
Resistencia aerodinámica	Coeficiente constante
Resistencia a la rodadura	Coeficiente constante
Neumáticos	Sin modelado detallado del deslizamiento
Motores eléctricos	Cuatro motores, uno por rueda.
Rendimientos	Valores globales constantes
Reparto de par	Simétrico
Frenado regenerativo	Limitado por potencia, velocidad y batería
Freno mecánico	Sistema de respaldo obligatorio
Batería	Modelo energético simplificado

Tabla 3.3 Hipótesis generales de cálculo. Elaboración propia (2026).

3.5 *MODELO LONGITUDINAL DEL VEHÍCULO*

El dimensionamiento preliminar del sistema de motorización eléctrica requiere estimar la fuerza que debe desarrollar el vehículo en distintas condiciones de operación. Para ello se

emplea un modelo longitudinal simplificado, en el que se consideran únicamente las fuerzas que actúan en la dirección de avance. Este enfoque permite obtener la fuerza resistente total, la potencia requerida en rueda y el par necesario en las ruedas, magnitudes fundamentales para el diseño posterior de los motores eléctricos y de la batería.

En el modelo considerado, la fuerza total que debe vencer el sistema de propulsión se obtiene como suma de cuatro términos principales: la resistencia aerodinámica, la resistencia a la rodadura, la resistencia asociada a la pendiente y la fuerza de inercia necesaria para acelerar el vehículo³². De forma general, puede expresarse como:

$$F_{total} = F_{aero} + F_{rod} + F_{pend} + F_{inercia} \quad (3.1)$$

La resistencia aerodinámica representa la fuerza opuesta al avance debida al desplazamiento del vehículo a través del aire. Depende de la densidad del aire, del coeficiente aerodinámico, del área frontal del vehículo y del cuadrado de la velocidad:

$$F_{aero} = \frac{1}{2} \rho C_d A v^2 \quad (3.2)$$

donde ρ es la densidad del aire, C_d el coeficiente de resistencia aerodinámica, A el área frontal del vehículo y v la velocidad longitudinal.

La resistencia a la rodadura se debe principalmente a la deformación de los neumáticos y al contacto entre rueda y superficie. En una primera aproximación, se calcula mediante:

$$F_{rod} = m g C_{rr} \cos \theta \quad (3.3)$$

donde m es la masa del vehículo, g la aceleración de la gravedad, C_{rr} el coeficiente de resistencia a la rodadura y θ el ángulo de la pendiente. La pendiente se expresa inicialmente en porcentaje, aunque en las ecuaciones del modelo longitudinal se emplea el ángulo de inclinación θ . La relación entre ambas magnitudes viene dada por $i = \tan \theta$, considerando

³² Ehsani. et al. (2018).

i en tanto por uno. Para pendientes reducidas, el término $\cos \theta$ puede aproximarse a la unidad.

La resistencia asociada a la pendiente representa la componente del peso del vehículo en la dirección de avance. Su expresión es:

$$F_{pend} = m g \sin \theta \quad (3.4)$$

Este término es especialmente relevante en el diseño de un vehículo 4x4, ya que las condiciones de subida pueden generar demandas de par muy superiores a las necesarias en circulación en llano.

Por último, la fuerza de inercia recoge la fuerza necesaria para acelerar el vehículo. En un modelo longitudinal simplificado, esta fuerza no solo debe considerar la masa traslacional del vehículo, sino también el efecto aproximado de las masas giratorias, como ruedas, reductoras y rotores de los motores eléctricos³³. Para ello se introduce un factor de masa equivalente δ , ligeramente superior a la unidad, de forma que:

$$F_{inercia} = \delta m a \quad (3.5)$$

donde δ es el factor de masa equivalente, a es la aceleración longitudinal y m la masa del vehículo. En este trabajo se adopta un valor de $\delta = 1,08$, representativo. Esta fuerza de inercia será positiva durante la aceleración, nula a velocidad constante y negativa durante la deceleración.

A partir de la fuerza total requerida, la potencia mecánica necesaria en rueda puede calcularse como:

$$P_{ruedas,total} = F_{total} \times v \quad (3.6)$$

Esta potencia representa la demanda mecánica en el contacto rueda-suelo. Para estimar la potencia eléctrica que debe suministrar la batería será necesario considerar posteriormente

³³ Ehsani. et al. (2018).

el rendimiento global del sistema de propulsión, incluyendo inversor, motor y etapa reductora³⁴.

El par total requerido en rueda se obtiene a partir de la fuerza longitudinal total y del radio dinámico de la rueda:

$$T_{ruedas,total} = F_{total} \times r \quad (3.7)$$

Donde r representa el radio dinámico de la rueda. En una arquitectura de cuatro motores independientes, este par total deberá repartirse entre las cuatro ruedas según la estrategia de control adoptada. En una primera aproximación, podrá considerarse un reparto simétrico entre las cuatro ruedas, aunque posteriormente podrán estudiarse repartos distintos en función de la adherencia, la pendiente o la fase de funcionamiento del vehículo.

El mismo modelo permite analizar también las fases de frenado. Cuando la fuerza total resulta negativa, el vehículo se encuentra en una situación de deceleración y parte de la energía cinética puede recuperarse mediante frenado regenerativo. En este caso, la potencia en rueda cambia de signo y pasa a representar la potencia potencialmente recuperable, siempre limitada por la capacidad de los motores, los inversores y la batería.

Este modelo longitudinal constituye la base del cálculo posterior. A partir de él se podrán evaluar distintos escenarios de operación, como circulación a velocidad constante, aceleración, subida de pendiente y frenado, obteniendo en cada caso las necesidades de fuerza, potencia y par que condicionarán el dimensionamiento del sistema de motorización eléctrica.

3.6 ESCENARIOS DE OPERACIÓN

Una vez definido el modelo longitudinal del vehículo, es necesario establecer los escenarios de operación sobre los que se aplicarán las ecuaciones anteriores. Estos escenarios permiten representar condiciones de funcionamiento suficientemente distintas entre sí y sirven como

³⁴ Guzzella. et al. (2013).

base para estimar las necesidades de fuerza, potencia, par y energía del sistema de motorización eléctrica.

El primer escenario considerado corresponde a la circulación a velocidad constante en llano. Este caso permite evaluar la potencia necesaria para mantener el vehículo en movimiento sin aceleración y sin pendiente, teniendo en cuenta únicamente la resistencia aerodinámica y la resistencia a la rodadura. Se trata de una condición representativa de conducción en carretera y resulta útil para estimar la demanda de potencia en régimen estacionario.

El segundo escenario corresponde a una fase de aceleración en llano. En este caso, además de las fuerzas resistentes, aparece la fuerza de inercia asociada al aumento de velocidad del vehículo. Este escenario permite estimar la potencia máxima necesaria durante una maniobra de aceleración y resulta relevante para el dimensionamiento de los motores eléctricos y de los inversores.

El tercer escenario considerado es la subida de una pendiente máxima de diseño, tanto a velocidad constante como con una aceleración moderada. En este caso, la componente del peso en la dirección de avance adquiere una importancia significativa y puede generar una demanda elevada de par en rueda, especialmente a baja velocidad. La variante con aceleración en pendiente representa una de las condiciones más exigentes para el sistema de propulsión, ya que combina la fuerza necesaria para vencer la rampa con la fuerza de inercia asociada al aumento de velocidad. Este escenario es especialmente relevante en un vehículo 4x4, al permitir comprobar la capacidad del sistema para afrontar situaciones propias de un uso todoterreno ligero o de circulación en rampas pronunciadas.

El cuarto escenario corresponde a una fase de frenado. Durante la deceleración, la potencia en rueda cambia de signo y parte de la energía cinética del vehículo puede recuperarse mediante los motores eléctricos funcionando como generadores. Este escenario permite analizar la potencia regenerativa disponible, las limitaciones del sistema y la necesidad de intervención del freno mecánico cuando la demanda de frenado supera la capacidad de recuperación eléctrica.

Finalmente, se considera la posibilidad de emplear un ciclo de conducción simplificado, formado por tramos de aceleración, velocidad constante, deceleración y parada. Este ciclo

no pretende reproducir con exactitud un ciclo normalizado, sino servir como herramienta básica para evaluar de forma conjunta el consumo energético y la energía recuperable durante una secuencia representativa de funcionamiento.

La Tabla 3.4 resume los escenarios de operación considerados.

<i>Escenario</i>	<i>Condición analizada</i>	<i>Magnitud principal obtenida</i>
Circulación en llano	Velocidad constante, pendiente nula	Potencia de mantenimiento
Aceleración	Incremento de velocidad en llano	Potencia máxima y par requerido
Subida de pendiente	Pendiente máxima considerada, a velocidad constante o con aceleración moderada	Par en rueda y capacidad de tracción
Frenado	Deceleración del vehículo	Potencia regenerativa y demanda de freno mecánico
Ciclo simplificado	Secuencia aceleración–crucero–frenada	Energía consumida y energía recuperada

Tabla 3.4 Escenarios de operación considerados. Elaboración propia (2026).

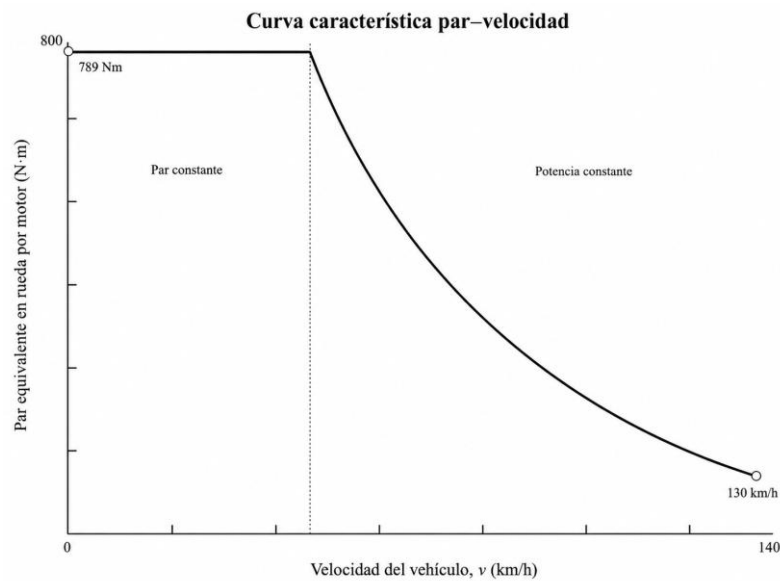
Estos escenarios permiten cubrir las condiciones principales que condicionan el diseño del sistema. A partir de ellos se podrá dimensionar la potencia de los motores, estimar el par necesario en cada rueda, evaluar la capacidad de la batería y analizar el comportamiento del frenado regenerativo dentro de un marco de cálculo coherente.

3.7 LÍMITES DE FUNCIONAMIENTO Y CONDICIONES CRÍTICAS

Definidos los escenarios de operación, conviene establecer los límites que acotan el funcionamiento del sistema y las condiciones más exigentes que deberá satisfacer. Estos límites delimitan el espacio dentro del cual se desarrollará el dimensionamiento posterior, sin entrar todavía en los valores numéricos, que se obtienen en los apartados siguientes.

El primer límite lo impone la propia característica par-velocidad de un motor eléctrico de tracción. Hasta la velocidad base, el motor opera en la zona de par constante, en la que entrega su par máximo; esta región gobierna las situaciones de baja velocidad y elevada demanda de par, como el arranque y la subida de pendientes pronunciadas. Por encima de la velocidad base, el motor pasa a la zona de potencia constante, en la que el par disponible

disminuye de forma inversa a la velocidad mientras la potencia se mantiene aproximadamente constante; esta región condiciona la velocidad máxima alcanzable. La Gráfica 3.1 representa de manera aproximada esta característica para el vehículo de referencia, junto con las dos condiciones críticas que delimitan el envolvente de funcionamiento: el par máximo, asociado al arranque, y la velocidad máxima de diseño de 130 km/h, situada en la zona de potencia constante.



Gráfica 3.1 Curva par-velocidad conceptual del sistema de propulsión. Elaboración propia (2026).

En la Gráfica 3.1 se representa de forma simplificada y esbozada la curva par-velocidad equivalente en rueda por motor, expresada en función de la velocidad del vehículo. La gráfica no pretende describir un motor comercial concreto, sino mostrar el comportamiento esperado de un motor eléctrico de tracción dentro del rango de funcionamiento requerido por el vehículo de referencia. Hasta la velocidad base, el sistema trabaja en una zona de par aproximadamente constante, adecuada para situaciones de baja velocidad y elevada demanda de par. A partir de dicha velocidad, el funcionamiento pasa a una zona de potencia aproximadamente constante, en la que el par disponible disminuye conforme aumenta la velocidad del vehículo. Sobre la curva se señalan dos condiciones críticas: el par máximo requerido en el arranque estimado en aproximadamente 789 Nm por rueda bajo hipótesis de reparto simétrico (el cálculo desarrollado se detalla en el apartado 3.10), y la velocidad máxima de diseño de 130 km/h.

Por último, la batería impone sus propios límites de funcionamiento. Su potencia máxima de descarga acota las prestaciones disponibles en tracción, mientras que su potencia máxima de carga limita la energía recuperable durante el frenado regenerativo. A ello se añade que la recuperación deja de ser posible a velocidades muy reducidas, por la caída de la fuerza contraelectromotriz, y cuando el estado de carga se aproxima a su máximo, como se ha descrito en el apartado 2.4. En esas condiciones, así como en las frenadas más intensas, el freno mecánico debe asumir la parte de la demanda que el sistema regenerativo no puede cubrir. Estos límites y condiciones críticas constituyen la referencia frente a la cual se evalúan, en los apartados siguientes, las magnitudes numéricas de la demanda.

3.8 CÁLCULO DE FUERZAS RESISTENTES

A partir de las condiciones y los límites establecidos, se cuantifican las fuerzas que el sistema de propulsión debe vencer en cada escenario de operación. El cálculo aplica el modelo longitudinal del apartado 3.5 con los parámetros del vehículo de referencia (Tabla 3.1), completados con las constantes físicas recogidas en la Tabla 3.5 y la hipótesis de la aceleración objetivo de aproximadamente $4,6 \text{ m/s}^2$, derivada de una prestación equivalente a 0–100 km/h en 6 s, aplicada únicamente como hipótesis de baja velocidad.

<i>Constante</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
ρ	1,225	kg/m^3
g	9,81	m/s^2
δ	1,08	-

Tabla 3.5 Constantes físicas. Elaboración propia (2026).

La fuerza total responde siempre a la misma expresión, ecuación (3.1), como suma de la resistencia aerodinámica, la de rodadura, la gravitatoria de la pendiente y la de inercia. Lo que distingue a cada escenario es qué términos intervienen: la aerodinámica crece con el cuadrado de la velocidad y solo es relevante a velocidades altas; la de rodadura está presente de forma prácticamente constante en todos los casos; la gravitatoria aparece únicamente en subida; y la de inercia, solo durante las fases de aceleración.

DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN VEHÍCULO 4X4

CONDICIONES Y DEMANDA

La Tabla 3.6 recoge el valor de cada componente y de la fuerza total en los escenarios considerados.

Escenario	v (km/h)	v (m/s)	a (m/s ²)	i	F_{aero} (N)	F_{rod} (N)	F_{pend} (N)	$F_{inercia}$ (N)	F_{total} (N)
Llano (cruce)	90	25,00	0,00	0,00	378	265	0	0	643
Llano (velocidad máxima)	130	36,11	0,00	0,00	789	265	0	0	1054
Aceleración en llano (arranque)	20	5,56	4,63	0,00	19	265	0	9001	9284
Subida 20% (baja velocidad)	20	5,56	0,00	0,20	19	260	3463	0	3741
Subida 20% (velocidad sostenida)	50	13,89	0,00	0,20	117	260	3463	0	3839
Subida 20% (aceleración)	20	5,56	4,63	0,20	19	260	3463	9001	12742

Tabla 3.6 Fuerzas totales en diferentes escenarios. Elaboración propia (2026).

El análisis muestra que en circulación en llano la demanda la fija la resistencia aerodinámica, dominante a velocidad máxima; en subida, la resistencia gravitatoria se convierte en el término principal y es prácticamente independiente de la velocidad; y en aceleración, la fuerza de inercia es, con diferencia, el término mayor.

De los resultados se desprenden dos casos cuya fuerza total destaca sobre el resto: la aceleración en llano y el escenario combinado de subida de pendiente con aceleración. Sin embargo, dimensionar el sistema a partir de este último supondría sobredimensionarlo frente a una exigencia que no se presenta en la práctica, ya que, como se ha justificado anteriormente, el requisito de pendiente se entiende satisfecho a velocidad constante o con una aceleración moderada, y no exige simultáneamente el ritmo de aceleración máximo de diseño. Por tanto, es la aceleración en llano el escenario que debe tomarse como referencia para el dimensionamiento del sistema.

A partir de las fuerzas obtenidas en este escenario se desarrollan, en los apartados siguientes, el cálculo de la potencia requerida y del par en rueda que condicionarán el dimensionamiento preliminar del sistema de motorización.

