



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO DINÁMICO ENTRE  
VEHÍCULOS DE PROPULSION TÉRMICA Y SU VERSIÓN  
ELÉCTRICA MEDIANTE EL PROGRAMA ADAMS/CAR

Trabajo Fin de Grado

Grado en Ingeniería Mecánica

AUTOR/A: Viola, Marco

Tutor/a: Dols Ruiz, Juan Francisco

Cotutor/a: Navarro Jiménez, José Manuel

CURSO ACADÉMICO: 2022/2023



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA



Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA**

**ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO  
DINÁMICO ENTRE VEHÍCULOS DE  
PROPULSION TÉRMICA Y SU VERSIÓN  
ELÉCTRICA MEDIANTE EL PROGRAMA  
ADAMS/CAR**

**Trabajo Fin de Grado**

**Grado en Ingeniería Mecánica**

**AUTOR: Marco Viola**

**Tutor: Juan Francisco Dols Ruiz**

**Cotutor: José Manuel Navarro Jiménez**



## RESUMEN

Los efectos del cambio climático han dado lugar a la creación de nuevas normativas de emisiones por parte de muchas administraciones para reducir las emisiones de gases de efecto invernadero e impulsar la descarbonización de las industrias. En el sector del automóvil, dicha descarbonización se está llevando a cabo mediante la implantación del automóvil eléctrico, tecnología que elimina las emisiones directas de gases de efecto invernadero producidas por los automóviles térmicos convencionales.

El desarrollo y fabricación de dos tipologías de propulsión diferentes por parte de los fabricantes para modelos de vehículos que utilizan la misma plataforma representa un reto tecnológico y económico de gran importancia. Para reducir costes y seguir ofertando ambas tipologías, se recurren a estrategias de diseño como el uso de los mismos componentes, como los motores, suspensiones y sistemas electrónicos, entre muchos modelos distintos, y así poder amortizarlos económicamente con más facilidad y aumentar su competitividad en el mercado. Entre los componentes que se comparten, el elemento más importante es la plataforma del vehículo. Esta, representa la estructura sobre la cual se montarán todos los componentes que constituirán el vehículo final.

Ambas tipologías de propulsión suponen esquemas muy distintos en cuanto a la disposición de los componentes dentro del vehículo, además de aumentos de peso, entre otras variables que condicionan el comportamiento dinámico. Por lo tanto, en el mercado actual se pueden encontrar modelos de vehículos ofertados con propulsión térmica convencional y eléctrica, ambas con características dinámicas muy diferentes. El presente trabajo tiene como objetivo principal el análisis de las diferencias de comportamiento dinámico que presentan los vehículos automóviles de idéntica plataforma estructural fabricados con motorizaciones térmicas y eléctricas puras.

Para ello, se empleará el programa informático ADAMS/CAR para recrear modelos virtuales de vehículos representativos de aquellos disponibles actualmente en el mercado, que serán sometidos a simulaciones virtuales de comportamiento dinámico en base a la normativa establecida en la ISO (International Organization for Standardization).

**Palabras clave:** automóvil eléctrico, plataforma, propulsión, comportamiento dinámico.

## ABSTRACT

The effects of climate change have led to the creation of new emissions regulations by many administrations to reduce greenhouse gas emissions and drive the decarbonisation of industries. In the automotive sector, this decarbonisation is taking place through the introduction of the electric car, a technology which eliminates the direct greenhouse gas emissions produced by conventional internal combustion engine cars.

The development and production of two different propulsion types by manufacturers for vehicle models using the same platform represents a major technological and economic challenge. To reduce costs and to continue to offer both types, design strategies such as the use of the same components such as engines, suspensions and electronic systems are used across many different models to make them more cost-effective and to increase their competitiveness in the market. Among the components that are shared, the most important element is the vehicle platform. This represents the structure on which all the components that will make up the final vehicle will be mounted.

Both types of propulsion imply very different schemes in terms of the arrangement of the components inside the vehicle, as well as weight increases, among other variables that condition the dynamic behaviour. Therefore, in the current market there are vehicle models offered with conventional and electric propulsion, both with very different dynamic characteristics. The main objective of this paper is to analyse the differences in the dynamic behaviour of vehicles with the same structural platform manufactured with pure thermal and electric propulsion.

For this purpose, the ADAMS/CAR software will be used to recreate virtual models of vehicles representative of those currently available on the market, which will be subjected to virtual dynamic behaviour simulations based on the standards established by the ISO (International Organisation for Standardisation).

**Keywords:** electric car, platform, propulsion, dynamic behaviour.

## RESUM

Els efectes del canvi climàtic han donat lloc a la creació de noves normatives d'emissions per part de moltes administracions per a reduir les emissions de gasos d'efecte d'hivernacle i impulsar la descarbonització de les indústries. En el sector de l'automòbil, aquesta descarbonització s'està duent a terme mitjançant la implantació de l'automòbil elèctric, tecnologia que elimina les emissions directes de gasos d'efecte d'hivernacle produïdes pels automòbils tèrmics convencionals.

El desenvolupament i fabricació de dues tipologies de propulsió diferents per part dels fabricants per a models de vehicles que utilitzen la mateixa plataforma representa un repte tecnològic i econòmic de gran importància. Per a reduir costos i continuar oferint totes dues tipologies, es recorren a estratègies de disseny com l'ús dels mateixos components, com els motors, suspensions i sistemes electrònics, entre molts models diferents, i així poder amortitzar-los econòmicament amb més facilitat i augmentar la seua competitivitat en el mercat. Entre els components que es comparteixen, l'element més important és la plataforma del vehicle. Est, representa l'estructura sobre la qual es muntaran tots els components que constituïran el vehicle final.

Totes dues tipologies de propulsió suposen esquemes molt diferents quant a la disposició dels components dins del vehicle, a més d'augment de pes, entre altres variables que condicionen el comportament dinàmic. Per tant, en el mercat actual es poden trobar models de vehicles oferits amb propulsió convencional i elèctrica, totes dues amb característiques dinàmiques molt diferents. El present treball té com a objectiu principal l'anàlisi de les diferències de comportament dinàmic que presenten els vehicles automòbils d'identica plataforma estructural fabricats amb motoritzacions tèrmiques i elèctriques pures.

Per a això, s'emprarà el programa informàtic ADAMS/CAR per a recrear models virtuals de vehicles representatius d'aquells disponibles actualment en el mercat, que seran sotmesos a simulacions virtuals de comportament dinàmic sobre la base de la normativa establida en la ISO (International Organization for Standardization).