3.9 CÁLCULO DE POTENCIA REQUERIDA

A partir de las fuerzas resistentes obtenidas en el apartado anterior, se determina la potencia mecánica que el sistema de propulsión debe entregar en cada escenario. Para ello se aplica directamente la ecuación 3.6 del modelo longitudinal del vehículo descrito en el apartado 3.5.

El escenario que gobierna el dimensionamiento de potencia es, de nuevo, la aceleración en llano, identificada en 3.8 como la condición más exigente del sistema dentro del alcance del trabajo. Sin embargo, la potencia no se evalúa en el punto de la Tabla 3.6 ($v = 20 \text{ km/h}$), ya que ese valor corresponde a un instante concreto y bajo, anterior al máximo real de la maniobra. Mientras la aceleración se mantiene constante, la fuerza total permanece aproximadamente constante en $F_{total} = 9300 \text{ N}$, pero la velocidad sigue creciendo, por lo que la potencia demandada aumenta con ella. Este crecimiento se mantiene únicamente hasta la velocidad base del motor, punto en el que el sistema pasa de operar en la zona de par constante a la zona de potencia constante descrita en el apartado 3.7; a partir de ahí, el par disponible disminuye y la potencia se mantiene aproximadamente en su valor máximo. Por tanto, la potencia de pico del sistema se alcanza precisamente en la velocidad base.

Dado que la velocidad base del motor no se ha definido aún en este trabajo a partir de un análisis detallado del régimen de giro, se adopta como hipótesis una fracción representativa de la velocidad máxima de diseño, criterio habitual en el dimensionamiento preliminar de motores de tracción para vehículo eléctrico, se va a tomar una velocidad base del 35% de la velocidad máxima del vehículo de referencia, valor representativo dentro del rango típico de 25-40 % empleado en motores de tracción EV. Con $v_{max} = 130 \text{ km/h}$, resulta:

$$v_{base} = 0,35 \cdot 130 = 45,5 \text{ km/h} = 12,64 \text{ m/s} \quad (3.8)$$

La potencia de pico del sistema se obtiene aplicando la ecuación (3.6) con la fuerza total del escenario de arranque y la velocidad base:

$$P_{pico} = F_{total} \cdot v_{base} = 117,3 \text{ kW} \quad (3.9)$$

Repartida de forma simétrica entre los cuatro motores, la potencia de pico por motor resulta:

$$P_{pico,motor} = \frac{P_{pico}}{4} = 29,3 \text{ kW} \quad (3.10)$$

Este valor contrasta con la potencia necesaria en circulación a velocidad máxima en llano, calculada en el apartado 3.8 a partir de $F_{total} = 1054 \text{ N}$: $P = 1054 \cdot 36,11 \approx 38,1 \text{ kW}$ totales, equivalentes a 9,5 kW por motor. La comparación confirma que, igual que ocurría con el par, es el escenario de arranque el que gobierna también el dimensionamiento de potencia, y no la velocidad máxima sostenida, resultado coherente con el comportamiento esperado de un vehículo de estas características.

La potencia de pico de 117,3 kW totales (29,3 kW por motor) constituye, junto con el par por rueda que se va a detallar en el apartado 3.10, la referencia que se trasladará al capítulo 4 para la selección preliminar de los motores eléctricos.

3.10 PAR POR RUEDA Y EXTRAPOLACIÓN A LAS CUATRO

Una vez determinadas la fuerza total y la potencia de pico en el apartado anterior, se calcula el par que el sistema de propulsión debe entregar en el escenario de arranque, identificado en el apartado 3.8 como la condición más exigente para el dimensionamiento del sistema. Para ello se aplica la ecuación 3.7, $T_{rueda} = F_{total} \cdot r$, considerando el radio dinámico de rueda $r = 0,34 \text{ m}$ de la Tabla 3.1.

El par total equivalente, correspondiente a la fuerza conjunta que debe desarrollar el vehículo completo, resulta:

$$T_{total} = F_{total} \cdot r = 3156,6 \text{ Nm} \quad (3.11)$$

Este valor representa el par total demandado en el contacto rueda-suelo, repartido entre las cuatro ruedas. De acuerdo con la hipótesis de reparto simétrico establecida en el apartado 3.4, cada motor asume una cuarta parte de esta demanda:

$$T_{rueda} = \frac{T_{total}}{4} = 789 \text{ Nm} \quad (3.12)$$

Este resultado confirma el valor de par máximo por rueda ya anticipado en el apartado 3.7 y representado en la Gráfica 3.1, donde constituye el límite superior de la zona de par constante del sistema de propulsión.

Como verificación de coherencia entre las magnitudes obtenidas en este apartado y en el anterior, puede comprobarse que el par y la potencia de pico calculados se corresponden entre sí a través de la velocidad de giro de la rueda en la velocidad base. Con $w_{base} = \frac{v_{base}}{r} = 37,2 \text{ rad/s}$, resulta:

$$P_{pico,motor} = T_{rueda} \cdot w_{base} = 29,3 \text{ kW} \quad (3.13)$$

valor idéntico al obtenido en el apartado 3.9, lo que confirma la consistencia interna del modelo entre fuerza, par y potencia para el escenario de arranque.

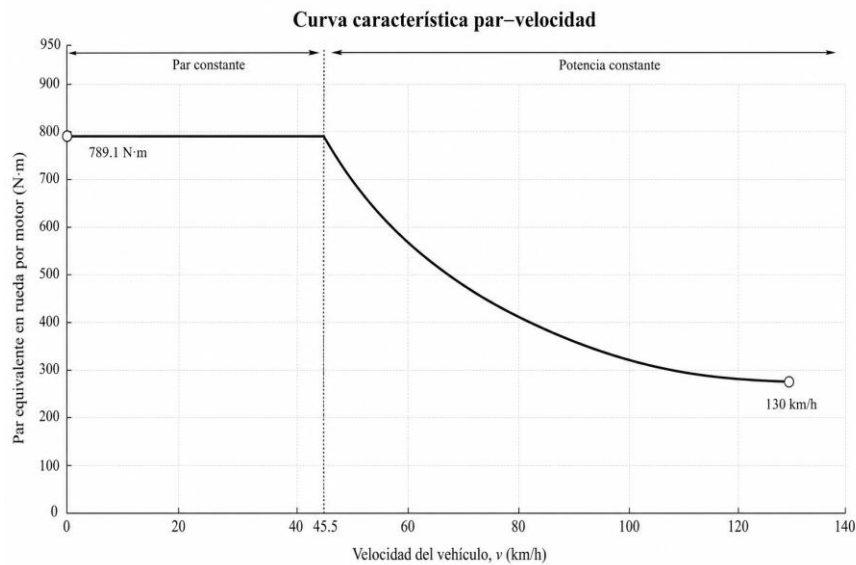
El par máximo de 789,1 Nm por rueda y la potencia de pico de 29,3 kW por motor constituyen la referencia que se trasladará al capítulo 4 para la selección preliminar de los motores eléctricos y de la relación de reducción.

3.11 CURVAS CARACTERÍSTICAS ESPERADAS

A partir de los resultados obtenidos en los apartados anteriores, se representan gráficamente las curvas características del sistema de propulsión para el vehículo de referencia. Estas curvas sintetizan de forma visual el comportamiento esperado del sistema en función de la velocidad, permitiendo identificar con claridad las dos zonas de funcionamiento que condicionan el dimensionamiento: la zona de par constante y la zona de potencia constante. Las gráficas han sido generadas en MATLAB a partir de los parámetros y resultados numéricos calculados en los apartados 3.8, 3.9 y 3.10.

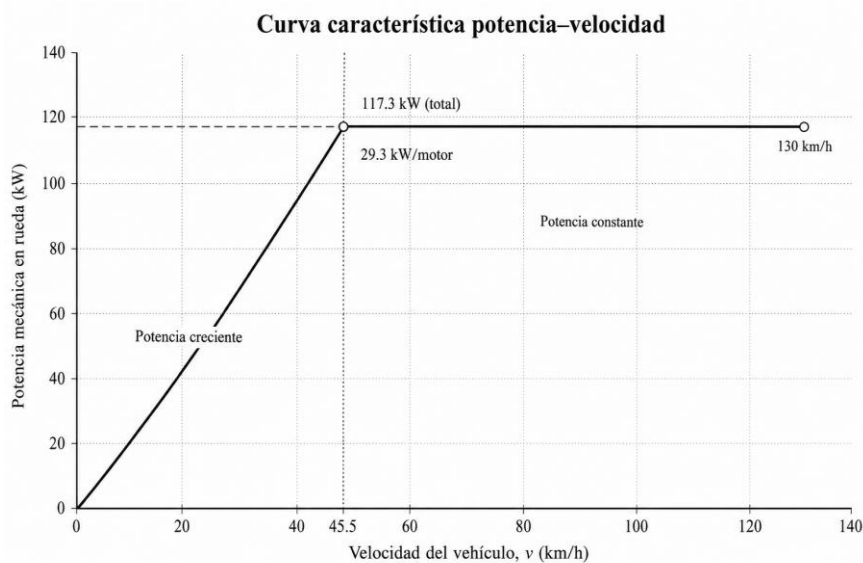
DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN VEHÍCULO 4X4

CONDICIONES Y DEMANDA



Gráfica 3.2 Curva par-velocidad esperada del sistema de propulsión. Elaboración propia (2026).

La Gráfica 3.2 representa la curva par-velocidad equivalente en rueda por motor. En el tramo comprendido entre el arranque y la velocidad base, el sistema opera en la zona de par constante, entregando el par máximo de 789,1 Nm por rueda obtenido en el apartado 3.10. A partir de la velocidad base, el sistema entra en la zona de potencia constante, en la que el par disponible disminuye de forma inversamente proporcional a la velocidad mientras la potencia se mantiene aproximadamente en su valor máximo. La velocidad máxima de diseño de 130 km/h se sitúa dentro de esta segunda zona.



Gráfica 3.3 Curva potencia-velocidad esperada del sistema de propulsión. Elaboración propia (2026).

La Gráfica 3.3 representa la curva potencia-velocidad correspondiente al mismo sistema. En el tramo de par constante, la potencia crece linealmente con la velocidad, de acuerdo con la relación $P = F_{total} \cdot v$, alcanzando su valor máximo en la velocidad base. A partir de ese punto, la potencia se mantiene aproximadamente constante en 117,3 kW totales (29,3 kW por motor), confirmando que el dimensionamiento del sistema queda gobernado por el escenario de arranque identificado en el apartado 3.8 y no por la condición de velocidad máxima sostenida, cuya demanda de potencia (38,1 kW totales) es significativamente inferior.

La caracterización del sistema en términos de par y potencia en rueda queda así completada. La curva par-velocidad equivalente en el eje del motor, que requiere conocer la relación de reducción adoptada, se desarrolla en el siguiente capítulo, una vez fijados los parámetros de la etapa reductora.

3.12 DEMANDA ENERGÉTICA Y BATERÍA

Una vez determinadas la fuerza, la potencia y el par requeridos en los distintos escenarios de operación, es necesario traducir estas magnitudes en términos energéticos, para estimar la capacidad de la batería necesaria y las potencias de descarga que el sistema deberá ser capaz de soportar.

Para estimar el consumo energético del vehículo se adopta como referencia una circulación a velocidad de cruce constante de 90 km/h, escenario ya calculado en el apartado 3.8 (Tabla 3.6), junto con una autonomía objetivo de diseño de 300 km. A partir de la potencia mecánica obtenida para ese escenario, $P_{mec} = F_{total} \cdot v = 643 \cdot 25 = 16,1 \text{ kW}$, y del tiempo necesario para recorrer la distancia de referencia a velocidad constante, $t = 300/90 \approx 3,33 \text{ h}$, la energía mecánica demandada resulta:

$$E_{mec} = P_{mec} \cdot t = 53,7 \text{ kWh} \quad (3.14)$$

Esta energía corresponde al trabajo mecánico realizado, sin considerar todavía las pérdidas del sistema de propulsión. Para obtener la energía eléctrica que debe suministrar la batería es necesario introducir el rendimiento global del conjunto motor-inversor-reductora. La bibliografía sobre trenes motrices de vehículos eléctricos sitúa este rendimiento global en un

rango aproximado del 75 % al 90 %, dependiendo del componente considerado y de las condiciones de operación³⁵. En este trabajo se adopta un valor representativo del 85 % dentro de dicho rango. La energía eléctrica resultante es:

$$E_{elec} = \frac{E_{mec}}{\eta} = 63,1 \text{ kWh} \quad (3.15)$$

Este valor constituye una primera estimación de la capacidad de batería necesaria para satisfacer la autonomía objetivo en circulación de cruce. Expresado como consumo específico, equivale aproximadamente a 21,1 kWh/100 km, cifra coherente con los valores habituales de un vehículo eléctrico 4x4 de tamaño medio y masa similar a la del vehículo de referencia.

De forma análoga, la potencia eléctrica que la batería debe entregar en régimen de cruce se obtiene aplicando el mismo rendimiento a la potencia mecánica del escenario:

$$P_{elec,cruce} = \frac{P_{mec}}{\eta} = 18,9 \text{ kW} \quad (3.16)$$

Junto a esta demanda en régimen permanente, la batería debe ser capaz de soportar la potencia de pico identificada en el apartado 3.9 durante las fases de aceleración. Aplicando el mismo rendimiento global a la potencia mecánica de pico (117,3 kW), la potencia eléctrica máxima de descarga exigida a la batería resulta:

$$P_{elec,pico} = \frac{P_{pico}}{\eta} = 138 \text{ kW} \quad (3.17)$$

Esta cifra representa el límite superior de potencia de descarga que deberá soportar la batería durante el escenario de arranque, y constituye, junto con la capacidad energética estimada, una de las referencias principales para su dimensionamiento preliminar en el capítulo 4.

³⁵ Ehsani, M. et al. (2018).

La Tabla 3.7 resume las magnitudes energéticas y de potencia obtenidas en este apartado.

<i>Magnitud</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Autonomía objetivo	300	km
Velocidad de crucero de referencia	90	km/h
Energía mecánica (300 km)	53,7	kWh
Rendimiento global adoptado	85	%
Energía eléctrica necesaria (batería)	63,1	kWh
Consumo específico	21,1	kWh/100 km
Potencia eléctrica de crucero	18,9	kW
Potencia eléctrica máxima de descarga	138,0	kW

Tabla 3.7 Parámetros de referencia de la batería. Elaboración propia (2026).

3.13 FRENADO Y POTENCIA REGENERATIVA DISPONIBLE

Una vez establecida en el apartado anterior la potencia máxima de descarga que debe soportar la batería, se debe fijar el límite complementario de potencia de carga durante el frenado regenerativo, así como estimar la energía recuperable en un escenario de frenada representativo.

La potencia máxima de carga que una batería de tracción puede admitir es habitualmente inferior a su potencia máxima de descarga, ya que el proceso de carga resulta más sensible a fenómenos de degradación y calentamiento de las celdas. En ausencia de un modelo electroquímico detallado de la batería, se adopta como hipótesis un límite de carga conservador equivalente al 60 % de la potencia máxima de descarga obtenida en el apartado 3.12, resulta entonces³⁶:

$$P_{carga,m\acute{a}x} = 0,6 \cdot 138 = 82,8 \text{ kW} \quad (3.18)$$

³⁶ Jeffrey Jenkins (2017).

Este valor constituye el límite superior de potencia que el sistema de frenado regenerativo puede transferir a la batería en cualquier instante, independientemente del escenario de frenado considerado.

Para estimar la energía recuperable en un caso representativo, se considera una frenada parcial dentro de un entorno urbano, desde 50 km/h hasta la detención completa, con una deceleración moderada de 2 m/s². La energía cinética disponible al inicio de la frenada es:

$$E_c = \frac{1}{2}mv^2 = 173611 J = 0,048 kWh \quad (3.19)$$

Dado el carácter preliminar de la estimación y la reducida variación que introduce el factor de masa equivalente δ , en este cálculo se considera únicamente la energía cinética asociada a la masa traslacional del vehículo.

De acuerdo con la revisión bibliográfica recogida en el apartado 2.4, los sistemas de frenado regenerativo actuales recuperan aproximadamente entre el 60 % y el 70 % de la energía cinética disponible en el instante de frenado. Aplicando este mismo rango, la energía recuperable en la frenada considerada resulta:

$$E_{rec} = E_c \cdot [0,60 - 0,70] \approx 0,029 - 0,034 kWh \quad (3.20)$$

Se trata de una cantidad reducida en términos absolutos, coherente con el hecho de que corresponde a un único evento de frenada parcial; su relevancia real se manifiesta de forma acumulada a lo largo de un ciclo de conducción con paradas frecuentes, aspecto que queda fuera del alcance de este apartado.

Por último, conviene comprobar si la potencia instantánea exigida en este escenario satura o no el límite de carga fijado anteriormente. La fuerza neta que debe aplicar el sistema de frenado se obtiene restando a la fuerza de inercia las resistencias aerodinámicas y de rodadura, que en frenado contribuyen a decelerar el vehículo:

$$F_{frenado} = F_{inercia} - F_{aero} - F_{rod} = 3.506 N \quad (3.21)$$

La potencia mecánica instantánea máxima, alcanzada al inicio de la frenada ($v = 50$ km/h), resulta:

$$P_{inst,mec} = F_{frenado} \cdot v = 48,7 \text{ kW} \quad (3.22)$$

Aplicando el rendimiento global del sistema en modo generador, la potencia eléctrica recuperable en ese instante es:

$$P_{inst,elec} = P_{inst,mec} \cdot \eta = 41,4 \text{ kW} \quad (3.23)$$

Este valor se mantiene por debajo del límite de carga de la batería (82,8 kW), lo que indica que, en una frenada urbana moderada como la considerada, el sistema regenerativo dispone de margen suficiente para absorber la potencia instantánea máxima de este escenario sin saturar el límite de carga de la batería. No obstante, la energía neta recuperada seguirá limitada por el rendimiento del proceso, la baja velocidad en la fase final de la detención y las condiciones de estado de carga de la batería. Esta conclusión es coherente con la estrategia de blending descrita en el apartado 2.4, en la que el freno mecánico se reserva fundamentalmente para frenadas más intensas, para las fases finales de detención a baja velocidad o para situaciones en las que el estado de carga de la batería restrinja la admisión de potencia.

3.14 SÍNTESIS DE LA DEMANDA PARA EL DIMENSIONAMIENTO

El conjunto de apartados anteriores ha permitido cuantificar las magnitudes principales que condicionan el dimensionamiento del sistema de motorización eléctrica. La Tabla 3.8 recoge de forma unificada los resultados obtenidos, que constituyen la referencia de partida para el diseño desarrollado en el capítulo siguiente.

<i>Magnitud</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Fuerza máxima (arranque en llano)	F_{max}	9.284	N
Par máximo por rueda	T_{rueda}	789,1	Nm
Velocidad base	v_{base}	45,5	km/h
Potencia de pico por motor	P_{motor}	29,3	kW
Potencia de pico total	P_{pico}	117,3	kW
Potencia eléctrica máxima de descarga	P_{desc}	138,0	kW
Potencia eléctrica máxima de carga	P_{carga}	82,8	kW

DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN VEHÍCULO 4X4
CONDICIONES Y DEMANDA

Capacidad de batería estimada	E_{bat}	63,1	kWh
Consumo específico (cruce 90 km/h)	—	21,1	kWh/100 km
Autonomía objetivo	—	300	km
Rendimiento global adoptado	η	85	%

Tabla 3.8 Síntesis de la demanda del sistema de motorización eléctrica. Elaboración propia (2026).

Estas magnitudes resumen la demanda que el sistema de propulsión debe ser capaz de satisfacer en las condiciones de operación consideradas. A partir de estos valores, el capítulo 4 aborda el dimensionamiento preliminar de los motores eléctricos, la relación de reducción y la batería de tracción.

Capítulo 4. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA

A partir de los resultados obtenidos en el capítulo anterior, recogidos en la Tabla 3.8, este capítulo acomete el dimensionamiento preliminar de los componentes principales del sistema de propulsión eléctrica. El proceso parte de la selección del tipo de motor eléctrico más adecuado para la arquitectura considerada, y continúa con el cálculo del par y la potencia requeridos a nivel de motor, la determinación de la relación de reducción y el régimen de giro nominal, y el dimensionamiento de la batería de tracción. Se incluye además una simulación preliminar de los escenarios críticos identificados en el capítulo anterior, con el objetivo de verificar que los parámetros adoptados permiten satisfacer las condiciones de operación del vehículo de referencia. El conjunto de estos resultados constituye la base técnica sobre la que se apoyará el análisis del frenado regenerativo desarrollado en el capítulo siguiente.

4.1 SELECCIÓN DEL TIPO DE MOTOR ELÉCTRICO

El punto de partida para el dimensionamiento del sistema es la selección del tipo de motor eléctrico que actuará sobre cada rueda. Esta elección condiciona los valores de par y velocidad de giro del motor, la estrategia de control y el comportamiento del sistema en modo regenerativo, por lo que es necesario justificarla antes de abordar cualquier cálculo de dimensionamiento.

Los criterios que justifican la selección en este caso son tres. El primero es la densidad de par y potencia: dado que cada motor debe estar integrado por rueda, el volumen disponible es limitado y se requiere la mayor densidad posible para alcanzar las exigencias de par definidas en el apartado 3.10. El segundo criterio es la eficiencia en un rango amplio de operación, tanto en modo motor durante la tracción como en modo generador durante el frenado regenerativo; una eficiencia elevada en ambos modos maximiza la autonomía del vehículo y la energía recuperable. El tercer criterio es la madurez tecnológica e implantación industrial, dado que el trabajo se enmarca en un dimensionamiento preliminar basado en tecnologías disponibles y contrastadas.

A partir de estos criterios, se comparan las cuatro tecnologías principales utilizadas en tracción eléctrica de vehículos: el motor de inducción (IM), el motor síncrono de imanes permanentes interiores (IPMSM), el motor brushless DC (BLDC) y el motor de reluctancia conmutada (SRM). La Tabla 4.1 recoge una valoración cualitativa de cada tecnología frente a los criterios establecidos.

<i>Criterio</i>	<i>IM</i>	<i>IPMSM</i>	<i>BLDC</i>	<i>SRM</i>
Densidad de par y potencia	Media	Muy alta	Alta	Media-alta
Eficiencia en rango amplio	Media-alta	Muy alta	Alta	Media
Modo generador (regenerativo)	Bueno	Muy bueno	Bueno	Limitado
Madurez tecnológica	Muy alta	Muy alta	Alta	Media
Rizado de par	Bajo	Bajo	Medio	Alto

Tabla 4.1 Comparativa cualitativa de tecnologías de motor para tracción EV. Elaboración propia (2026).

El motor de inducción presenta una madurez tecnológica contrastada y un coste competitivo, y ha sido empleado históricamente por fabricantes como Tesla en sus primeras plataformas; sin embargo, su densidad de par y su eficiencia a cargas parciales son inferiores a las del IPMSM, lo que lo penaliza en una aplicación con restricción de volumen por rueda. El BLDC ofrece una buena relación densidad-coste y una respuesta dinámica rápida, pero su control es menos preciso que el del IPMSM en régimen transitorio y presenta mayor rizado de par³⁷. El SRM destaca por su robustez y ausencia de imanes permanentes, pero su elevado rizado de par y su menor eficiencia en el rango de operación habitual lo hacen menos adecuado para esta aplicación.

El IPMSM se presenta como la tecnología más adecuada para el sistema considerado. Su elevada densidad de par y potencia permite satisfacer la demanda calculada en el capítulo anterior con un volumen reducido por motor, lo que resulta especialmente relevante en una arquitectura de cuatro motores independientes. Su eficiencia es la más alta de entre las tecnologías comparadas en el rango típico de operación de un vehículo eléctrico de tracción,

³⁷ Tebeje Tesfaw Wondie et al. (2023).

tanto en modo motor como en modo generador. Por estas razones, el IPMSM se adopta como tecnología de referencia para el dimensionamiento desarrollado en los apartados siguientes³⁸.

4.2 DIMENSIONAMIENTO DEL MOTOR: PAR Y POTENCIA

Los requisitos que debe satisfacer cada motor eléctrico del sistema quedan definidos por los resultados obtenidos en el capítulo anterior. Según la síntesis recogida en la Tabla 3.8, el par máximo requerido en rueda en el escenario de arranque es de 789,1 Nm, la potencia de pico por motor es de 29,3 kW y la velocidad base del sistema se sitúa en 45,5 km/h.

Estas magnitudes corresponden al eje de la rueda. Para trasladarlas al eje del motor es necesario introducir la relación de reducción de la etapa reductora, cuya determinación se desarrolla en el apartado siguiente. Anticipando el valor adoptado de $k = 8$, justificado en el apartado 4.3, los parámetros del motor resultan de aplicar las siguientes relaciones:

$$T_{motor} = \frac{T_{rueda}}{k} \quad (4.1)$$

$$n_{motor} = n_{rueda} \cdot k \quad (4.2)$$

donde se ha adoptado un rendimiento de la etapa reductora próximo a la unidad en esta primera estimación, de acuerdo con las hipótesis generales del apartado 3.4. El par nominal requerido al motor resulta:

$$T_{motor} = \frac{789,1}{8} = 98,6 \text{ Nm} \quad (4.3)$$

La potencia de pico por motor no se ve afectada por la relación de reducción, ya que esta magnitud se conserva a través de la transmisión ideal:

$$P_{motor} = 29,3 \text{ kW} \quad (4.4)$$

³⁸ Ameer L. Saleh. et al. (2024).

La velocidad de giro del motor en la velocidad base y en la velocidad máxima se obtiene a partir de la velocidad angular de la rueda y la relación de reducción. Con $r = 0,34$ m:

$$n_{motor,base} = k \cdot \frac{v_{base}}{r} \cdot \frac{60}{2\pi} \approx 2840 \text{ rpm} \quad (4.5)$$

$$n_{motor,max} = k \cdot \frac{v_{max}}{r} \cdot \frac{60}{2\pi} \approx 8114 \text{ rpm} \quad (4.6)$$

La Tabla 4.2 recoge los parámetros principales del motor eléctrico resultantes de este dimensionamiento preliminar.

<i>Parámetro</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Par máximo en eje de motor	T_{motor}	98,6	Nm
Potencia de pico por motor	P_{motor}	29,3	kW
Velocidad de giro en v_{base}	$n_{motor,base}$	2.840	rpm
Velocidad de giro en v_{max}	$n_{motor,max}$	8.114	rpm
Relación de reducción (adelanto)	k	8	—

Tabla 4.2 Parámetros del motor eléctrico resultantes del dimensionamiento preliminar. Elaboración propia (2026).

Los valores obtenidos son coherentes con el rango de operación habitual de los motores IPMSM de tracción empleados en vehículos eléctricos de prestaciones similares, que típicamente operan en rangos de par de 50 a 200 Nm y velocidades máximas de entre 6.000 y 14.000 rpm. En particular, el par calculado de 98,6 Nm se sitúa en la zona central de dicho intervalo, lo que confirma que el dimensionamiento obtenido no exige prestaciones extremas al motor y que existen soluciones comerciales. La relación entre la velocidad máxima y la velocidad base, cercana a tres, define el rango de operación en la zona de potencia constante. Este rango deberá ser alcanzable mediante debilitamiento de campo en el control del motor, una técnica ampliamente utilizada en accionamientos IPMSM de tracción, cuyo diseño detallado queda fuera del alcance del presente trabajo pero que deberá tenerse en cuenta en la fase de diseño del inversor y la estrategia de control asociada³⁹.

³⁹ Deepak, K. et al. (2023).

4.3 RELACIÓN DE REDUCCIÓN Y RÉGIMEN DE GIRO

Una vez determinados los requisitos de par y potencia en el eje del motor, es necesario establecer formalmente la relación de reducción k que vincula el eje del motor con el eje de la rueda. Esta etapa reductora es el elemento que permite que el motor opere en su rango de velocidades de alta eficiencia, mientras la rueda gira a la velocidad angular que corresponde a la velocidad del vehículo.

La selección de k responde a una doble restricción. Por un lado, debe garantizar que el par requerido al motor sea compatible con las dimensiones y prestaciones de un IPMSM compacto. Por otro, debe asegurar que la velocidad máxima del motor no supere el límite mecánico admisible para este tipo de máquinas. Ambas condiciones quedan expresadas como:

$$k \leq \frac{T_{rueda}}{T_{motor,min}} \quad (4.7)$$

$$k \leq \frac{n_{motor,max}}{n_{rueda,max}} \quad (4.8)$$

donde $T_{motor,min} = 50 \text{ Nm}$ es el límite inferior de par adoptado como referencia para un IPMSM compacto de tracción, y $n_{motor,max} = 14000 \text{ rpm}$ es la velocidad máxima de referencia para este tipo de máquinas, como se ha visto en el apartado anterior. La velocidad angular máxima de la rueda se obtiene a partir de:

$$n_{rueda,max} = \frac{v_{max}}{r} \cdot \frac{60}{2\pi} \approx 1014 \text{ rpm} \quad (4.9)$$

Aplicando ambas restricciones:

$$k \leq \frac{T_{rueda}}{T_{motor,min}} \approx 15,8 \quad (4.10)$$

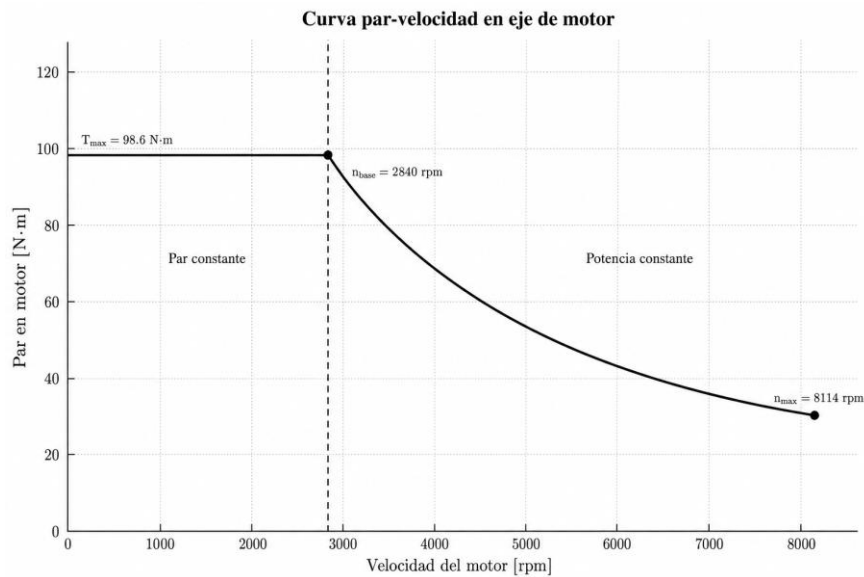
$$k \leq \frac{n_{motor,max}}{n_{rueda,max}} \approx 13,8 \quad (4.11)$$

La restricción más exigente es la de velocidad, que impone $k \leq 13,8$. Dentro del margen admisible, valores de k en torno a 8 han sido evaluados y documentados en la literatura para vehículos eléctricos, constituyendo un valor de referencia habitual que equilibra adecuadamente el par y la velocidad del motor. Por tanto, en este trabajo se adopta $k = 8$, que satisface ambas restricciones con margen suficiente.

$$T_{motor} = \frac{789,1}{8} = 98,6 < 200 \text{ Nm} \quad (4.12)$$

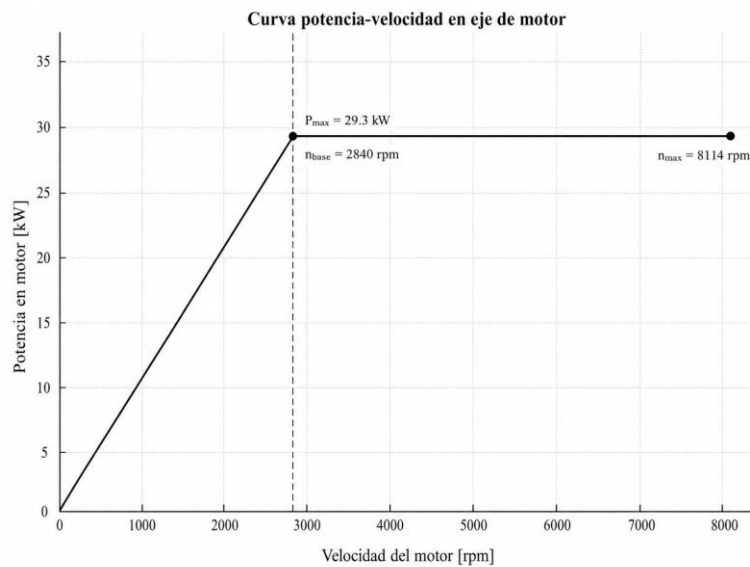
$$n_{motor} = 8 \cdot 1014 = 8114 < 14000 \text{ rpm} \quad (4.13)$$

A partir de la relación de reducción determinada en este apartado, es posible expresar la curva par-velocidad y potencia-velocidad del motor en términos de su propio eje de giro, magnitud que no podía obtenerse en el capítulo anterior al no disponer aún del valor de k . Las Gráficas 4.1 y 4.2 muestran dichas curvas para el motor dimensionado.



Gráfica 4.1 Curva par-velocidad en eje del motor. Elaboración propia (2026).

La Gráfica 4.1 muestra las dos zonas de operación características del IPMSM: la zona de par constante hasta la velocidad base, y la zona de potencia constante a partir de dicha velocidad, en la que el par decrece hiperbólicamente hasta alcanzar las 8.114 rpm correspondientes a la velocidad máxima de diseño.



Gráfica 4.2 Curva potencia-velocidad en eje de motor. Elaboración propia (2026).

De forma complementaria, la Gráfica 4.2 muestra la curva potencia-velocidad del motor. La potencia crece linealmente desde el arranque hasta alcanzar el valor de pico de 29,3 kW en la velocidad base, manteniéndose constante a partir de ese punto hasta la velocidad máxima de 8.114 rpm.