**Paraules clau:** automòbil elèctric, plataforma, propulsió, comportament dinàmic.

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN .....	2
ABSTRACT .....	3
RESUM.....	4
ÍNDICE GENERAL .....	5
ÍNDICE DE FIGURAS.....	7
ÍNDICE DE TABLAS.....	9
MEMORIA.....	10
CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN .....	10
1.1. Objetivos.....	11
CAPITULO 2. METODOLOGÍA.....	12
2.1. Vehículos a comparar .....	12
2.1.1. Contexto histórico .....	12
2.1.2. Características técnicas.....	14
2.2. Modelado mediante ADAMS/CAR .....	20
2.2.1. Sedan de Combustión.....	20
2.2.1.1. Cálculo de prestaciones del sedan de combustión .....	21
2.2.2. <i>Conversión a propulsión eléctrica</i> .....	26
2.2.2.1. Cálculo del Sistema de Propulsión Eléctrico.....	26
2.2.2.2. Dimensionado de la Batería .....	29
2.2.2.3. Cálculo de prestaciones del sedan de propulsión eléctrica.....	32
2.2.2.4. Cálculo del sistema de frenado.....	33
2.2.2.5. Dimensionado de los Muelles de la suspensión .....	35
2.2.3. Modelado del sedan eléctrico en ADAMS/CAR.....	37
2.2.3.1. Modelado del sistema de propulsión eléctrico .....	37
2.2.3.2. Modelado de la Batería .....	41
2.2.3.3. Modificación de los Muelles.....	42
2.2.3.4. Modificación del sistema de frenado.....	45
2.3. Ensayos .....	45
2.3.1. ISO 4138 Steady-state circular driving behaviour .....	46
2.3.2. ISO 3888-Test track for a severe lane change manoeuvre-Obstacle avoidance .....	47
2.3.4. Ensayo de frenada de 100km/h .....	48
CAPITULO 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....	50
3.1. ISO 4138.....	50

3.2. ISO 3888.....	54
3.3. Ensayo de frenada de 100km/h .....	59
3.4. Resumen de los resultados .....	60
CAPÍTULO 4. CONCLUSIONES .....	61
4.1. Líneas Futuras .....	61
BIBLIOGRAFÍA .....	62
PLANOS.....	65
PLIEGO DE CONDICIONES.....	66
1. Objeto.....	66
2. Condiciones de los Materiales .....	66
2.1. Material informático (Hardware) .....	66
2.2. Material Informático (Software).....	66
3. Condiciones de la ejecución.....	67
3.1. Condiciones del Puesto de Trabajo.....	67
3.2. Condiciones Técnicas .....	67
PRESUPUESTO .....	68
ANEXO I .....	70
OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE DE LA AGENDA 2030 .....	70



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1: Imagen de un Volkswagen Golf. [9] .....	12
Figura 2: Imagen del Tesla Model 3. [14] .....	14
Figura 3: esquema analítico de un automóvil con las fuerzas que intervienen en la dinámica longitudinal. (Elaboración Propia) .....	15
Figura 4: Imagen de la plataforma “skateboard” para un Porsche Taycan. [19].....	16
Figura 5: Imagen del esquema de suspensión Mcpherson Strut. [20] .....	16
Figura 6: Imagen del esquema de suspensión Multilink. [21] .....	17
Figura 7: Esquema de suspensión delantera de un BMW 420d Gran Coupé. [22] .....	17
Figura 8: Esquema de suspensión delantera de un BMW i4 40. [23] .....	18
Figura 9: Listado de compatibilidad para el disco de freno seleccionado [25]......	18
Figura 10: Imagen del i4 M50. [26] .....	19
Figura 11: Imagen del M440i. [27] .....	19
Figura 12: Captura de imagen dentro del programa ADAMS/CAR con el modelo que emplearemos, junto con el listado de sus respectivos subsistemas.....	20
Figura 13: Adquisición de la curva par motor-rpm en ADAMS/CAR .....	23
Figura 14: Par motor vs Velocidad Angular del motor .....	23
Figura 15: Potencia vs Régimen de giro del motor .....	24
Figura 16: Curva de par y potencia para el iDM-375 [32]. .....	27
Figura 17: Cascadia Motion iDM-375 [33]......	28
Figura 18: Valores de momento de inercia para el iDM-375 en $gmm^2$ (Generado en Autodesk Fusion 360). .....	28
Figura 19: esquema gráfico de la geometría de la batería. (Elaboración propia) .....	31
Figura 20: Valores de momento de inercia para la batería. (Generado en Autodesk Fusion 360) ...	32
Figura 21: fichero "engine_transmission_longitudinal_sub".....	37
Figura 22: cajetín con los datos de masa e inercia para el iDM-375.....	38
Figura 23: cajetín para sustituir subsistemas con archivos nuevos.....	39
Figura 24: Tabla con las cotas de todos los componentes del ensamblaje. ....	39
Figura 25: Cuadro para desplazar subsistemas.....	40
Figura 26: Sedan tras haber desplazado el sistema de propulsión hacia atrás. ....	40
Figura 27: Modificación de la relación final del diferencial.....	41
Figura 28: datos del chasis con los nuevos valores para la posición del centro de gravedad del modelo completo.....	42
Figura 29: Imagen del sistema de suspensión Mcpherson del eje delantero.....	42
Figura 30: Menú para la modificación de parámetros de los muelles del eje delantero. ....	43
Figura 31: Curva de los muelles de la suspensión delantera para la versión de combustión. ....	43
Figura 32: Curva de los muelles de la suspensión delantera para la versión eléctrica. ....	44
Figura 33: Menú para la modificación del reparto de frenada entre ejes.....	45
Figura 34: Diagrama del circuito con sus respectivas secciones (Elaboración Propia).....	47
Figura 35: Ángulo de deriva de los neumáticos respecto a la Aceleración Lateral (ISO 4138). ....	50
Figura 36: Desplazamiento Longitudinal (ISO 4138). .....	51
Figura 37: Ángulo de giro del volante respecto a la Aceleración Lateral (ISO 4138).....	51
Figura 38: Ángulo de balanceo respecto a la Aceleración Lateral (ISO 4138). ....	52
Figura 39: Velocidad Longitudinal respecto a la Aceleración Lateral (ISO 4138). ....	52
Figura 40: Trayectoria descrita durante el ensayo a 72km/h (ISO 3888).....	54
Figura 41: Velocidad durante el ensayo (ISO 3888). ....	54

Figura 42: Aceleración Lateral durante el Ensayo (ISO 3888). .....	55
Figura 43: Ángulo de Deriva de los Neumáticos [Combustión-Eje Delantero y Trasero]. .....	55
Figura 44: Ángulo de Deriva de los Neumáticos [Eléctrico-Eje Delantero y Trasero].....	56
Figura 45: Ángulo de Giro del Volante (ISO 3888). .....	56
Figura 46: Ángulo de Deriva [Eje Delantero y Trasero] (ISO 3888). .....	57
Figura 47: Ganancia de la Aceleración Lateral (ISO 3888).....	57
Figura 48: Trayectoria descrita durante el ensayo a diferentes velocidades [Combustión] (ISO 3888). .....	58
Figura 49: Ganancia en la Aceleración Lateral en la Frenada (Ensayo de frenada de 100km/h).....	59

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Tabla de valores para la constante elástica del nuevo muelle delantero .....	44
Tabla 2: dimensiones del circuito para el ensayo ISO-3888. ....	47
Tabla 3: Distancia y Tiempo de Frenada (Ensayo de frenada de 100km/h). ....	59

# MEMORIA

## CAPÍTULO 1. INTRODUCCIÓN

El automóvil constituye un medio de transporte privado. Este es el único que verdaderamente permite desplazarse de un sitio a otro, a cualquier hora, con total libertad y sin depender de un horario; como sería el caso con los trenes, aviones y otras tipologías de transporte público. Esta versatilidad ha permitido que el automóvil se difunda en gran parte de los países, con sus consiguientes consecuencias.