4.4 SIMULACIÓN PRELIMINAR DE ESCENARIOS REPRESENTATIVOS

Con el motor dimensionado y la relación de reducción determinada, se procede a verificar que el sistema propuesto dispone de margen suficiente frente a los escenarios de operación representativos del vehículo de referencia. Para ello se seleccionan tres puntos de funcionamiento que cubren el rango de uso habitual: un arranque con aceleración representativa, una maniobra de aceleración desde velocidad de crucero y la operación en crucero a velocidad sostenida.

Los valores de par y potencia requeridos al motor en cada punto se obtienen a partir de las ecuaciones del modelo longitudinal desarrollado en el Capítulo 3, teniendo en cuenta ahora la relación de reducción.

La Tabla 4.3 recoge los resultados obtenidos para cada escenario, junto con los valores de par y potencia disponibles en la envolvente límite del motor a las mismas rpm y el margen resultante.

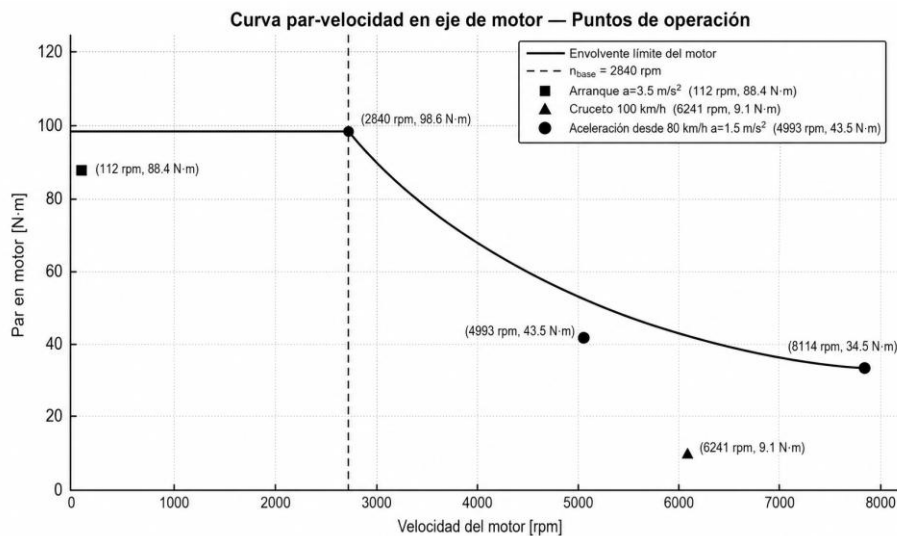
DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN VEHÍCULO 4X4

DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA

Escenario	v [km/h]	a [m/s ²]	n_{motor} [rpm]	T_{req} [Nm]	T_{env} [Nm]	Margen T [Nm]	P_{req} [kW]	P_{env} [kW]	Margen P [kW]
Arranque	~0	3,5	112	88,4	98,6	10,2	1,0	1,2	0,2
Aceleración desde 80 km/h	80	1,5	4.993	43,5	56,0	12,5	22,7	29,3	6,6
Crucero	100	0	6.241	9,1	44,8	35,7	6,0	29,3	23,3

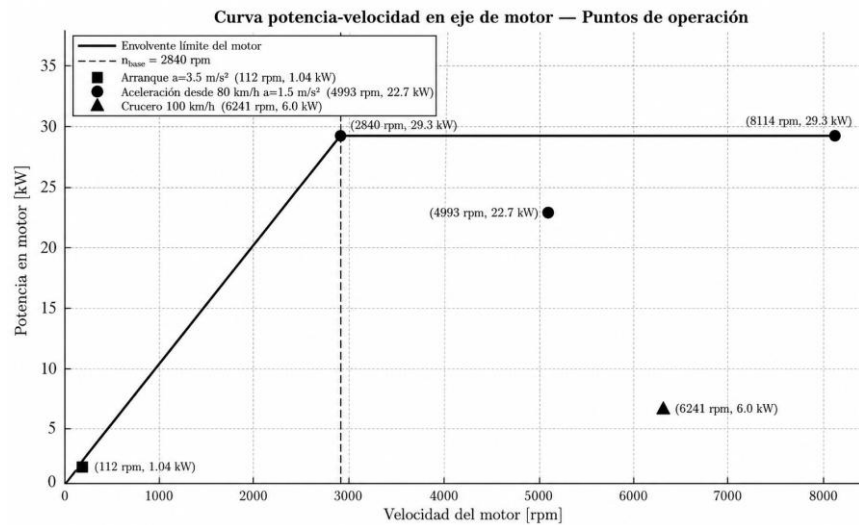
Tabla 4.3 Puntos de operación seleccionados. Elaboración propia (2026).

La Gráfica 4.3 representa los tres puntos de operación sobre la curva par-velocidad del motor. En el escenario de arranque el motor opera próximo a su límite de par, lo que es coherente con el hecho de que el dimensionamiento se realizó precisamente para el caso de arranque máximo. En crucero a 100 km/h, en cambio, el motor entrega únicamente 9,1 Nm de los 44,8 Nm disponibles a esas rpm, lo que evidencia un margen de 35,7 Nm disponible para acelerar desde esa velocidad sin superar los límites del motor. Este caso queda reflejado en el de aceleración desde 80 km/h donde se ve que tampoco se supera la envolvente del par.



Gráfica 4.3 Curva par-velocidad en eje de motor con puntos de operación. Elaboración propia (2026).

La Gráfica 4.4 muestra los mismos puntos sobre la curva potencia-velocidad. La maniobra de aceleración desde 80 km/h es el escenario más exigente en términos de potencia, alcanzando 22,7 kW de los 29,3 kW disponibles. En crucero a 100 km/h la demanda de potencia se reduce a 6,0 kW, confirmando que el motor opera muy por debajo de su límite en condiciones de uso habitual.



Gráfica 4.4 Curva potencia-velocidad en eje de motor con puntos de operación. Elaboración propia (2026).

Los tres escenarios verifican que el motor dimensionado satisface las condiciones de operación del vehículo de referencia con margen suficiente en todos los regímenes de funcionamiento, lo que valida el dimensionamiento preliminar desarrollado en los apartados anteriores.

4.5 DIMENSIONAMIENTO DE LA BATERÍA

Los parámetros de la batería de tracción han sido determinados en el Capítulo 3 a partir de los requisitos energéticos y de potencia del sistema. Según la síntesis recogida en la Tabla 3.8, la capacidad energética requerida es de 63,1 kWh, la potencia máxima de descarga es de 138 kW y la potencia máxima de carga es de 82,8 kW. La masa del pack depende de la tecnología de celda empleada: con química NMC, cuya densidad energética a nivel de pack se sitúa entre 180 y 220 Wh/kg, la masa estimada oscila entre 287 y 351 kg; con LFP, de menor densidad (130–150 Wh/kg), el pack resultaría entre 421 y 485 kg⁴⁰. Ambas químicas son técnicamente viables para el sistema propuesto, y la elección entre ellas queda condicionada por criterios de coste, vida útil y seguridad que corresponden a la fase de diseño detallado. En cuanto a la configuración física del pack, una solución habitual en vehículos eléctricos 4x4 es el empleo de un pack centralizado bajo el suelo del vehículo, que mejora

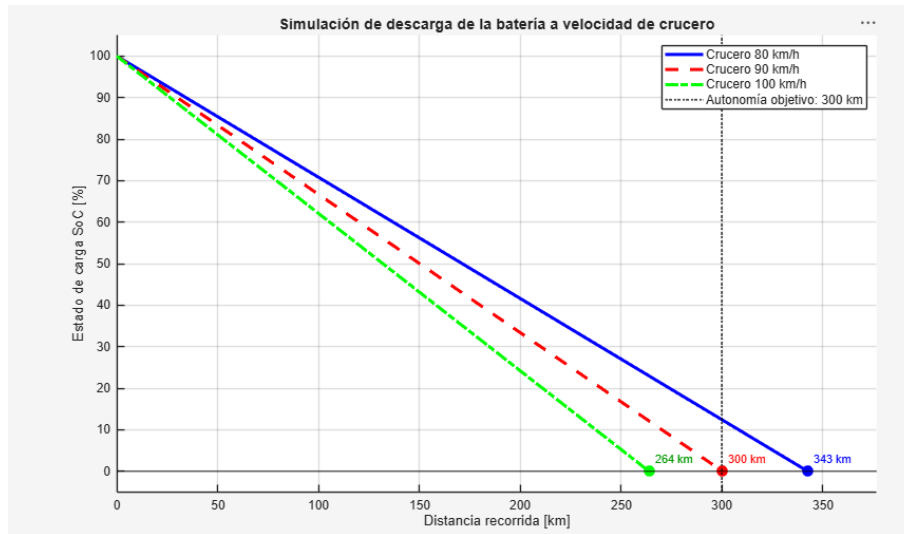
⁴⁰ Tim Harper (2025).

el reparto de masas y simplifica la integración estructural y térmica del sistema. También podrían plantearse configuraciones distribuidas, aunque su análisis detallado queda fuera del alcance de este trabajo. Ambas configuraciones son compatibles con la arquitectura de cuatro motores independientes propuesta, y la elección final dependerá de condicionantes de packaging que quedan fuera del alcance de este trabajo.

Con el objeto de verificar que la capacidad energética dimensionada es coherente con la autonomía objetivo de 300 km, se simula la descarga del pack a velocidad de crucero constante mediante la siguiente expresión, implementada posteriormente en MATLAB:

$$SoC(d) = 100 - \frac{P_{crucero}(v)}{E_{bat}} \cdot \frac{d}{v} \cdot 100 \quad (4.14)$$

La Gráfica 4.5 muestra la evolución del SoC frente a la distancia recorrida a 80, 90 y 100 km/h.



Gráfica 4.5 Evolución del SoC frente a la distancia recorrida a 80, 90 y 100 km/h. Elaboración propia (2026).

La Gráfica 4.5 muestra la evolución del SoC frente a la distancia recorrida para tres velocidades de crucero. A 80 km/h la batería se agota a los 343 km, superando el objetivo de autonomía de 300 km fijado en el Capítulo 3. A 90 km/h la autonomía se reduce a 300 km, situándose exactamente en el límite de diseño. A 100 km/h, la mayor resistencia aerodinámica eleva la demanda de potencia y reduce la autonomía a 264 km, por debajo del objetivo. Estos resultados confirman que la capacidad energética de 63,1 kWh dimensionada

es coherente con la autonomía objetivo para velocidades de cruce de hasta 90 km/h, y ponen de manifiesto la sensibilidad de la autonomía frente a la velocidad de operación, consecuencia directa de la dependencia cuadrática de la resistencia aerodinámica con la velocidad.

4.6 CONCLUSIONES DEL DISEÑO

El capítulo ha desarrollado el dimensionamiento preliminar de los componentes principales del sistema de propulsión eléctrica a partir de los requisitos de tracción obtenidos en el Capítulo 3. El proceso ha seguido una secuencia que parte de la selección del tipo de motor, continúa con el cálculo de los parámetros del motor y la relación de reducción, y culmina con el dimensionamiento de la batería y simulación básica con MATLAB. La Tabla 4.4 recoge de forma unificada el conjunto de parámetros que definen el sistema dimensionado.

<i>Componente</i>	<i>Parámetro</i>	<i>Símbolo</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Motor (×4)	Par máximo en eje por motor	T_{motor}	98,6	Nm
Motor (×4)	Par máximo total del sistema en ejes de motor	T_{total}	394,4	Nm
Motor (×4)	Potencia de pico por motor	P_{motor}	29,3	kW
Motor (×4)	Potencia total del sistema	P_{total}	117,3	kW
Motor (×4)	Velocidad base	n_{base}	2.840	rpm
Motor (×4)	Velocidad máxima	n_{max}	8.114	rpm
Reductora (×4)	Relación de reducción	k	8	—
Batería	Capacidad energética	E_{bat}	63,1	kWh
Batería	Potencia máxima de descarga	P_{desc}	138	kW
Batería	Potencia máxima de carga	P_{carga}	82,8	kW
Batería	Masa estimada (NMC)	m_{bat}	287–351	kg
Batería	Autonomía a 80 km/h	—	343	km
Batería	Autonomía a 90 km/h	—	300	km
Sistema	Rendimiento total	η	85	%

Tabla 4.4 Parámetros del sistema de propulsión eléctrica dimensionado. Elaboración propia (2026).

Los resultados obtenidos son coherentes entre sí y con los requisitos de partida establecidos en el Capítulo 3. La simulación de los puntos de operación desarrollada en el apartado 4.4 ha verificado que el motor dimensionado dispone de margen suficiente en par y potencia frente a los escenarios de uso habitual del vehículo. En particular, en los escenarios de crucero a 80 y 100 km/h el motor opera muy por debajo de su envolvente límite, lo que pone de manifiesto que el sistema tiene capacidad de respuesta ante demandas adicionales de tracción sin comprometer en ningún momento los límites del motor. Únicamente en el arranque máximo, que constituye el caso de diseño sobre el que se ha dimensionado el sistema, el punto de operación se aproxima al límite de par disponible, lo cual es el comportamiento esperado y buscado en un dimensionamiento correcto. La simulación de descarga de la batería, por su parte, ha confirmado que la capacidad de 63,1 kWh es coherente con la autonomía objetivo de 300 km para velocidades de crucero de hasta 90 km/h, con un margen adicional de 43 km a 80 km/h que aporta un colchón frente a condiciones de conducción más favorables.

Cabe señalar que los valores recogidos en la tabla representan los requisitos mínimos teóricos del sistema, obtenidos a partir de un modelo longitudinal simplificado y de las hipótesis de diseño establecidas a lo largo del trabajo. En una fase de diseño detallado, la selección de los componentes comerciales concretos debería incorporar márgenes de sobredimensionamiento apropiados para cubrir las imprecisiones inherentes al modelo de cálculo, las pérdidas mecánicas no modeladas en la etapa reductora, la degradación de los componentes eléctricos en operación continuada y las variaciones respecto al vehículo real de referencia. La determinación de estos márgenes, así como la validación experimental del dimensionamiento, quedan fuera del alcance del presente trabajo y corresponden a una fase de ingeniería de detalle posterior. Los parámetros aquí determinados constituyen, no obstante, una base técnica sólida y coherente sobre la que se desarrolla el análisis del frenado regenerativo en el capítulo siguiente.

Capítulo 5. FRENADO REGENERATIVO

El sistema de propulsión dimensionado en el capítulo anterior incorpora cuatro motores IPMSM de accionamiento independiente que, dada la reversibilidad inherente a este tipo de máquinas, pueden operar tanto en modo motor durante la tracción como en modo generador durante la deceleración del vehículo. Esta capacidad permite implementar un sistema de frenado regenerativo que recupera parte de la energía cinética disipada en cada frenada y la devuelve a la batería de tracción, contribuyendo a incrementar la autonomía del vehículo. La arquitectura de cuatro motores independientes, uno por rueda, ofrece en este contexto una ventaja adicional respecto a las configuraciones centralizadas: el par regenerativo puede modularse de forma independiente en cada rueda, lo que permite una gestión más precisa de la fuerza de frenado eléctrico. El presente capítulo analiza los límites técnicos que condicionan la recuperación de energía, la estrategia de control del par regenerativo, su coordinación con el sistema de freno mecánico convencional, la estimación de la energía recuperable y el impacto del frenado regenerativo sobre el desgaste de los frenos mecánicos.

5.1 LÍMITES TÉCNICOS DEL FRENADO REGENERATIVO

La capacidad de recuperación de energía del sistema de frenado regenerativo no es ilimitada, sino que está condicionada por cuatro restricciones técnicas que determinan en qué condiciones y hasta qué nivel puede operar el motor en modo generador. La identificación de estos límites es el punto de partida necesario para definir la estrategia de control del par regenerativo desarrollada en el apartado siguiente.

El primero y más directo es el límite de potencia de carga de la batería. La corriente que puede admitir el pack en régimen de carga está acotada por la química de las celdas y por el sistema de gestión de la batería, que impone una potencia máxima de carga de 82,8 kW, determinada en el apartado 3.13. Este valor constituye el techo absoluto de la potencia regenerativa que el sistema puede absorber en cualquier instante, independientemente de la

demanda de par de frenado. Si la frenada exige una potencia superior, el exceso debe ser asumido por el freno mecánico convencional⁴¹.

El segundo límite está asociado al estado de carga de la batería. El frenado regenerativo implica inyectar corriente en el pack, lo que no es posible cuando el SoC se aproxima a su valor máximo admisible. En la práctica, la regeneración se limita o inhibe completamente cuando el SoC supera el 90%, con el fin de evitar la sobrecarga de las celdas y la degradación acelerada del pack. Este límite es especialmente relevante en trayectos con largas bajadas de puerto precedidas de una carga completa de la batería, escenario en el que el sistema debe recurrir íntegramente al freno mecánico.

El tercer límite es de naturaleza cinética: por debajo de una velocidad umbral, la frecuencia de giro del motor es insuficiente para generar un par regenerativo significativo, y la eficiencia de la conversión energética cae de forma acusada. En la práctica, el frenado regenerativo se desactiva progresivamente a velocidades reducidas, transfiriendo la demanda de frenado al sistema mecánico para garantizar la deceleración completa del vehículo hasta la detención.