En primer lugar, ha facilitado la movilidad para millones de personas, permitiendo un desarrollo económico y urbano sin precedentes. El desarrollo de la industria del automóvil ha sido una fuente de empleo importante para muchos países, incluyendo a la Unión Europea; y en particular modo para España, actualmente el país de la Unión que más automóviles fabrica con a la excepción de Alemania [1]. Y el desarrollo tecnológico de los automóviles, frecuentemente propiciado por el sector de la automoción de competición, ha dado fruto a muchas tecnologías empleadas en muchos otros sectores.

Pero el automóvil también ha supuesto retos para la sociedad. Las muertes por culpa de accidentes viales alcanzaban valores importantes en el pasado, con su consiguiente bajada con la introducción de tecnologías como los airbags y los cinturones [2]. Aun así, continúan habiendo muertes por accidentes de tráfico, las cuales se intentan prevenir con un constante desarrollo tecnológico. A esto se le añade que las emisiones por parte de los automóviles han sido identificadas como uno de los factores que generan el cambio climático [3].

Todas estas variables son una fuente de cambio para la industria del automóvil, propiciadas fundamentalmente por las administraciones gubernamentales. En cuanto a la seguridad vial, el desarrollo tecnológico se centra en conocer mejor la dinámica vehicular y a introducir mecanismos de seguridad activa y pasiva para evitar los accidentes y; en el caso de que sea inevitable, que sus consecuencias sean las menores posibles. Para lidiar con las emisiones, la industria del automóvil ha apostado por el automóvil eléctrico, tecnología que elimina las emisiones directas de gases de efecto invernadero producidas por los automóviles convencionales en la combustión de combustibles fósiles [4].

Aunque dicha tecnología es muy prometedora, sigue en desarrollo; y debido a retos como la proliferación de una red de recarga adecuada y el desarrollo de baterías que permiten una mayor autonomía, los vehículos convencionales a combustión continúan representando una mayor cuota de mercado [5].

Esto nos lleva a la actual situación, en la cual los consumidores pueden encontrar a la venta vehículos térmicos y eléctricos, ambos con características muy distinguidas en cuanto a su forma de operación, la experiencia de conducción, y su comportamiento dinámico. Y estos modelos, a pesar de tener sistemas de propulsión distintos, comparten en muchos casos la misma plataforma estructural; además de otros componentes como las suspensiones. De esta manera, los fabricantes pueden utilizar las fábricas que ya están produciendo modelos térmicos para producir vehículos eléctricos, sin tener que modificar sustancialmente la cadena de producción y reducir el precio del producto final. Así facilita la oferta de distintos sistemas de propulsión para cubrir las necesidades de los usuarios finales con una inversión de capital menor.

## 1.1. Objetivos

Este estudio tiene el propósito de investigar las diferencias en cuanto al comportamiento dinámico entre los vehículos de combustión convencionales y los de propulsión eléctrica con plataforma compartida. Conociendo estas diferencias, podremos concluir si estas tienen implicaciones en cuanto a la seguridad del vehículo, en particular en las maniobras de emergencia.

Con esto, podremos establecer un procedimiento para los diseñadores de automóviles del futuro con el propósito de agilizar el modelado y simulación de automóviles eléctricos a partir de automóviles térmicos.

## CAPITULO 2. METODOLOGÍA

### 2.1. Vehículos a comparar

#### 2.1.1. Contexto histórico

Para realizar este estudio debemos emplear dos vehículos, siendo uno de ellos de propulsión convencional térmica y otro de propulsión eléctrica. Para ello, debemos mirar al mercado actual del automóvil y seleccionar modelos que sirvan de referencia. Estos modelos deberán ser representativos a los vehículos que el mayor número de personas conduce y que tengan previstos ser muy populares en el futuro, de manera que este estudio tenga una aplicación más relevante a la hora de diseñar los automóviles del futuro.

En primer lugar, estableceremos la Unión Europea como el mercado que emplearemos para realizar este estudio y seleccionar modelos, ya que es un mercado de gran importancia en cuanto a volumen de automóviles vendidos, además de ser huésped de muchos de los fabricantes más grandes del mundo en cuanto a volumen de fabricación de automóviles. A esto se le añade que la inversión privada por parte de la industria del automóvil europea es la más grande en cuanto a investigación y desarrollo dentro de la UE [6]. De esta manera, tanto las normativas desarrolladas en la UE como los automóviles desarrollados en el representan una importante influencia para la industria del automóvil globalmente.

Durante los últimos 40 años, los vehículos más vendidos en la Unión Europea han sido modelos como el Volkswagen Golf y competidores de la misma categoría [7]. Con el paso del tiempo, surgió una nueva tipología de automóvil popularmente conocido como “SUV” (Sport Utility Vehicles), caracterizado por combinar elementos de todoterrenos (como la altura libre de tierra elevada) con un turismo convencional. Estos vehículos constituyen los más vendidos en el mercado actual, llegando a constituir el 41.3% de las ventas globales de turismos [8].



Figura 1: Imagen de un Volkswagen Golf. [9]

Dicho esto, las nuevas normativas de anticontaminación impuestas por la Comisión Europea tienen el potencial de cambiar esta tendencia. Desde el 2016, se ha observado el aumento en el consumo de combustible por parte de turismos nuevos, entorno al 2.6% por año, debido precisamente al aumento de ventas de estos “SUV” [10].

Los “SUV” se caracterizan por ser vehículos de dimensiones más grandes en comparación a un turismo convencional, con la consecuencia de ser más pesado y tener una superficie frontal más elevada al tener una carrocería más grande. Para comprender que efectos tiene esto sobre el consumo del automóvil, debemos fijarnos en la ecuación 1.

$$F_R = \frac{1}{2} * \rho * v^2 * A * C_D + m * g * C_{RR} \quad (1)$$

La ecuación superior se emplea para calcular el rozamiento que experimenta un automóvil al desplazarse sobre un plano horizontal. Las variables que intervienen son:

- ( $F_R$ ): Fuerza de rozamiento.
- ( $\rho$ ): Densidad del aire.
- ( $v$ ): Velocidad de desplazamiento del vehículo.
- ( $A$ ): Superficie frontal ( $A$ ).
- ( $g$ ): Aceleración debido a la gravedad.
- ( $C_{RR}$ ): Coeficiente de rozamiento de los neumáticos.

Fijándonos en la ecuación 1, podemos ver que, manteniendo las otras variables iguales e incrementando el valor de  $m$  y  $A$ , la fuerza de arrastre sobre el vehículo será mayor, justificando el aumento en el consumo de combustible por parte de turismos nuevos expuesto anteriormente.

Para un vehículo de propulsión eléctrica, la fuerza de arrastre sobre el vehículo toma incluso una mayor importancia, ya que mayor sea este arrastre, menor será la autonomía del vehículo. Además, considerando que muchos consumidores resisten cambiarse a un vehículo eléctrico debido al miedo de no tener suficiente autonomía para llegar al destino de su trayecto, fenómeno conocido popularmente como “range anxiety” [11]; los fabricantes están tendiendo a volver a carrocerías más tradicionales, en particular las berlinas. Y esto se evidenció con el Model 3 del fabricante Tesla, modelo que consiguió, durante el mes de septiembre del 2021, a convertirse en el coche más matriculado en Europa [12]. Una de las razones principales por su popularidad es por su eficiencia energética, la cual permite tener la mejor autonomía respecto a la mayoría de sus competidores [13]. Desde el lanzamiento de este, han surgido competidores como el Polestar 2 o el BMW i4. Estos modelos son de gran interés, ya que ambos parten de un vehículo de combustión interna que ha sido modificado para adoptar una propulsión eléctrica (el Polestar 2 deriva del Volvo XC40 y el BMW i4 deriva del BMW serie 4). En el futuro se espera ver el lanzamiento al mercado de muchos modelos homólogos a estos, en los que se parte de una plataforma ya existente de un modelo ya en producción para crear los vehículos eléctricos.



REXUS RANGES

Figura 2: Imagen del Tesla Model 3. [14]

Esto se debe a la gran inversión requerida para crear un automóvil desde cero [15], la necesidad de mantener activas a las fábricas que se encuentran preparadas para fabricar ciertos modelos, y la necesidad de proporcionar varias tipologías de propulsión para cubrir las necesidades de los consumidores y cumplir con las normativas de anticontaminación.

### 2.1.2. Características técnicas

Sabiendo esto, ahora podemos profundizar acerca de los detalles del esquema técnico que emplean estos automóviles. Los tres modelos citados previamente (BMW i4, Polestar 2, Tesla Model 3) son berlinas de una longitud aproximada de entre los 4.6-4.8m, de una anchura aproximada de 1.8-1.9m y de una altura de 1.4-1.6m [16], [17], [18]. Todos estos son de tracción trasera debido a que esto permite tener mejor tracción, la cual es una consideración importante para los automóviles eléctricos, ya que suelen tener potencias elevadas. Esto se observa en las siguientes expresiones. La ecuación 2 describe el cálculo de fuerza de tracción máxima que puede desarrollar un vehículo de tracción trasera con suspensiones independientes, mientras que la ecuación 3 describe la fuerza de tracción máxima que puede desarrollar un vehículo de tracción delantera con suspensiones independientes.

$$F_{xmax} = \frac{\mu * \frac{W * b}{L}}{1 - \frac{h}{L} * \mu} \quad (2)$$

$$F_{xmax} = \frac{\mu * \frac{W * c}{L}}{1 + \frac{h}{L} * \mu} \quad (3)$$



Las variables que intervienen son:

- ( $W$ ): Peso del vehículo.
- ( $L$ ): Batalla o distancia entre ejes.
- ( $\mu$ ): Coeficiente de rozamiento de los neumáticos.
- ( $c$ ): Distancia del centro de gravedad al eje trasero.
- ( $b$ ): Distancia del centro de gravedad al eje delantero.
- ( $h$ ): Altura del centro de gravedad.

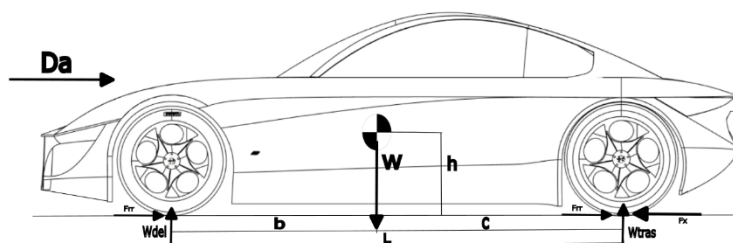


Figura 3: esquema analítico de un automóvil con las fuerzas que intervienen en la dinámica longitudinal. (Elaboración Propia)

Observando estas ecuaciones, vemos que los vehículos de tracción trasera presentan una mejor capacidad de traccionar, debido principalmente al hecho de que, cuando un vehículo comienza a acelerar, su peso se transmite hacia el eje trasero, que en este caso es motriz. Tener un mayor peso en el eje motriz permite que la tracción sea mayor.

En cuanto a la disposición de la batería y de los motores eléctricos, el esquema más popular es el conocido como “skateboard”, en la cual se posiciona una batería de geometría rectangular debajo del habitáculo; mientras que se posiciona un motor eléctrico en el eje trasero, el cual gira las ruedas mediante un diferencial. Este esquema se emplea debido a que se puede adaptar convenientemente a distintos modelos con carrocerías distintas.

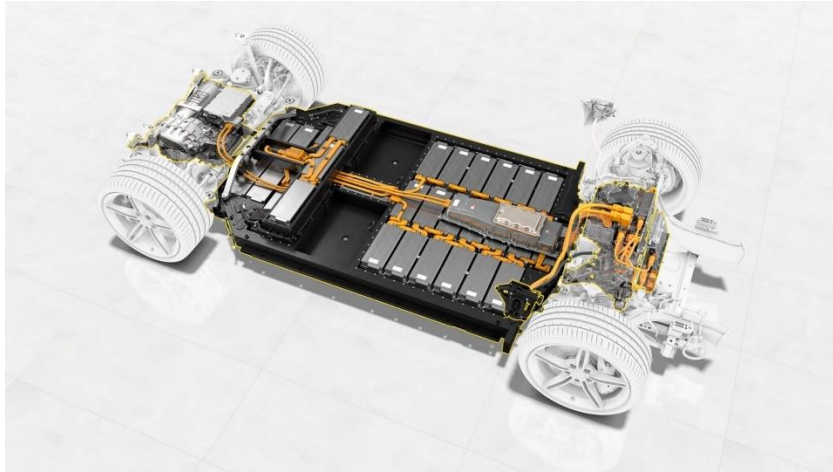


Figura 4: Imagen de la plataforma “skateboard” para un Porsche Taycan. [19]

Respecto al sistema de suspensiones, debemos fijarnos de nuevo en los más empleados en los automóviles actualmente. En el eje delantero, el esquema más popular es el llamado “Mcpherson strut” (véase Figura 5). Este esquema está constituido por un brazo inferior que conecta la rueda con el chasis del vehículo mediante una pieza llamada mangueta. Este brazo controla el movimiento vertical de la rueda, la cual describe un arco a medida que la rueda sube o baja para seguir el asfalto. En la parte superior de la mangueta, se encuentra el amortiguador y el muelle, dispositivos que se emplean para absorber el impacto que pueda suponer los desperfectos de la carretera sobre el coche y asegurar que el neumático siempre se encuentre en contacto con el asfalto. Este esquema es muy popular debido a que supone poco espacio dentro del vehículo, además de que resulta ser económico gracias a su simplicidad y número de piezas reducidas.