El cuarto límite lo impone la propia envolvente del motor en modo generador. Al igual que en modo motor, el par que puede desarrollar el IPMSM operando como generador está acotado por su curva característica par-velocidad. En el sistema propuesto, este límite es simétrico al de tracción: el par máximo regenerativo por motor es de 98,6 Nm, y la potencia máxima regenerativa por motor es de 29,3 kW, lo que para los cuatro motores da un total de 117,3 kW. Sin embargo, este valor queda por encima del límite de carga de la batería (82,8 kW), por lo que en la práctica es este último el que resulta activo en las condiciones de frenado más exigentes⁴².

La conjunción de estas cuatro restricciones define la ventana operativa del frenado regenerativo. Fuera de ella, el sistema de freno mecánico convencional debe actuar como

⁴¹ *ScienceDirect*. (2023).

⁴² Emilia M. Szumska. et al. (2025).

complemento, garantizando en todo momento la deceleración requerida por el conductor. La coordinación entre ambos sistemas se desarrolla en el apartado 5.3.

5.2 *ESTRATEGIA DE CONTROL DEL PAR REGENERATIVO*

Durante una maniobra de frenado, el conductor genera una demanda de deceleración que el sistema debe traducir en una fuerza de frenado total distribuida entre las cuatro ruedas. La estrategia de control del par regenerativo determina qué fracción de esa demanda es asumida por los motores en modo generador y cómo se reparte entre los cuatro actuadores disponibles, respetando en todo momento los límites técnicos identificados en el apartado anterior.

El criterio de reparto del par regenerativo entre ejes se basa en la carga vertical que soporta cada rueda en el instante de la frenada. Durante la deceleración, la transferencia de masa longitudinal incrementa la carga sobre el eje delantero y alivia el eje trasero, lo que modifica la adherencia disponible en cada rueda respecto a la situación estática. Para maximizar la recuperación de energía sin comprometer la estabilidad del vehículo, el par regenerativo asignado a cada eje debe ser proporcional a su carga vertical, de forma que la fuerza de frenado eléctrico en cada rueda no supere el límite de adherencia disponible. Este criterio, ampliamente documentado en la literatura para vehículos con tracción independiente por rueda, permite aprovechar al máximo la capacidad regenerativa del sistema sin inducir bloqueo ni inestabilidad⁴³.

El par regenerativo total que pueden desarrollar los cuatro motores simultáneamente está acotado superiormente por dos restricciones que actúan de forma conjunta. La primera es la potencia máxima de carga de la batería, $P_{carga,max} = 82,8 \text{ kW}$, que limita la potencia eléctrica que puede ser inyectada en el pack en cada instante. La segunda es la envolvente par-velocidad del motor en modo generador, simétrica a la de tracción, con un par máximo por motor de 98,6 Nm. En las condiciones de frenado más exigentes, la potencia regenerativa total disponible, que son 117,3 kW, supera la potencia máxima de carga de la batería, por lo

⁴³ Emilia M. Szumska. et al. (2025).

que es este último límite el que resulta activo. En consecuencia, el par regenerativo máximo total que puede absorber la batería en cualquier instante es:

$$T_{reg,max,motor} = \frac{P_{carga,max}}{\omega_{motor}} = \frac{82800}{n_{motor} \cdot 2\pi/60} \quad (5.1)$$

siendo este valor dependiente de la velocidad del motor en cada instante. Cuando la demanda de par de frenado supera este límite, la diferencia debe ser asumida por el sistema de freno mecánico convencional, cuya coordinación con el sistema regenerativo se desarrolla en el apartado siguiente.

5.3 COORDINACIÓN CON EL FRENO MECÁNICO

El sistema de frenado del vehículo propuesto opera bajo un principio de prioridad regenerativa: el par de frenado demandado por el conductor se asigna en primer lugar al sistema regenerativo, y el freno mecánico convencional interviene únicamente para cubrir la diferencia entre la demanda total y la capacidad regenerativa disponible en cada instante. Esta lógica de coordinación, denominada habitualmente *blended braking* en la literatura, maximiza la energía recuperada sin comprometer en ningún momento la deceleración requerida⁴⁴.

Existen tres situaciones en las que el freno mecánico debe intervenir de forma significativa. La primera es la frenada de alta intensidad, en la que la demanda de par de frenado total supera la potencia máxima de carga de la batería de 82,8 kW. En este caso el sistema regenerativo opera a su límite máximo y el freno mecánico asume el exceso, garantizando que la deceleración requerida se alcanza en todo momento. La segunda situación se produce cuando el SoC de la batería supera el umbral del 90%, momento en el que el BMS limita o inhibe la corriente de carga para proteger las celdas. Al no poder absorber energía eléctrica, el sistema regenerativo queda inhabilitado y el freno mecánico asume la totalidad de la demanda de frenado. La tercera situación corresponde a las fases finales de la frenada, cuando la velocidad del vehículo cae por debajo del umbral mínimo de operación eficiente

⁴⁴ Emilia M. Szumska. et al. (2025).

del motor. A velocidades reducidas, el par regenerativo disponible disminuye progresivamente y el freno mecánico completa la detención del vehículo⁴⁵.

Fuera de estas tres situaciones, el sistema regenerativo puede asumir la totalidad o la mayor parte de la demanda de frenado, especialmente en deceleraciones suaves a velocidades medias y altas con SoC moderado, que constituyen el escenario más frecuente en conducción urbana e interurbana. El reparto entre ambos sistemas varía de forma continua y dinámica en función de la velocidad instantánea, el SoC y la intensidad de la frenada, requiriendo un algoritmo de control en tiempo real cuyo diseño detallado queda fuera del alcance del presente trabajo⁴⁶.

5.4 ESTIMACIÓN DE ENERGÍA RECUPERABLE

Con el objeto de cuantificar la energía que el sistema de frenado regenerativo es capaz de recuperar en un escenario representativo, se analiza una frenada moderada desde 100 km/h hasta la detención completa con una deceleración de 3 m/s². La energía cinética del vehículo al inicio de la maniobra es:

$$E_{cin} = \frac{1}{2}mv^2 = 192,9 \text{ Wh} \quad (5.2)$$

Si se incorpora el factor de masa equivalente $\delta=1.08$, definido en el Capítulo 3 para considerar de forma aproximada las masas giratorias, la energía total asociada a la maniobra de frenado asciende a 208,5 Wh.

Durante la frenada, la potencia total de frenado requerida es $P = F_{fren} \cdot v$ de acuerdo con el modelo longitudinal del Capítulo 3. Esta potencia varía linealmente con la velocidad, alcanzando su valor máximo de 162 kW al inicio de la maniobra. Dado que este valor supera ampliamente la potencia máxima de carga de la batería $P_{carga,max} = 82,8 \text{ kW}$, existe una velocidad de transición por encima de la cual el sistema regenerativo opera a su límite

⁴⁵ ScienceDirect. (2023).

⁴⁶ Emilia M. Szumska. et al. (2025).

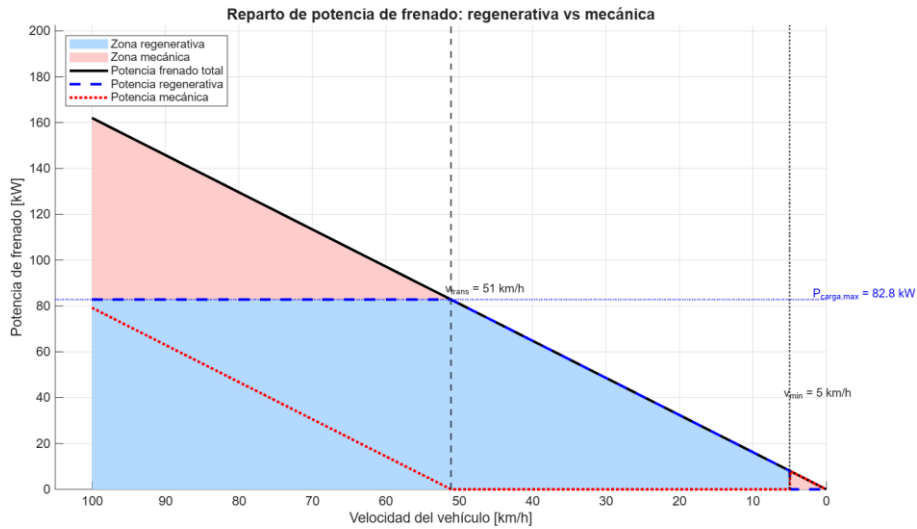
máximo y el freno mecánico asume el exceso. Esta velocidad se obtiene igualando la potencia de frenado total a la potencia máxima de carga:

$$v_{trans} = \frac{P_{carga,max}}{\delta \cdot m \cdot a} = 14,2 \frac{m}{s} = 51,1 \frac{km}{h} \quad (5.3)$$

Por encima de esta velocidad el sistema regenerativo opera al límite de $P_{carga,max}$, mientras que por debajo puede asumir la totalidad de la potencia de frenado hasta la velocidad mínima de operación eficiente del motor, fijada en 5 km/h. La energía efectivamente almacenada en la batería durante la maniobra completa se obtiene integrando la potencia regenerativa a lo largo del tiempo de frenado, aplicando el rendimiento del sistema:

$$E_{reg} = \int_{t_0}^{t_f} P_{reg}(t) \cdot \eta \cdot dt \quad (5.4)$$

La simulación de esta maniobra se ha llevado a cabo en MATLAB, calculando en cada instante el reparto de potencia entre el sistema regenerativo y el freno mecánico en función de la velocidad instantánea y los límites técnicos definidos en el apartado 5.1. La Gráfica 5.1 muestra el resultado obtenido.



Gráfica 5.1 Reparto de potencia de frenado: regenerativa vs mecánica. Elaboración propia (2026).

La gráfica evidencia claramente las tres zonas de operación descritas en el apartado 5.3: la zona de frenado mixto por encima de 51 km/h, en la que el área rosa representa la potencia disipada mecánicamente; la zona de frenado íntegramente regenerativo entre 51 y 5 km/h,

representada por el área azul; y la zona de detención final por debajo de 5 km/h, en la que el freno mecánico asume la totalidad de la demanda. Los resultados numéricos de la simulación se recogen en la Tabla 5.1.

<i>Magnitud</i>	<i>Valor</i>	<i>Unidad</i>
Energía cinética disponible	192,9	Wh
Energía total de frenado	208,5	Wh
Energía recuperada (batería)	134,4	Wh
Energía disipada mecánicamente	50,4	Wh
Tasa de recuperación	64,5	%
Autonomía adicional por frenada	0,64	km

Tabla 5.1 Resultados de la simulación de frenada desde 100 km/h. Elaboración propia (2026).

La tasa de recuperación del 64,5% sobre la energía total de frenado pone de manifiesto la efectividad del sistema regenerativo en condiciones de uso habitual. A modo de estimación orientativa, este resultado puede extrapolarse a dos escenarios de conducción representativos. En un descenso de puerto de montaña con varias frenadas moderadas desde velocidades en torno a 80–100 km/h, la energía acumulada en la batería puede ser significativa, contribuyendo a compensar parcialmente la energía consumida durante el ascenso. En un trayecto urbano con paradas frecuentes desde 50 km/h que es una velocidad a la que la totalidad de la frenada puede ser asumida por el sistema regenerativo, cada parada recupera en torno a 40,9 Wh, con 30 paradas en un recorrido de 15 km, la energía acumulada asciende a aproximadamente 1,2 kWh, equivalente a unos 5,8 km adicionales de autonomía. Estas estimaciones, de carácter preliminar, ilustran el potencial del frenado regenerativo como mecanismo de extensión de la autonomía del vehículo.

5.5 CONCLUSIONES DEL SISTEMA DE FRENADO REGENERATIVO

El presente capítulo ha analizado el sistema de frenado regenerativo desde sus fundamentos técnicos hasta la estimación cuantitativa de la energía recuperable. Los límites técnicos identificados en el apartado 5.1 como la potencia máxima de carga de la batería, el estado de carga, la velocidad mínima de operación y el envolvente del motor definen la ventana operativa dentro de la cual el sistema regenerativo puede actuar, y condicionan directamente

la estrategia de control y la coordinación con el freno mecánico desarrolladas en los apartados 5.2 y 5.3.

La simulación realizada en el apartado 5.4 ha permitido cuantificar la energía recuperable en una frenada moderada desde 100 km/h, obteniendo una tasa de recuperación del 64,5% sobre la energía total de frenado. Extrapolando este resultado a escenarios de conducción representativos, se ha estimado que en un trayecto urbano con paradas frecuentes el sistema puede recuperar del orden de 1,2 kWh en 15 km, equivalente a aproximadamente 5,8 km adicionales de autonomía. Estos valores ponen de manifiesto que el frenado regenerativo constituye una contribución real y significativa a la extensión de la autonomía del vehículo, especialmente en conducción urbana e interurbana con deceleraciones frecuentes.

Un beneficio adicional del frenado regenerativo, de carácter cualitativo, pero igualmente relevante desde el punto de vista del mantenimiento del vehículo, es la reducción del desgaste de los frenos mecánicos convencionales. Al asumir el sistema regenerativo la mayor parte de la demanda de frenado en condiciones de uso habitual, la energía disipada en pastillas y discos se reduce de forma apreciable, lo que se traduce en una menor frecuencia de sustitución de estos componentes y en una reducción de los costes de mantenimiento a lo largo de la vida útil del vehículo.

El conjunto de resultados obtenidos en este capítulo confirma que la integración del frenado regenerativo en el sistema de propulsión diseñado es técnicamente viable y aporta beneficios cuantificables tanto en autonomía como en mantenimiento. La arquitectura de cuatro motores independientes resulta especialmente adecuada para esta función, al permitir una modulación precisa del par regenerativo por rueda que maximiza la energía recuperable en cada maniobra de frenado.

Capítulo 6. ANÁLISIS AMBIENTAL Y ODS

El dimensionamiento técnico desarrollado en los capítulos anteriores permite concluir que el sistema de propulsión eléctrica propuesto es viable desde el punto de vista funcional. Sin embargo, la justificación de una arquitectura de este tipo no puede basarse únicamente en criterios técnicos: uno de los argumentos centrales que impulsan el desarrollo de la propulsión eléctrica es precisamente su potencial para reducir el impacto ambiental del transporte por carretera, responsable de una fracción significativa de las emisiones globales de gases de efecto invernadero. Este capítulo analiza dicho impacto desde una perspectiva comparativa, contrastando las emisiones asociadas al sistema eléctrico propuesto con las de un vehículo 4x4 convencional de gasolina y un vehículo 4x4 híbrido enchufable de características similares, tanto en la fase de fabricación como a lo largo de la vida útil. A partir de esta comparativa se determina el punto de equilibrio de emisiones, es decir, la distancia a partir de la cual el vehículo eléctrico compensa la mayor huella de carbono de su fabricación y resulta ambientalmente ventajoso frente a las alternativas.

6.1 *METODOLOGÍA Y ALCANCE*

El análisis ambiental desarrollado en este capítulo se basa en una evaluación simplificada del ciclo de vida de los tres sistemas considerados, conocida por sus siglas en inglés LCA (Life Cycle Assessment). Esta metodología es la más extendida en la literatura para evaluar el impacto ambiental de los vehículos a lo largo de su vida útil, ya que permite contabilizar las emisiones asociadas no solo al uso del vehículo sino también a su fabricación⁴⁷.

El alcance del análisis se limita a dos fases del ciclo de vida: la fabricación del vehículo y la fase de uso, en la que se contabilizan las emisiones asociadas al consumo de energía a lo largo de la vida útil. Se excluyen explícitamente las fases de mantenimiento, reciclaje y fin

⁴⁷ Bieker, G. (2021).

de vida útil, cuyo análisis detallado requeriría un inventario de materiales completo que queda fuera del alcance del presente trabajo.

La comparativa se establece entre tres configuraciones: el vehículo eléctrico puro (EV) propuesto en este trabajo, un vehículo 4x4 híbrido enchufable (PHEV) de características similares, y un vehículo 4x4 convencional de gasolina como referencia. Los tres casos se evalúan sobre una vida útil común de 200.000 km, valor habitual en la literatura para este tipo de análisis. Las hipótesis adoptadas son las siguientes: para el EV, se utiliza el consumo específico de 21,1 kWh/100 km obtenido en el apartado 3.12 y la intensidad de carbono del mix eléctrico español; para el PHEV, se adopta un reparto típico de 50% en modo eléctrico y 50% en modo gasolina, con consumos de referencia de la literatura; para el vehículo convencional, se adopta un consumo de 7 l/100 km, representativo de un 4x4 de gasolina de 1.800 kg⁴⁸. El análisis tiene carácter preliminar y se apoya en valores medios extraídos de la literatura, sin modelado electroquímico detallado ni inventario completo de materiales.

Se selecciona el PHEV como alternativa híbrida de referencia, en lugar de un HEV no enchufable, por incorporar una batería de tracción de mayor entidad y capacidad de funcionamiento eléctrico, lo que lo convierte en una opción intermedia más comparable con el vehículo eléctrico propuesto. El HEV convencional se excluye del análisis para mantener acotada la comparativa y evitar introducir una cuarta arquitectura cuyo funcionamiento depende en mayor medida de estrategias de gestión híbrida específicas de cada fabricante.