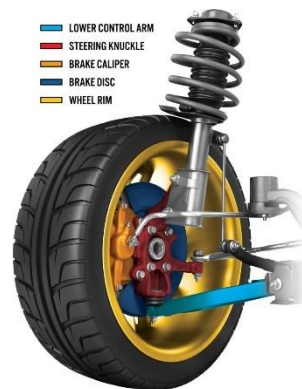


Figura 5: Imagen del esquema de suspensión Mcpherson Strut. [20]

En cuanto al eje trasero, el esquema más empleado en modelos en los cuales este eje sea el motriz es el denominado “Multibrazo” (véase Figura 6), también conocido como paralelogramo deformable. Este está constituido por cuatro o más brazos que unen la rueda al chasis del vehículo mediante la mangueta. Cada uno de estos brazos sirven para controlar el movimiento de la rueda en una dirección, de manera que la rueda pueda subir o bajar para estar en contacto con el asfalto, pero manteniéndose perpendicular a la superficie en todo momento. Así, más superficie del neumático estará en contacto con el asfalto, permitiendo tener mejor agarre.

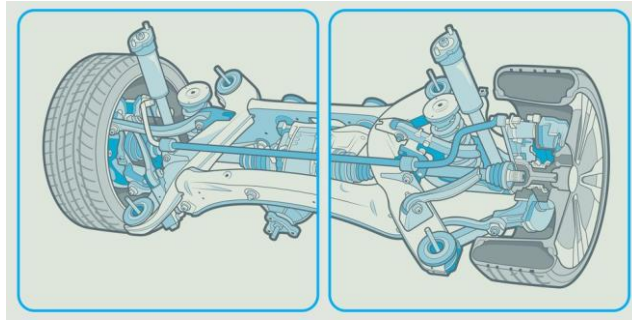


Figura 6: Imagen del esquema de suspensión Multilink. [21]

Es importante mencionar que los vehículos de combustión convencionales que poseen versiones eléctricas mantienen exactamente la misma arquitectura y componentes de la suspensión, hecho así para reducir costes. Los únicos componentes que se suelen modificar son los amortiguadores y los muelles, debido a que la masa del vehículo eléctrico es mayor y, por tanto, requiere otros valores de constantes de amortiguación y de rigidez. En muchas ocasiones, también se pueden modificar los bujes de las suspensiones para cambiar el confort de la suspensión, y así reducir las vibraciones experimentadas por los ocupantes del vehículo. En la Figura 7 y Figura 8, podremos apreciar el esquema de suspensiones de un modelo de combustión convencional, el BMW 420d Gran Coupé, y su versión a propulsión eléctrica, el BMW i4 40. Fijándonos en los brazos, podemos ver que son idénticos.



Figura 7: Esquema de suspensión delantera de un BMW 420d Gran Coupé. [22]



Figura 8: Esquema de suspensión delantera de un BMW i4 40. [23]

Uno de los elementos más importantes para la seguridad del vehículo es su sistema de frenado. La distribución de la frenada de un vehículo entre su eje delantero y su eje trasero depende de las condiciones del asfalto sobre la cual el vehículo está frenando, la distribución de pesos, la posición y altura del centro de masas, la rigidez de las suspensiones, y su consecuente transferencia de carga entre los ejes. Al frenar en un vehículo, la presión del circuito de frenado en ambos ejes es la misma, hasta que se alcanza el límite de agarre de uno de los ejes. En ese momento, comienza a trabajar la válvula de proporcionalidad, la cual reduce la presión del circuito de frenado, típicamente la del eje trasero, para evitar que las ruedas se bloqueen en dicho eje. Los vehículos en venta en la actualidad vienen equipados con un dispositivo denominado EBD, siglas para “Electronic Brakeforce Distribution”, la cual emplea los sensores de velocidad en cada rueda para detectar cuanta fuerza de frenado puede soportar cada rueda antes de bloquear, así optimizando el sistema de frenado continuamente durante su funcionamiento.

En el sistema de frenado se puede apreciar el uso de los mismos componentes por parte de un amplio número de vehículos distintos, muchas veces con características técnicas, como la masa, diferentes. Para ello, acudimos al catálogo de discos de freno fabricado por BOSCH [24], fabricante de componentes para fabricantes de automóviles. Aquí, seleccionamos un disco de freno, el BOSCH BD2859 [25]. Si apreciamos su listado con vehículos compatibles, veremos que se puede instalar dicho componente en vehículos con masas, dimensiones y motorizaciones muy distinguidas (véase Figura 9).

Brake Disc Ø: 330mm, Two-piece brake disc, Vented, Coated, with bolts/screws  
 BOSCH E190R02C04810017, BOSCH BD2859

14 days - Returns

Add to wish list

Product No. 0 984 479 015  
 BOSCH

£ 124,62  
 (Price per item)  
 not 20% VAT with [calculator.com](#)

In Stock

Add to basket

1

OEM numbers

Suitable vehicles

This product fits your  
 BMW 4 GRAN COUPE (G26) 2.0 430i XDRIVE  
 (180 KW / 245 HP) PETROL

Select car

4 Coupe (G22, G82)	258 HP / 190 KW	202007 -
4 Gran Coupe (G26)	258 HP / 190 KW	202107 -
5 Saloon (G30, F90)	252 HP / 185 KW	201609 - 202006
5 Touring (G31)	252 HP / 185 KW	201703 -
6 Gran Turismo (G32)	258 HP / 190 KW	201706 -
7 (G11, G12)	265 HP / 195 KW	201509 - 202006

Figura 9: Listado de compatibilidad para el disco de freno seleccionado [25].

Finalmente, debemos conocer la diferencia de pesos que supone el uso de baterías en un automóvil eléctrico respecto a un automóvil convencional. Para ello, tomaremos dos vehículos de la marca BMW, los cuales comparten la misma plataforma y carrocería para comparar sus pesos, a igualdad de prestaciones.

El BMW M440i Gran Coupé será nuestro automóvil convencional, mientras que el de propulsión eléctrica será el BMW i4 M50 Gran Coupé. Ambos comparten la misma estructura y carrocería, tienen las mismas cotas, tienen el mismo precio y prestaciones similares [26] [27].



Figura 10: Imagen del i4 M50. [26]



Figura 11: Imagen del M440i. [27]

El M440i homologa un peso de 1900kg, mientras que el i4 homologa un peso de 2290kg. Esto supone una diferencia de 390kg.