6.2 COMPARATIVA DE EMISIONES (FABRICACIÓN + USO)

Las emisiones asociadas a la fabricación de los tres vehículos considerados se concentran principalmente en dos elementos: la estructura y los componentes mecánicos comunes a cualquier vehículo, y, en el caso del EV y el PHEV, la batería de tracción. Para la fabricación del chasis, carrocería y componentes mecánicos, se adopta un valor de referencia de 4 t CO₂ por vehículo, similar para los tres casos al tratarse de plataformas de masa y prestaciones comparables⁴⁹. La fabricación de la batería de ion-litio añade una huella de carbono

⁴⁸ Bieker, G. et al. (2025).

⁴⁹ Lakshmi R B (2023).

adicional. Las emisiones de fabricación de batería para un EV medio en la Unión Europea, con una capacidad de 53,4 kWh, ascienden a 3,9 t CO₂, lo que equivale a un factor aproximado de 73 kg CO₂ por kWh de capacidad⁵⁰. Aplicando este factor a la batería de 63,1 kWh dimensionada en el Capítulo 4, la fabricación de la batería del EV propuesto supone 4,6 t CO₂ adicionales; para el PHEV, con una batería significativamente menor, en torno a 15 kWh, supone 1,1 t CO₂ adicionales. El vehículo de gasolina no incorpora batería de tracción, por lo que su huella de fabricación se limita a las 4 t CO₂ del chasis. La Tabla 6.1 recoge estos resultados.

<i>Vehículo</i>	<i>Emisiones chasis [t CO₂]</i>	<i>Emisiones batería [t CO₂]</i>	<i>Emisiones totales fabricación [t CO₂]</i>
EV (propuesto)	4,0	4,6	8,6
PHEV	4,0	1,1	5,1
Gasolina	4,0	—	4,0

Tabla 6.1 Emisiones de CO₂ asociadas a la fabricación de los tres vehículos considerados. Elaboración propia (2026).

En la fase de uso, las emisiones dependen del consumo energético de cada vehículo y de la intensidad de carbono de la fuente de energía empleada. Para el EV, el consumo específico de 21,1 kWh/100 km obtenido en el apartado 3.12, combinado con la intensidad de carbono del mix eléctrico español de 102 g CO₂/kWh⁵¹, resulta en unas emisiones de uso de 21,5 g CO₂/km. Para el vehículo de gasolina, con un consumo de referencia de 7 l/100 km y un factor de emisión de 2,31 kg CO₂ por litro de gasolina consumido, las emisiones de uso ascienden a 161,7 g CO₂/km. Para el PHEV, asumiendo un reparto de uso del 50% en modo eléctrico y 50% en modo gasolina, y con consumos de 10,5 kWh/100 km y 3,5 l/100 km respectivamente en cada modo, las emisiones de uso resultan en 91,8 g CO₂/km. La Tabla 6.2 resume estos valores.

<i>Vehículo</i>	<i>Consumo eléctrico [kWh/100km]</i>	<i>Consumo gasolina [l/100km]</i>	<i>Emisiones de uso [g CO₂/km]</i>
EV (propuesto)	21,1	—	21,5

⁵⁰ Bieker, G. et al. (2025).

⁵¹ Laura María. et al. (2024).

DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN VEHÍCULO 4X4
ANÁLISIS AMBIENTAL Y ODS

PHEV	10,5	3,5	91,8
Gasolina	—	7,0	161,7

Tabla 6.2 Emisiones de CO₂ asociadas a la fase de uso de los tres vehículos considerados. Elaboración propia (2026).

Los resultados muestran un patrón característico y ampliamente documentado en la literatura de análisis de ciclo de vida de vehículos eléctricos: el EV presenta una huella de fabricación superior a la del vehículo convencional, debido al peso ambiental de la batería de tracción, pero unas emisiones de uso muy inferiores, casi ocho veces menores que las del vehículo de gasolina. El PHEV ocupa una posición intermedia en ambas magnitudes, con una huella de fabricación moderada y unas emisiones de uso que, pese a beneficiarse del modo eléctrico, siguen estando condicionadas por el consumo de combustible fósil en el modo híbrido. Esta combinación de mayores emisiones iniciales y menores emisiones de uso es lo que determina la existencia de un punto de equilibrio, analizado en el apartado siguiente.

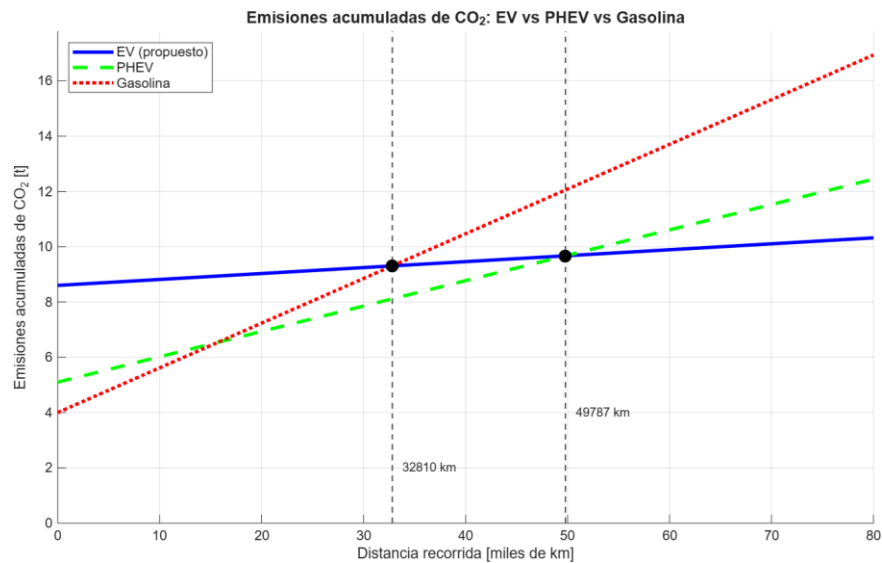
6.3 PUNTO DE EQUILIBRIO

A partir de los resultados de fabricación y uso obtenidos en el apartado anterior, es posible determinar el punto de equilibrio de emisiones para cada par de vehículos comparados, definido como la distancia recorrida a partir de la cual las emisiones acumuladas del vehículo con mayor huella de fabricación se igualan a las del vehículo de referencia. Expresando las emisiones acumuladas como la suma de las emisiones de fabricación y el producto de las emisiones de uso por la distancia recorrida, el punto de equilibrio entre dos vehículos A y B se obtiene igualando ambas expresiones:

$$d_{eq} = \frac{E_{fab,A} - E_{fab,B}}{e_{uso,B} - e_{uso,A}} \quad (6.1)$$

Aplicando esta expresión a los datos de fabricación y uso recogidos en las Tablas 6.1 y 6.2, se obtiene que el punto de equilibrio entre el EV propuesto y el vehículo de gasolina se sitúa en 32.810 km, distancia a partir de la cual las menores emisiones de uso del sistema eléctrico compensan la mayor huella inicial asociada a la fabricación de la batería. De forma análoga, el punto de equilibrio entre el EV y el PHEV, cuya huella de fabricación es intermedia entre las dos alternativas restantes, se alcanza algo más tarde, a los 49.787 km, reflejo de la menor

diferencia inicial de emisiones entre ambas tecnologías electrificadas frente a la comparación con el vehículo puramente convencional. La Gráfica 6.1 representa la evolución de las emisiones acumuladas de los tres vehículos en función de la distancia recorrida, donde se aprecian con claridad ambos puntos de cruce, así como la diferente pendiente de crecimiento de cada curva, consecuencia directa de las emisiones de uso características de cada tecnología.



Gráfica 6.1 Emisiones acumuladas de CO₂: EV vs PHEV vs Gasolina. Elaboración propia (2026).

Considerando una vida útil de referencia de 200.000 km, habitual en estudios de este tipo, el punto de equilibrio frente al vehículo de gasolina se alcanza en apenas el 16% del kilometraje total esperado del vehículo. A partir de ese punto, la ventaja ambiental del EV crece de forma sostenida: a 200.000 km, las emisiones acumuladas del EV ascienden a 12,9 t CO₂, frente a las 36,3 t CO₂ del vehículo de gasolina y las 23,5 t CO₂ del PHEV, lo que supone una reducción de aproximadamente el 64% respecto al convencional y del 45% respecto al híbrido enchufable a lo largo de la vida útil completa.

6.4 CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos en este capítulo confirman que, pese a su mayor huella de fabricación asociada a la batería de tracción, el sistema de propulsión eléctrica propuesto presenta un balance ambiental claramente favorable frente a las alternativas convencional e híbrida enchufable, alcanzando el punto de equilibrio en una fracción reducida de su vida

útil esperada y acumulando una ventaja ambiental creciente a lo largo del resto del kilometraje recorrido.

Más allá del balance de emisiones de CO₂, el sistema de frenado regenerativo desarrollado en el Capítulo 5 aporta un beneficio ambiental adicional de carácter cualitativo que no se ha contabilizado en el análisis anterior. En un vehículo convencional, la energía cinética disipada en cada frenada se convierte íntegramente en calor en las pastillas y discos de freno, energía que se pierde de forma irreversible. En el sistema propuesto, una parte sustancial de esa energía, en torno al 65%, según los resultados obtenidos en el apartado 5.4, se recupera y almacena en la batería en lugar de disiparse como calor, lo que reduce tanto el consumo energético asociado a la recarga como, indirectamente, las emisiones de uso del vehículo ya contabilizadas en este capítulo.

En conjunto, el análisis ambiental desarrollado refuerza la viabilidad del sistema propuesto no solo desde un punto de vista técnico, sino también como alternativa coherente con los objetivos de descarbonización del transporte por carretera.

6.5 CONTRIBUCIÓN A LOS ODS

El sistema de propulsión eléctrica desarrollado en este trabajo se alinea con cuatro de los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS) de la Agenda 2030 de Naciones Unidas: el ODS 7, Energía Asequible y No Contaminante; el ODS 9, Industria, Innovación e Infraestructura; el ODS 11, Ciudades y Comunidades Sostenibles; y el ODS 13, Acción por el Clima.

En relación con el ODS 7, el proyecto contribuye directamente a la meta 7.3, orientada a duplicar la tasa de mejora de la eficiencia energética. El sistema dimensionado alcanza un rendimiento global del 85% y un consumo específico de 21,1 kWh/100 km, optimizado mediante el frenado regenerativo desarrollado en el Capítulo 5, que recupera una parte significativa de la energía cinética habitualmente disipada como calor en el frenado convencional. Adicionalmente, el análisis del Capítulo 6 muestra que el sistema se beneficia de un mix eléctrico español mayoritariamente libre de emisiones, lo que refuerza su contribución a una energía más limpia frente a la dependencia de combustibles fósiles del vehículo convencional.

En relación con el ODS 9, el proyecto contribuye a la meta 9.4, orientada a modernizar la infraestructura y reconvertir las industrias para que sean sostenibles, mediante el desarrollo de una arquitectura de propulsión eléctrica con cuatro motores independientes que sustituye al sistema mecánico convencional de tracción y frenado. La incorporación de tecnología de frenado regenerativo y de un sistema de control electrónico del par en sustitución del diferencial mecánico representa una innovación tecnológica orientada a mejorar la eficiencia energética del transporte por carretera, en línea con el fomento de la innovación tecnológica recogido en la meta 9.5.

En relación con el ODS 11, el proyecto contribuye a la meta 11.6, centrada en reducir el impacto ambiental negativo de las ciudades, particularmente en lo relativo a la calidad del aire. La adopción de sistemas de propulsión eléctrica en vehículos 4x4, contribuye a la reducción de emisiones contaminantes en el entorno urbano, donde además se concentra la mayor parte de los beneficios del frenado regenerativo según el perfil de conducción WLTP analizado en el apartado 7.1.

Finalmente, en relación con el ODS 13, el proyecto contribuye a la meta 13.2, relativa a la incorporación de medidas de lucha contra el cambio climático en las políticas y estrategias de los distintos sectores. El análisis ambiental desarrollado en el Capítulo 6 cuantifica de forma directa esta contribución, con una reducción de hasta el 64% en las emisiones acumuladas de CO₂ a lo largo de la vida útil del vehículo frente a la alternativa de gasolina, y de un punto de equilibrio de emisiones alcanzado en apenas el 16% del kilometraje total esperado, lo que evidencia el potencial del sistema propuesto como contribución tangible a la descarbonización del transporte por carretera.

Capítulo 7. ANÁLISIS ECONÓMICO

El presente capítulo completa los análisis anteriores desde una perspectiva económica, centrada en el frenado regenerativo a lo largo de la vida útil del vehículo. A diferencia de los escenarios de velocidad de crucero constante empleados en capítulos previos para el dimensionamiento del sistema, aquí se recurre al ciclo de conducción WLTP como referencia representativa de un uso real y variado del vehículo, con el fin de cuantificar de forma rigurosa la energía recuperada en frenada, la frecuencia e intensidad de los eventos de frenado, y su efecto sobre el desgaste del sistema de frenado mecánico. A partir de estos resultados se estima el ahorro económico conjunto derivado del menor consumo energético y de la reducción del mantenimiento de los frenos.

7.1 ANÁLISIS DEL FRENADO REGENERATIVO SOBRE EL CICLO WLTP

Para caracterizar el comportamiento del frenado regenerativo en condiciones de uso representativas, se recurre al ciclo WLTC Clase 3b, definido por el reglamento técnico global UNECE GTR15 y aplicable a vehículos con velocidad máxima declarada igual o superior a 120 km/h, condición que cumple el vehículo de referencia⁵². El ciclo se compone de cuatro fases, cuyos parámetros principales se recogen en la Tabla 7.1.

<i>Fase</i>	<i>Distancia</i>	<i>% tiempo parado</i>	<i>v_{media} (con paradas)</i>	<i>v_{máx}</i>
Low (urbano)	3.095 m	26,5%	18,9 km/h	56,5 km/h
Medium (urbano/suburbano)	4.756 m	11,1%	39,5 km/h	76,6 km/h
High (interurbano)	7.162 m	6,8%	56,7 km/h	97,4 km/h
Extra-High (autovía)	8.254 m	2,2%	92,0 km/h	131,3 km/h

Tabla 7.1 Parámetros de las 4 fases WLTC Clase 3b. Elaboración propia (2026).

⁵² UNECE. (2021)

Sobre esta traza de velocidad se aplica, segundo a segundo, el mismo modelo de frenado empleado en el apartado 5.4: en cada instante de deceleración activa se calcula la fuerza de frenado requerida descontando la contribución de la resistencia aerodinámica y a la rodadura, que actúan de forma natural como decelerador:

$$F_{freno}(t) = \delta m a(t) - F_{aero}(t) - F_{rod}(t) \quad (7.1)$$

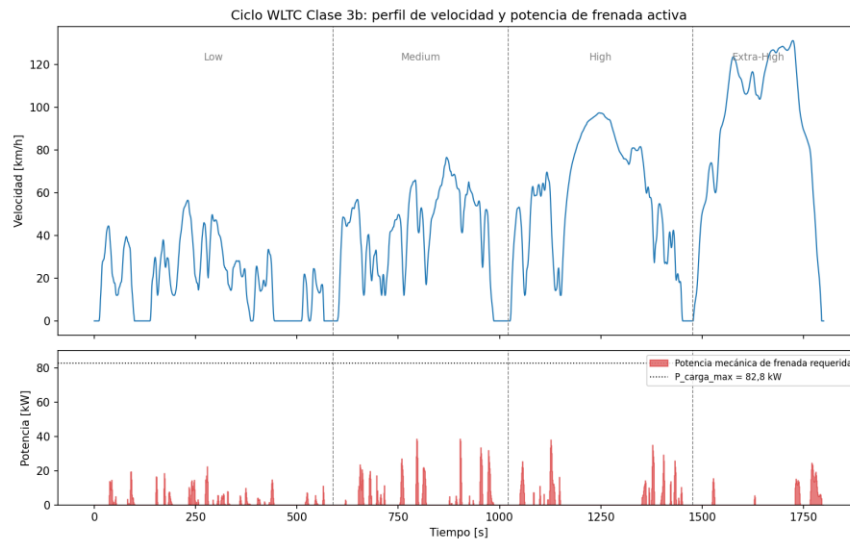
A partir de la potencia mecánica resultante, $P_{mec} = F_{freno} \cdot v$, se determina en cada instante si la totalidad de la frenada puede asumirse regenerativamente o si el sistema debe recurrir al freno mecánico para el excedente, exactamente como en el criterio del Capítulo 5, pero evaluado de forma continua a lo largo de todo el ciclo en lugar de en un único punto de operación. Los resultados por fase se resumen en la Tabla 7.2:

<i>Fase</i>	<i>Distancia</i>	<i>Nº frenadas</i>	<i>v_{media} en frenada</i>	<i>P mecánica máx.</i>	<i>Energía de frenada</i>	<i>Energía recuperada</i>	<i>Tasa de recuperación</i>
Low	3,095 km	21	25,5 km/h	22,4 kW	241,8 Wh	205,5 Wh	85,0%
Medium	4,756 km	19	44,0 km/h	38,5 kW	361,7 Wh	307,5 Wh	85,0%
High	7,162 km	21	58,5 km/h	38,0 kW	293,1 Wh	249,1 Wh	85,0%
Extra-High	8,254 km	7	91,8 km/h	24,5 kW	160,8 Wh	136,7 Wh	85,0%

Tabla 7.2 Energía de frenada y tasa de recuperación regenerativa por fase del ciclo WLTC Clase 3b.