Con todo esto, podemos concretar las características que deberán tener nuestros modelos a simular:

- 1) Vehículo de carrocería berlina.
- 2) Tracción trasera.
- 3) Motor de combustión interna en disposición longitudinal en la versión convencional.
- 4) Suspensión Mcpherson en el eje delantero, Multilink en el eje trasero.
- 5) Plataforma skateboard para la versión eléctrica.
- 6) Diferencia de peso entre las dos versiones de aproximadamente 400kg.

## 2.2. Modelado mediante ADAMS/CAR

En el previo apartado, hemos recopilado toda la información técnica requerida para crear dos modelos fieles a vehículos reales. Ahora describiremos cómo crearemos estos modelos.

ADAMS/CAR [28] es un programa informático empleado por muchos fabricantes de automóviles para diseñar modelos representativos de sus vehículos y someterlos a una gran variedad de simulaciones y ensayos virtuales, con la finalidad de facilitar el proceso de iteración a la hora de diseñar un automóvil entero, o subsistemas de este.

En dicho programa, existen modelos de vehículos representativos de aquellos en la realidad, con los que los usuarios pueden emplear para practicar con el programa, e incluso modificar para observar sus efectos. En nuestro caso, existe un modelo que cumple con todos los 6 requisitos expuestos en el apartado anterior. Por lo tanto, emplearemos este para realizar las simulaciones representando al turismo convencional. Posteriormente, mediante el interfaz “Template Builder” del programa, modificaremos este para convertirlo en turismo eléctrico que necesitamos.

### 2.2.1. Sedan de Combustión

Como base, comenzamos con el modelo llamado “sedan\_RWD”. Este modelo, como se mencionó previamente, cumple con todos los requisitos para representar fielmente a los automóviles de mayor relevancia de cara al futuro de la industria del automóvil. Modificaremos este posteriormente para adaptarlo a tener una propulsión eléctrica.

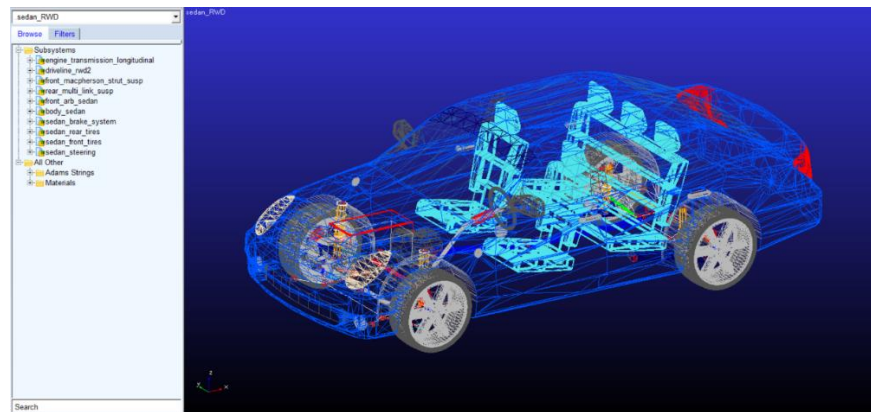


Figura 12: Captura de imagen dentro del programa ADAMS/CAR con el modelo que emplearemos, junto con el listado de sus respectivos subsistemas.

Este modelo está compuesto por distintos subsistemas, los cuales son modelos simplificados que representan los distintos componentes mecánicos del automóvil. Primero, debemos definir cuáles son los parámetros comunes a los dos modelos. Para conocer estos parámetros, podemos abrir cada subsistema individualmente en el programa y explorar en cada uno de ellos dentro del menú. De esta manera, hemos podido conocer los siguientes parámetros, los cuales serán comunes a ambos modelos:

- Carrocería Longitud: 4675.4mm; Anchura: 1770.7mm; Altura: 1424mm
- Suspensión delantera Tipología: Mcpherson
- Suspensión trasera Tipología: Multilink
- Batalla Dimensiones: 2720mm
- Neumáticos Teoría: Pacejka (modelo simplificado de neumático)
  
- Sección frontal  $A=1.8 \text{ m}^2$
- Coeficiente de arrastre aerodinámico  $C_D=0.36$
- Sistema de Dirección Tipología: Cremallera
- Ancho de vías Delantero Dimensiones: 1552mm
- Ancho de vías Trasero Dimensiones: 1560mm
- $r_c$  = Radio de las ruedas ( $r_c$ ) Dimensiones: 326mm

El siguiente paso es modificar este modelo para convertirlo en un automóvil eléctrico. Debemos establecer unos parámetros de prestaciones que deberán ser muy similares entre ambos modelos, de manera que ambos vehículos sean equitativos en cuanto a prestaciones. Estos parámetros son:

- 1) Capacidad de tracción y Aceleración
- 2) Pendiente máxima superable
- 3) Velocidad máxima

Primero, averiguamos estos valores para el sedán de combustión.

#### 2.2.1.1. Cálculo de prestaciones del sedan de combustión

Para calcular la capacidad de tracción de un turismo de tracción trasera con suspensión independiente, debemos recurrir de nuevo a la ecuación 2. Para realizar el cálculo, emplearemos las siguientes variables, cuyo valor podemos obtener dentro del programa ADAMS Car:

- ( $W$ ): Peso del vehículo, el cual se puede obtener sumando todas las masas de todos los subsistemas y multiplicando dicho valor por la aceleración debida a la gravedad ( $g = 9.81 \frac{m}{s^2}$ ) =  $1728.631\text{kg} * 9.81 \frac{m}{s^2} = 16957.87\text{N}$ .
- ( $b$ ): Distancia del centro de gravedad al eje delantero. Sabemos que el eje delantero se encuentra en la cota = 260mm, y que la posición del centro de gravedad del vehículo en su eje longitudinal = 1452.643mm. Restando estos valores, obtenemos  $b = 1192.643\text{mm}$ .
- ( $h$ ): Altura del centro de gravedad = 500mm.
- ( $\mu$ ): Coeficiente de rozamiento de los neumáticos = 0.62. Se ha seleccionado un valor para representar asfalto húmedo, ya que este será un factor limitante de la capacidad de tracción y aceleración. Por lo cual, calculamos una situación desfavorable.

Aplicando los valores:

$$F_{xmax} = \frac{0.62 * \frac{16957.87 * 1192.643}{2720}}{1 - \frac{500}{2720} * 0.62} \rightarrow F_{xmax} = 5202.158N$$

Ahora, podemos calcular la aceleración máxima, dividiendo el valor superior en unidades de kg entre la masa del vehículo:

$$a_{xmax} = \frac{F_{xmax}}{W} \quad (4)$$

$$a_{xmax} = \frac{\frac{5203.03}{9.81}}{1728.631} \rightarrow a_{xmax} = 0.306m/s^2$$

Para determinar la pendiente máxima superable, empleamos la siguiente expresión:

$$\theta = \arcsin\left(\frac{F_{xmax} - (M * g * C_{RR})}{W}\right) \quad (5)$$

Empleando los valores, obtenidos en ADAMS Car:

- ( $F_{xmax}$ ): capacidad de tracción (calculado previamente).
- (M): La masa del vehículo = 1728.631kg.
- ( $g$ ): Aceleración debido a la gravedad =  $9.81 \frac{m}{s^2}$ .
- ( $C_{RR}$ ): Coeficiente de nuestros neumáticos = 0.0055.
- (W): peso del vehículo = 16957.87N.

Aplicando valores, obtenemos:

$$\theta = \arcsin\left(\frac{5202.158 - (1728.631 * 9.81 * 0.0055)}{16957.87}\right) \rightarrow \theta = 17.534^\circ$$

Para obtener este valor en %, aplicamos el siguiente cálculo:

$$\%pendiente = 100 * \tan(\theta) \quad (6)$$

Aplicando valores, obtenemos que la pendiente máxima superable es de **31.6%**.

Y finalmente, para la velocidad máxima, debemos calcular cual es la velocidad que el vehículo es capaz de alcanzar en un plano horizontal. Desconocemos el valor de potencia del modelo de combustión, pero sí conocemos la curva de par de su motor. Para verlo, abrimos el archivo del motor



de combustión, llamado “engine\_transmission\_longitudinal.sub”, y pulsamos en la sección de “General Data Elements”, “Spline” y pulsamos para ver la curva de par del motor. En la Figura 13, se puede ver el interfaz que nos aparecerá, junto con los valores de par y su régimen giro y grado de carga asociado.

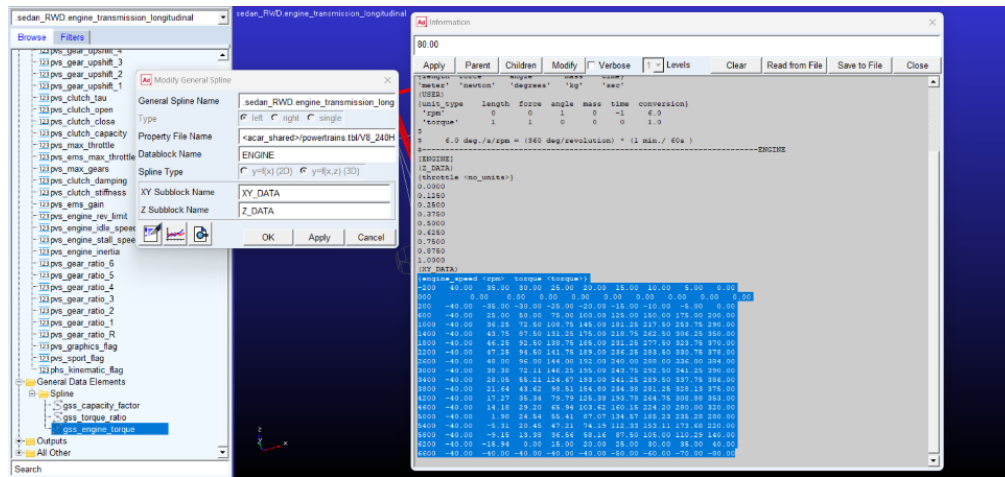


Figura 13: Adquisición de la curva par motor-rpm en ADAMS/CAR

Introducimos los valores de par frente al régimen de giro para el grado de carga en el cual el acelerador está completamente abierto en el programa EXCEL. Con este grado de carga, alcanzaremos el par y potencia máximos. Con estos valores, trazamos la gráfica **Error! Reference source not found.**

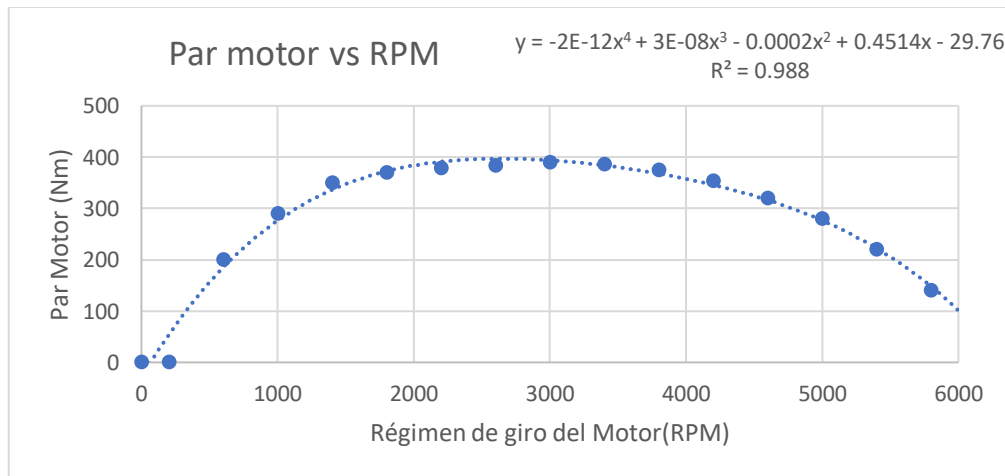


Figura 14: Par motor vs Velocidad Angular del motor

Con esta gráfica, apreciamos que el par máximo alcanza el valor de 390Nm a 3000rpm. Conocido la curva de par motor, podemos calcular también la curva de potencia, empleando la siguiente expresión:

$$Pot = \tau * \omega \quad (7)$$

Donde tenemos como variables:

- Potencia del motor ( $Pot$ )
- Par motor ( $\tau$ )
- Régimen de giro del motor ( $\omega$ )

Realizando este cálculo para cada punto de la gráfica superior, obtenemos la curva de potencia del motor.