Elaboración propia (2026).

Como muestra la Gráfica 7.1, la potencia mecánica de frenada (panel inferior) se mantiene en todo momento por debajo del umbral de $P_{carga,max}$ representado en línea discontinua, incluso en los picos de deceleración más exigentes de las fases High y Extra-High. En ninguna de las cuatro fases la potencia mecánica de frenada supera este límite, por lo que la tasa de recuperación coincide en las cuatro fases con el rendimiento de la cadena de conversión (85%): bajo condiciones de uso representativas, el sistema regenerativo cubre la totalidad de la demanda de frenada sin intervención del freno mecánico por límite de potencia, a diferencia del escenario de frenada de emergencia analizado en el apartado 5.4, donde sí se requería asistencia mecánica.



Gráfica 7.1 Perfil de velocidad y potencia de frenada activa sobre el ciclo, generada con MATLAB.

Elaboración propia (2026).

Sobre el ciclo completo (23,266 km, 68 eventos de deceleración activa, de los cuales 8 corresponden a paradas completas), la energía total recuperada asciende a 898,8 Wh, equivalente a 38,6 Wh/km. Diferenciando por tipo de recorrido, Low y Medium, constituyen conjuntamente el denominado WLTP City Cycle, representativo de uso urbano, mientras que High y Extra-High representan uso interurbano, la energía recuperada por kilómetro es de 65,4 Wh/km en el primer caso y de 25,0 Wh/km en el segundo, reflejo de la mayor frecuencia de frenada en tráfico urbano.

Aplicando estas densidades energéticas al reparto de 104.000 km urbanos y 96.000 km interurbanos sobre una vida útil de 200.000 km, reparto habitual en vehículos de este tipo, la energía recuperada mediante frenado regenerativo a lo largo de la vida útil del vehículo asciende a 9.198 kWh (6.796 kWh en uso urbano y 2.402 kWh en uso interurbano).

Esta tasa de recuperación, y en particular, la ausencia de intervención del freno mecánico bajo condiciones de uso representativas constituyen el dato de partida para estimar en el apartado 7.2 la reducción de desgaste del sistema de frenado mecánico convencional.

7.2 REDUCCIÓN DEL DESGASTE DE FRENOS

El apartado 7.1 ha mostrado que, bajo condiciones de uso representativas (ciclo WLTP), la potencia de frenada del vehículo nunca supera $P_{carga,max}$, por lo que el freno mecánico no interviene por límite de potencia. Este resultado es coherente con la literatura reciente sobre desgaste de frenos en vehículos electrificados, que confirma una reducción sustancial del desgaste del sistema de frenado convencional gracias al frenado regenerativo.

La reducción de potencia de frenado por fricción se ha cuantificado mediante simulación entre el 64% y el 95% según el estilo de conducción, con una reducción media del 68% en los factores de emisión de partículas en entorno urbano⁵³. Existe además un ciclo de ensayo de desgaste de frenos desarrollado específicamente a partir del propio procedimiento WLTC, empleado como referencia metodológica directa en el apartado 7.1⁵⁴. Un estudio con ensayos reales sobre vehículos de combustión, híbrido enchufable y eléctrico de una misma plataforma confirma que el frenado regenerativo compensa con creces el mayor peso del vehículo eléctrico en términos de emisiones de partículas por desgaste⁵⁵. Un ensayo en banco de la coordinación entre freno regenerativo y freno de fricción confirma igualmente la reducción de partículas emitidas cuando el reparto de frenada prioriza el motor eléctrico⁵⁶.

A partir de este rango de literatura (64-95%) y del resultado propio del apartado 7.1, más favorable que la media, puesto que ninguna frenada del ciclo WLTP alcanza el límite de potencia del sistema, se adopta como hipótesis de trabajo una reducción del desgaste mecánico del 70%.

Asumiendo que el coste de mantenimiento del sistema de frenos escala aproximadamente de forma lineal con la tasa de desgaste, el coste por kilómetro se reduce en la misma proporción, tal como recoge la Tabla 7.3:

⁵³ Hicks. et al. (2023).

⁵⁴ Ye liu. et al. (2022).

⁵⁵ Ricardo (2025).

⁵⁶ Hagino, H. (2024).

DISEÑO DEL SISTEMA DE MOTORIZACIÓN ELÉCTRICA DE UN VEHÍCULO 4X4
ANÁLISIS ECONÓMICO

	<i>Coste pastillas</i>	<i>Coste discos</i>	<i>Coste total frenos</i>
Vehículo de combustión (referencia)	200 €/40.000 km = 0,0050 €/km	600 €/100.000 km = 0,0060 €/km	0,0110 €/km
Vehículo propuesto (-70% desgaste)	0,0015 €/km	0,0018 €/km	0,0033 €/km

Tabla 7.3 Coste por kilómetro de mantenimiento de frenos. Elaboración propia (2026).

Sobre los 200.000 km de vida útil empleados en el resto del capítulo, esto supone un coste de mantenimiento de frenos de 2.200 € para el vehículo de combustión frente a 660 € para el vehículo propuesto, es decir, un ahorro aproximado de 1.540 € exclusivamente atribuible a la reducción de desgaste del sistema de frenado por efecto del frenado regenerativo.

7.3 VALORIZACIÓN ECONÓMICA DE ENERGÍA RECUPERADA

El apartado 7.1 ha determinado que el frenado regenerativo recupera 9.198 kWh a lo largo de la vida útil del vehículo (200.000 km). Esta energía, generada sin coste adicional durante la propia conducción, puede valorarse económicamente comparándola con el precio que habría supuesto adquirirla de la red eléctrica bajo distintos patrones de recarga, recogidos en la Tabla 7.4.

<i>Escenario de carga</i>	<i>Precio de referencia</i>	<i>Coste equivalente de 9.198 kWh</i>
Carga doméstica (100%)	0,10 €/kWh	920 €
Supercargador (100%)	0,40 €/kWh	3.679 €
Mixto (80% doméstica / 20% supercargador)	0,16 €/kWh	1.472 €

Tabla 7.4 Ahorro estimado por frenado regenerativo en distintos escenarios de carga. Elaboración propia (2026).

Considerando una tarifa de carga doméstica de referencia de 0,10 €/kWh, el valor de la energía recuperada asciende a 920 € a lo largo de la vida útil del vehículo. Valorada al precio de un supercargador rápido (0,40 €/kWh), la cifra alcanza los 3.679 €. Para un patrón de recarga mixto y más representativo del uso cotidiano (80% doméstica, 20% supercargador), el valor equivalente es de 1.472 €.

Los precios de electricidad empleados corresponden aproximadamente a la fecha de redacción de este trabajo (junio 2026) y están sujetos a fluctuación por motivos regulatorios, estacionales y de mercado; no se ha realizado una proyección de precios a lo largo de la vida útil del vehículo, por lo que las cifras de la Tabla 7.4 deben interpretarse como una estimación orientativa referida a las condiciones actuales, no como una previsión económica a 200.000 km.

Este rango, desde 920 € en el caso de carga doméstica hasta 3.679 € en el escenario de recarga rápida, con 1.472 € como referencia intermedia, representa la contribución económica directa del frenado regenerativo en términos de energía, con independencia del patrón de recarga que emplee el usuario del vehículo. Este ahorro se suma al derivado de la menor necesidad de mantenimiento del sistema de frenos (apartado 7.2), para conformar la contribución económica total del frenado regenerativo que se cuantifica en el apartado 7.4.

7.4 CONCLUSIONES ECONÓMICAS DEL FRENADO REGENERATIVO

La contribución económica del frenado regenerativo a lo largo de la vida útil del vehículo (200.000 km) resulta de la suma de dos efectos independientes cuantificados en los apartados anteriores: el ahorro por reducción del desgaste del sistema de frenado mecánico (1.540 €) y el valor de la energía recuperada durante la frenada, que oscila entre 920 € y 3.679 € según el patrón de recarga del usuario. El resultado conjunto se sitúa entre 2.460 € y 5.219 €, con 3.012 € como referencia para un patrón de recarga mixto representativo del uso cotidiano. La Tabla 7.5 recoge el ahorro total estimado:

<i>Concepto</i>	<i>Mínimo (100% doméstica)</i>	<i>Referencia (mixto 80/20)</i>	<i>Máximo (100% supercargador)</i>
Ahorro por menor desgaste de frenos (7.2)	1.540 €	1.540 €	1.540 €
Valor de la energía recuperada (7.3)	920 €	1.472 €	3.679 €
Total	2.460 €	3.012 €	5.219 €

Tabla 7.5 Ahorro total estimado por frenado regenerativo. Elaboración propia (2026).

Estas cifras deben interpretarse como la aportación específica del frenado regenerativo, aislada del resto de ventajas económicas propias de la electrificación del vehículo como menor coste energético de la tracción, ausencia de cambios de aceite y otros elementos de mantenimiento del motor de combustión, que quedan fuera del alcance de este capítulo. El análisis realizado en los apartados 7.1 a 7.3, proporciona así una cuantificación rigurosa y verificable de una de las aportaciones centrales del sistema propuesto.

Capítulo 8. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

Una vez desarrollado el dimensionamiento técnico del sistema de propulsión eléctrica y evaluada, de forma transversal, la contribución del frenado regenerativo desde el punto de vista técnico, ambiental y económico, este capítulo cierra el trabajo con una valoración global de los resultados obtenidos. Se presentan en primer lugar las conclusiones generales que se derivan del conjunto del trabajo. A continuación, se expone el alcance del trabajo desarrollado, señalando tanto los resultados alcanzados como las líneas que quedan abiertas para una fase de desarrollo posterior, y finalmente se proponen líneas de trabajo futuro que permitirían extender y profundizar los resultados aquí obtenidos, entre las que destaca la incorporación de una arquitectura de doble motor por rueda orientada específicamente a ampliar la capacidad del sistema de frenado regenerativo.

8.1 CONCLUSIONES GENERALES

La revisión del estado del arte ha permitido constatar una tendencia estructural clara en la evolución de los sistemas de propulsión eléctrica: el desplazamiento progresivo de funciones tradicionalmente mecánicas hacia el dominio electrónico, desde arquitecturas centralizadas con motor único y diferencial mecánico hasta configuraciones distribuidas en las que el reparto de par depende de algoritmos de control. Se ha comprobado que las arquitecturas de cuatro motores independientes por rueda representan el grado máximo de descentralización y control, si bien conllevan un incremento significativo de la complejidad técnica y de desarrollo. Asimismo, se ha constatado que, pese a tratarse de una tecnología consolidada a nivel de componente, la integración coordinada del frenado regenerativo con la tracción en arquitecturas distribuidas sigue planteando retos abiertos, dado que la mayoría de los enfoques existentes documentados en la literatura y en patentes tratan la tracción, el frenado regenerativo y el freno mecánico como sistemas parcialmente independientes. Este diagnóstico ha orientado el enfoque de este trabajo hacia una arquitectura conceptual que integre estos tres elementos de forma coherente, centrada en el dimensionamiento preliminar a nivel de rueda y su extrapolación al conjunto del vehículo.

Se ha caracterizado la demanda mecánica y energética que debe satisfacer el sistema de propulsión, a partir de un vehículo de referencia de 1.800 kg y una arquitectura de cuatro motores eléctricos independientes, uno por rueda. Del análisis de los distintos escenarios de operación considerados, se ha determinado que el escenario más exigente para el dimensionamiento del par y la potencia del motor es el arranque en llano, y no la subida de pendiente máxima, resultado que pone de manifiesto el valor de una evaluación sistemática de escenarios frente a la asunción a priori del caso más restrictivo. De dicho análisis se han obtenido las magnitudes de referencia para el diseño: una fuerza máxima de tracción de 9.284 N, un par máximo de 789,1 Nm por rueda, una velocidad base de 45,5 km/h y una potencia de pico de 117,3 kW repartida entre los cuatro motores. Se ha estimado asimismo la energía necesaria para alcanzar la autonomía objetivo de 300 km con un consumo específico de 21,1 kWh/100 km, y se ha determinado la potencia eléctrica máxima de carga admisible (82,8 kW), que constituye el límite de partida de la capacidad regenerativa del sistema. Estas magnitudes constituyen la referencia de partida para el dimensionamiento desarrollado a continuación.

A partir de estos requisitos, se ha dimensionado el motor eléctrico, la relación de reducción y la batería de tracción del sistema. El proceso ha seguido una secuencia que parte de la selección del tipo de motor, continúa con el cálculo de sus parámetros y de la relación de reducción, y culmina con el dimensionamiento de la batería, obteniéndose un par máximo de 98,6 Nm por motor (394,4 Nm en conjunto), una relación de reducción de 8 y una batería de 63,1 kWh, con una masa estimada de entre 287 y 351 kg según la tecnología de celda considerada. La simulación de los puntos de operación ha verificado que el motor dimensionado dispone de margen suficiente en par y potencia frente a los escenarios de uso habitual del vehículo: en los escenarios de cruce a 80 y 100 km/h, el motor opera muy por debajo de su envolvente límite, lo que evidencia capacidad de respuesta ante demandas adicionales de tracción sin comprometer sus límites de funcionamiento. Únicamente en el arranque máximo, caso sobre el que se ha dimensionado el sistema, el punto de operación se aproxima al límite de par disponible, comportamiento esperado y buscado en un dimensionamiento correcto. Se ha confirmado asimismo que la capacidad de batería es coherente con la autonomía objetivo de 300 km para velocidades de cruce de hasta 90 km/h, con un margen adicional de 43 km a 80 km/h que aporta un colchón frente a

condiciones de conducción más favorables. Estos resultados son coherentes entre sí y con los requisitos de partida establecidos en el bloque de dimensionamiento anterior, y constituyen la base técnica sobre la que se desarrolla el análisis del frenado regenerativo.

Se han identificado los límites técnicos que condicionan la operación del sistema de frenado regenerativo (la potencia máxima de carga de la batería, el estado de carga, la velocidad mínima de operación y la envolvente del motor), que definen conjuntamente la ventana operativa dentro de la cual el sistema puede actuar y que condicionan la estrategia de coordinación con el freno mecánico convencional. La simulación de una frenada representativa desde 100 km/h ha permitido cuantificar una tasa de recuperación del 64,5% sobre la energía total de frenado en dicho escenario, resultado que pone de manifiesto que la capacidad regenerativa del sistema, aunque significativa, no es ilimitada y depende directamente de la potencia de carga admisible por la batería. Se ha comprobado, asimismo, que la arquitectura de cuatro motores independientes resulta especialmente adecuada para esta función, al permitir una modulación precisa del par regenerativo por rueda que maximiza la energía recuperable en cada maniobra de frenado.

Este límite se ha contrastado en condiciones de uso representativas mediante simulación segundo a segundo sobre la traza oficial del ciclo de conducción WLTP, obteniéndose un resultado revelador: en ninguna de las fases del ciclo la potencia de frenada requerida supera el límite de carga identificado anteriormente, por lo que, bajo un patrón de conducción normal, el sistema regenerativo cubre la totalidad de la demanda de frenado sin intervención mecánica por límite de potencia, alcanzando una tasa de recuperación del 85%, equivalente al rendimiento de la cadena de conversión. Este resultado no contradice la limitación identificada previamente, sino que la contextualiza: el sistema está dimensionado para el caso más exigente, la frenada de emergencia, pero dicho caso no representa las condiciones de uso habitual, en las que la capacidad regenerativa resulta prácticamente completa.

Se ha confirmado que, pese a la mayor huella de fabricación asociada a la batería de tracción, el sistema de propulsión eléctrica propuesto presenta un balance ambiental claramente favorable frente a las alternativas convencional e híbrida enchufable, alcanzando el punto de equilibrio de emisiones en una fracción reducida de su vida útil esperada y acumulando una ventaja ambiental creciente a lo largo del resto del kilometraje recorrido. Se ha verificado,

asimismo, que esta contribución ambiental se alinea con cuatro Objetivos de Desarrollo Sostenible de la Agenda 2030, lo que sitúa el proyecto dentro de un marco de sostenibilidad reconocido internacionalmente más allá de su propio balance de emisiones. En conjunto, el análisis ambiental desarrollado refuerza la viabilidad del sistema propuesto no solo desde un punto de vista técnico, sino también como alternativa coherente con los objetivos de descarbonización del transporte por carretera.

Se ha cuantificado la contribución económica específica del frenado regenerativo a partir de dos efectos: la reducción del desgaste del sistema de frenado mecánico, estimada en 1.540 € a lo largo de la vida útil del vehículo a partir de literatura especializada sobre desgaste de frenos en vehículos electrificados, y el valor de la energía recuperada, que oscila entre 920 € y 3.679 € según el patrón de recarga del usuario. En conjunto, esta aportación económica se sitúa entre 2.460 € y 5.219 € a lo largo de 200.000 km, con 3.012 € como referencia para un patrón de recarga mixto representativo del uso cotidiano.

En conjunto, los resultados obtenidos confirman que el sistema de propulsión eléctrica con tracción total y frenado regenerativo propuesto en este trabajo constituye una solución técnicamente coherente, con una capacidad de recuperación energética que cubre de forma prácticamente completa la demanda de frenado en condiciones de uso representativas, ambientalmente ventajosa y con una aportación económica cuantificable y verificable, que sienta una base sólida para su desarrollo en fases posteriores de ingeniería de detalle.

8.2 ALCANCE DEL TRABAJO

El desarrollo de este trabajo ha permitido alcanzar los objetivos planteados dentro de un alcance definido con precisión desde su concepción. A continuación, se recogen por bloques temáticos, los resultados alcanzados en cada ámbito y las líneas que, de forma natural, quedan abiertas para una fase de desarrollo posterior.

En el ámbito del dimensionamiento técnico, se ha desarrollado y validado un modelo longitudinal simplificado del vehículo, coherente con los requisitos de par, potencia y autonomía establecidos, y verificado mediante simulación de los distintos escenarios de operación. Los valores obtenidos, no obstante, representan los requisitos mínimos teóricos

del sistema: una fase de diseño detallado debería incorporar factores de seguridad sobre dichos valores, así como la selección de un motor comercial concreto que satisfaga las especificaciones obtenidas, incorporando márgenes adicionales frente a pérdidas mecánicas no modeladas en la etapa reductora y a la degradación de los componentes en operación continuada. Asimismo, el reparto de par entre ruedas se ha abordado mediante un criterio simplificado de carga vertical; el desarrollo de un algoritmo de torque vectoring por rueda, con dinámica lateral y transferencia de masa detalladas, constituiría una extensión natural de mayor complejidad.

En el ámbito del frenado regenerativo, se ha caracterizado con rigor el comportamiento del sistema tanto en un escenario de frenada de emergencia como en condiciones de uso representativas, mediante simulación sobre el ciclo de conducción WLTP oficial. Este análisis podría ampliarse incorporando escenarios de frenada más exigentes que los contemplados en el ciclo normativo, así como la posible reducción de la potencia de carga admisible a estados de carga elevados de la batería. De igual modo, la reducción del 70% en el desgaste del sistema de frenado se ha estimado a partir de un rango de literatura referido a vehículos de otras características; su verificación experimental sobre el vehículo concreto de este trabajo constituye un paso natural para consolidar esta estimación.

En el ámbito ambiental, se ha cuantificado el balance de emisiones de CO₂ a lo largo de la vida útil del vehículo a partir de factores de emisión y datos de literatura contrastados. Un análisis de ciclo de vida más exhaustivo, que incorporase un inventario completo de materiales y las fases de reciclaje y fin de vida útil de la batería, permitiría refinar aún más esta estimación.

En el ámbito económico, se ha optado por centrar el análisis específicamente en la aportación del frenado regenerativo, cuantificando con rigor tanto el ahorro por reducción de desgaste de frenos como el valor de la energía recuperada. Esta decisión ha permitido profundizar en dicho aspecto con un nivel de detalle mayor que el que hubiera permitido un análisis económico general del vehículo; en contrapartida, una evaluación económica más amplia, que incluyese el coste energético de la tracción en su conjunto, el coste de fabricación industrial de los componentes y el precio de adquisición final del vehículo, permitiría completar la viabilidad económica de la solución desde una perspectiva más global.

Finalmente, el conjunto del trabajo se ha desarrollado mediante modelos analíticos y simulaciones numéricas, sin validación experimental de los resultados obtenidos. El desarrollo de un prototipo a escala reducida o la simulación en un entorno de hardware-in-the-loop constituirían los pasos naturales para confirmar experimentalmente el dimensionamiento propuesto. De forma análoga, un análisis de patentabilidad formal de la arquitectura propuesta, en colaboración con especialistas en propiedad industrial, permitiría completar la evaluación de su originalidad técnica.

El conjunto de estas líneas de continuidad, lejos de restar valor a los resultados alcanzados dentro del alcance definido para este trabajo, señala con precisión las direcciones naturales de desarrollo futuro, que se detallan en el apartado siguiente.

8.3 *TRABAJOS FUTUROS*

A partir de las líneas de continuidad señaladas en el apartado anterior, se desarrollan a continuación con mayor detalle las propuestas de trabajo futuro consideradas más relevantes.

Una primera línea de desarrollo sería el diseño detallado del motor IPMSM seleccionado, incluyendo la geometría del rotor y del estátor, el número de polos y la configuración del bobinado. De forma complementaria, el desarrollo de un algoritmo de control en tiempo real para el reparto dinámico del par regenerativo entre los cuatro motores, incorporando criterios de torque vectoring y estabilidad lateral del vehículo, constituiría una extensión natural del sistema de control conceptual planteado en este trabajo.

Una segunda línea de trabajo, especialmente prometedora, surge de la propia naturaleza del cuello de botella identificado en el sistema de frenado regenerativo: la potencia máxima de carga de la batería, que solo llega a limitar la capacidad regenerativa en escenarios de frenada más exigentes que los de uso representativo, como frenadas de emergencia o situaciones de estado de carga elevado. Precisamente por tratarse de un margen residual y no de una limitación generalizada, una arquitectura de doble máquina eléctrica por rueda resulta una solución especialmente ajustada: la máquina principal se destinaría prioritariamente a la tracción, mientras que una segunda máquina, de menor tamaño y optimizada para operación generadora, se orientaría a maximizar la recuperación precisamente en esos escenarios

puntuales de mayor exigencia. Para que esta solución pudiese superar realmente el límite impuesto por la potencia máxima de carga de la batería principal, debería integrarse con un sistema de almacenamiento intermedio de alta potencia específica, como supercondensadores o una batería auxiliar de alta tasa de carga, capaz de absorber picos regenerativos superiores a los admisibles por el pack principal.

Finalmente, una tercera línea de trabajo futuro consistiría en la validación experimental de los resultados obtenidos, mediante el desarrollo de un prototipo a escala reducida o la simulación en un entorno de hardware-in-the-loop, así como en la realización de un análisis de patentabilidad formal de la arquitectura propuesta, en colaboración con especialistas en propiedad industrial.

El desarrollo de este trabajo ha permitido recorrer el proceso completo de concepción, dimensionamiento y evaluación de un sistema de propulsión eléctrica de cierta complejidad, desde la revisión del estado del arte hasta el análisis de su viabilidad técnica, ambiental y económica, con el frenado regenerativo como hilo conductor de este último análisis. Este recorrido ha puesto de manifiesto tanto el potencial de las arquitecturas de tracción total con motores independientes como los numerosos retos que aún plantea su desarrollo, y constituye una base sólida sobre la que continuar trabajando en el futuro.

Capítulo 9. BIBLIOGRAFÍA

- [1] U.S. Department of Energy. "The History of the Electric Car". Office of Energy Efficiency & Renewable Energy, 2014. <https://www.energy.gov/articles/history-electric-car>
- [2] Nicolas. Go-Electra. "The first electric car: history and origins from 1834 to today". Go-Electra Newsroom, 2026. <https://www.go-electra.com/en/newsroom/first-electric-car-history-and-origins-from-1834-to-today/>
- [3] Hemanth Kumar J. "The Rise, Fall And Resurgence Of Electric Vehicles In The 20th Century". Medium, 2021. <https://hemanth-99.medium.com/the-rise-fall-and-resurgence-of-electric-cars-in-the-20th-century-69e762dd15ce>
- [4] India Center for Energy and Transportation, UC Davis. "A brief history of California ZEV Policy". 2022. <https://indiazev.ucdavis.edu/brief-history-california-zev-policy>
- [5] Rizon Truck. "A History of Electric Vehicles: The Ups, Downs, & Ups". 2025. <https://www.rizontruck.com/blogarticle/a-history-of-electric-vehicles-timeline-the-ups-downs-ups/>
- [6] Seattle Electric Vehicle Association. "History of Electric Cars". s.f. <https://www.seattleeva.org/wp/learn/ev-history/>
- [7] Wu, G. et al. "Powertrain architectures of electrified vehicles: Review, classification and comparison". Journal of the Franklin Institute, Elsevier, 2015. <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0016003214001288>
- [8] Yujin Wang. et al. "Review and Development of Electric Motor Systems and Electric Powertrains for New Energy Vehicles". Automotive Innovation, Springer, 2021. <https://doi.org/10.1007/s42154-021-00139-z>
- [9] Zhao, K. et al. "A review of drive torque distribution control for distributed drive electric vehicles". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of*

Automobile Engineering, SAGE, 2025.
<https://journals.sagepub.com/doi/abs/10.1177/09544070241286016>

[10] Zha, Y. et al. "Stability Control for a Four-Wheel-Independent-Drive Electric Vehicle Based on Model Predictive Control". *SAE International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*, 2021. <https://doi.org/10.4271/10-05-02-0013>

[11] El Mourabit, A., Hadj Baraka, I. "Recent Developments in Four-In-Wheel Electronic Differential Systems in Electrical Vehicles". *Computer Sciences & Mathematics Forum*, MDPI, vol. 10, no. 1, 2025. <https://www.mdpi.com/2813-0324/10/1/17>

[12] Zepeda E. TopSpeed. "The Most Off-Road Capable AWD Electric Vehicle In 2024". TopSpeed, 2024. <https://www.topspeed.com/most-off-road-capable-awd-electric-vehicle/>

[13] [39] Deepak, K. et al. "In-Wheel Motor Drive Systems for Electric Vehicles: State of the Art, Challenges, and Future Trends". *Energies*, MDPI, vol. 16, 2023. <https://doi.org/10.3390/en16073121>

[14] Wu, P. et al. "Evaluation of the unsprung mass effect on ride comfort of in-wheel motor driving vehicles". *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D*, SAGE, 2025. <https://journals.sagepub.com/doi/10.1177/09544070241288615>

[15] Balasharmila Rao Munusamy, et al. "Design of rear wheel torque vectoring for dual motor electric drive system". *IEEE Conference Publication*, IEEE Xplore, 2014. <https://ieeexplore.ieee.org/document/6844114/>

[16] Hao L. et al. "Review on electronic differential system for electric vehicles". *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, Inderscience, 2024. <https://www.inderscienceonline.com/doi/abs/10.1504/IJHVS.2024.138394>

[17] [24] Said Jneid, M. et al. "Integrated Torque Vectoring Control Using Vehicle Yaw Rate and Sideslip Angle for Improving Steering and Stability of All Off-Wheel-Motor Drive Electric Vehicles". *Acta Polytechnica Hungarica*, 2024. https://acta.uni-obuda.hu/SaidJneid_Harth_147.pdf

- [18] [22] [23] [26] [42] [43] [44] [46] Szumska, E. et al. "Regenerative Braking Systems in Electric Vehicles: A Comprehensive Review of Design, Control Strategies, and Efficiency Challenges". *Energies*, MDPI, 2025. <https://www.researchgate.net/publication/391583226>
- [19] Jeff Shepard. EV Engineering Online. "How are the efficiency and benefits of regenerative braking measured in EVs?". EV Engineering Online, 2024. <https://www.evengineeringonline.com/how-are-the-efficiency-and-benefits-of-regenerative-braking-measured-in-evs/>
- [20] Valladolid, J. et al. "Analysis of regenerative braking efficiency in an electric vehicle through experimental tests". *Ingenius, Revista de Ciencia y Tecnología*, no. 29, pp. 24–31, 2024. <https://ingenius.ups.edu.ec/index.php/ingenius/article/view/5018>
- [21] Arash Asrari. et al. "Optimal Blending of Regenerative and Friction Braking at Low Speeds for Maximizing Energy Extraction in Electric Vehicles". *IEEE Conference Publication*, IEEE Xplore, 2019. <https://ieeexplore.ieee.org/document/8913117/>
- [25] Yong, J. et al. "Integrated control of anti-lock and regenerative braking for in-wheel-motor-driven electric vehicles". *Complex Engineering Systems*, 2024. <https://www.oapublish.com/articles/ces.2023.36>
- [27] Sponheimer, A. et al. "Electric vehicle powertrain with independent wheel motors". United States Patent US9776527B2, 2017. <https://patents.google.com/patent/US9776527B2>
- [28] Sponheimer, A. et al. "All-wheel drive electric vehicle propulsion system". United States Patent US20140343770A1, 2014. <https://patents.google.com/patent/US20140343770A1>
- [29] Mamarelis, E. et al. "Electric axle with independent electric motors". European Patent EP3805037A1, 2021. <https://patents.google.com/patent/EP3805037A1>
- [30] Minen, M. et al. "Multimotor electric vehicle propulsion system". European Patent EP4306352A1, 2024. <https://patents.google.com/patent/EP4306352A1>
- [31] Hughes, P.S. "Regenerative braking system for an electric vehicle". United States Patent US6724165B2, 2004. <https://patents.google.com/patent/US6724165B2>

- [32] [33] [35] Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S., Ebrahimi, K. *Modern Electric, Hybrid Electric, and Fuel Cell Vehicles: Fundamentals, Theory, and Design*. 3.^a ed., CRC Press, 2018.
- [34] Guzzella, L., Sciarretta, A. *Vehicle Propulsion Systems: Introduction to Modeling and Optimization*. 3.^a ed., Springer, 2013.
- [36] J. Jenkins. "EV tech explained: What are the limiting factors of an EV's regenerative braking force?". Charged EVs, 2017. <https://chargedevs.com/newswire/ev-tech-explained-what-are-the-limiting-factors-of-an-evs-regenerative-braking-force/>
- [37] Tebeje Tesfaw Wondie et al. "Comparative analysis of electric motor drives employed for propulsion purpose of Battery Electric Vehicle (BEV) systems". *International Journal of Science and Research Archive*, vol. 10, no. 2, pp. 1097–1112, 2023. <https://ijsra.net/sites/default/files/IJSRA-2023-1074.pdf>
- [38] Ameer L. Saleh et al. "Control techniques of switched reluctance motors in electric vehicle applications: A review on torque ripple reduction strategies". *AIMS Electronics and Electrical Engineering*, 2024. <https://www.aimspress.com/article/doi/10.3934/electreng.2024005>
- [40] Harper, T. "Battery Energy Density 2025: State of the Art & Next-Gen Tech". *timharper.net*, 2025. <https://timharper.net/fieldnotes/battery-energy-density-2025/>
- [41] [45] ScienceDirect Topics. "Regenerative Braking". *ScienceDirect*, 2023. <https://www.sciencedirect.com/topics/engineering/regenerative-braking>
- [47] Bieker, G. "A global comparison of the life-cycle greenhouse gas emissions of combustion engine and electric passenger cars". *International Council on Clean Transportation (ICCT)*, 2021. <https://theicct.org/publication/a-global-comparison-of-the-life-cycle-greenhouse-gas-emissions-of-combustion-engine-and-electric-passenger-cars/>

- [48] [50] Bieker, G. "Life-cycle greenhouse gas emissions from passenger cars in the European Union: A 2025 update". International Council on Clean Transportation, 2025. <https://theicct.org/publication/electric-cars-life-cycle-analysis-emissions-europe-jul25/>
- [49] Lakshmi R B / EVBox. Citado en: "The Environmental Impact of Battery Production for EVs". Earth.org, 2024. <https://earth.org/environmental-impact-of-battery-production/>
- [51] CNMC / Red Eléctrica de España, citado en: "Análisis de las emisiones de la generación eléctrica en España". Universidad de Zaragoza, 2025. <https://papiro.unizar.es/ojs/index.php/jji3a/en/article/download/12018/9893/46922>
- [52] United Nations Economic Commission for Europe (UNECE). Global Technical Regulation No. 15 — Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP), ECE/TRANS/180/Add.15, establecido en el Registro Global el 12 de marzo de 2014 (versión consolidada, Enmienda 6, 2021). <https://unece.org/sites/default/files/2022-06/ECE-TRANS-180a15am6e.pdf>
- [53] Hicks, W., Green, D.C., Beevers, S. "Quantifying the change of brake wear particulate matter emissions through powertrain electrification in passenger vehicles". Environmental Pollution, vol. 336, 122400, Elsevier, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.envpol.2023.122400>
- [54] Liu, Y. et al. "Brake wear induced PM10 emissions during the world harmonised light-duty vehicle test procedure-brake cycle". Journal of Cleaner Production, vol. 361, 132278, Elsevier, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2022.132278>
- [55] Ricardo (para el Department for Transport, Reino Unido). "Measurement of emissions from brake and tyre wear — Phase 2", 2025. <https://assets.publishing.service.gov.uk/media/690465e2cc6b3272b3913194/measurement-of-emissions-from-brake-and-tyre-wear-phase-2.pdf>
- [56] Hagino, H. "Feasibility of Measuring Brake-Wear Particle Emissions from a Regenerative-Friction Brake Coordination System via Dynamometer Testing". Atmosphere, vol. 15, n.º 1, 75, MDPI, 2024. <https://doi.org/10.3390/atmos15010075>

[57] IngeLibre. "Diferencial en un vehículo: funcionamiento y relación de velocidades". IngeLibre Blog, 2014. <https://ingelibreblog.wordpress.com/2014/12/02/diferencial-en-un-vehiculo-funcionamiento-y-relacion-de-velocidades/>