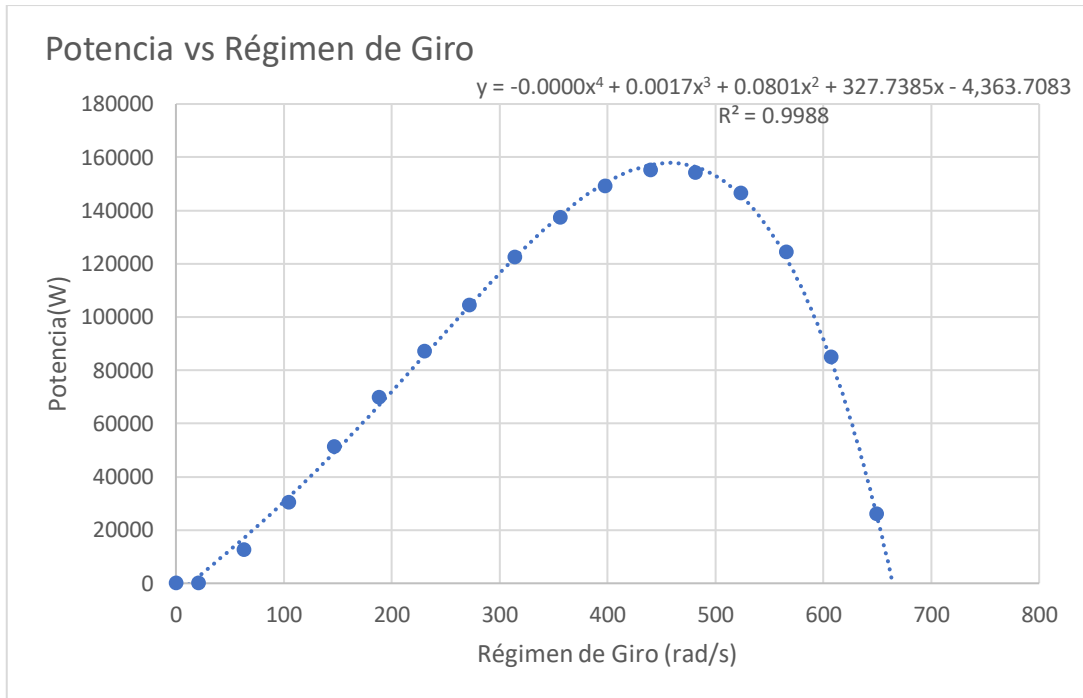


Figura 15: Potencia vs Régimen de giro del motor

De la gráfica superior, vemos que la potencia alcanza un valor máximo de 155kW a 439.82 rad/s, o 4200rpm. Con este dato, podremos calcular la velocidad máxima del vehículo.

La potencia requerida para alcanzar una cierta velocidad longitudinal será igual a la ecuación 1 multiplicada por el valor de velocidad, dándonos una expresión en unidades de potencia:

$$Pot * \eta = \left[ \left( \frac{1}{2} * \rho * v^2 * A * C_D + M * g * C_{RR} \right) \right] * v \quad (8)$$

En esta expresión, también debemos multiplicar el valor de potencia del automóvil por el rendimiento del sistema de transmisión. En el caso de un automóvil a combustión de tracción trasera y cambio automático, podremos estimar este valor a 0.95 [26]. Conocemos los siguientes valores:

- Potencia del motor ( $Pot$ ) = 155kW (210.741 CV)
- Densidad del aire ( $\rho$ ) =  $1.3kg/m^3$
- Rendimiento mecánico del sistema de transmisión ( $\eta$ ) = 0.95

- La sección frontal de nuestro modelo ( $A$ ) =  $1.8 \text{ m}^2$
- El coeficiente de arrastre aerodinámico ( $C_D$ )=0.36
- La masa del vehículo ( $M$ ) =  $1728.631 \text{ kg}$
- Aceleración debido a la gravedad ( $g$ ) =  $9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$
- $C_{RR}$  de nuestros neumáticos es de 0.0055

Dicho eso, la potencia del motor no es constante a lo largo de su régimen de giro, como se puede ver en la Figura 15. Por tanto, debemos introducir la función de la curva de potencia también calculado en la gráfica, en el cual la potencia está en función del régimen de giro. El polinomio es:

$$y = -0.0000038755 x^4 + 0.0017259851 x^3 + 0.0800975450 x^2 + 327.7384602018 x - 4,363.7082851171$$

Antes de realizar el cálculo, debemos poner la expresión superior en función de la velocidad de desplazamiento del vehículo. Para ello, sustituimos el término de régimen de giro “ $x$ ” con la siguiente expresión:

$$x = \frac{N_t * N_f}{r_c} * v \quad (9)$$

Donde tenemos como variables:

- Relación de transmisión de la marcha más larga ( $N_t$ ) = en nuestro caso la 6ª, con un valor de 0.65:1.
- Relación de transmisión del diferencial ( $N_f$ ) = en nuestro modelo, tiene una reducción de 3:1.
- $r_c$  = Radio de la rueda ( $r_c$ ) = en nuestro caso, es de 326mm.

Sustituyendo, tendremos la potencia en función de la velocidad del vehículo:

$$Pot = -0.005v^4 + 0.369v^3 + 2.866v^2 + 1,960.399v - 4,363.708$$

Sustituimos esta nueva expresión para la potencia en la ecuación 8, dándonos:

$$(-0.005v^4 + 0.369v^3 + 2.866v^2 + 1,960.399v - 4,363.708) * \eta = \left[ \left( \frac{1}{2} * \rho * v^2 * A * C_D + M * g * C_{RR} \right) \right] * v$$

Como la única incógnita es la velocidad, introducimos todos los valores conocidos y despejamos  $v$ , obteniendo una velocidad máxima de **69.03m/s, o 248.51km/h**. Contrastando con un vehículo similar, como sería el BMW 430i Gran Coupé [29], vemos que este alcanza una velocidad máxima de 250km/h, muy próximo a nuestro valor calculado.

## 2.2.2. Conversión a propulsión eléctrica

### 2.2.2.1. Cálculo del Sistema de Propulsión Eléctrico

Debemos sustituir el motor de combustión interna de nuestro modelo, junto con su sistema de transmisión, con un motor eléctrico y su sistema de transmisión que ofrezcan prestaciones similares. Principalmente, deberá tener una velocidad máxima, además de una potencia y par motor, similar. Las características del motor de combustión interna son:

- Potencia: 155kW (210.741 CV)
- Par motor: 390Nm
- Relación de la marcha más larga (6°): 0.65
- Reducción de la transmisión del diferencial: 3
- Régimen de giro máximo: 6000rpm
- Como calculamos previamente, la velocidad máxima es de 248.51km/h.

Con esto, buscamos modelos reales de sistemas de propulsión para automóviles eléctricos. BorgWarner es una empresa estadounidense de gran importancia en el sector de la automoción, ya que se dedica a fabricar componentes y soluciones técnicas para los fabricantes de automóviles. Estos fabricantes se suelen conocer popularmente como “OEM” (Original Equipment Manufacturer) [30].

Esta empresa, a través de su subsidiaria Cascadia Motion, fabrica una familia de sistemas de propulsión eléctricos, denominadas propiamente como “Integrated Drive Modules”. Estos poseen un motor eléctrico asociado a una transmisión y diferencial, además de toda la electrónica de potencia requerida para alimentar al motor. Estas soluciones son idénticas a las utilizadas por los fabricantes de automóviles para sus productos.

De sus productos ofertados, seleccionamos el iDM-375 Integrated Drive Module. Este es el que mejor se adapta a nuestros requisitos de potencia y par motor, y es el único que es capaz de alcanzar una velocidad máxima próxima a la del modelo de combustión que calculamos previamente. Sus características son:

- Potencia máxima pico = 425kW (solamente empleable en periodos de tiempo breves, limitados por la batería y por la refrigeración disponible del automóvil).
- Potencia máxima continua = 140kW (190.34CV).
- Par motor máximo = 620Nm.
- $\omega_m = 12000rpm$ .
- $M_{IDM} = masa\ del\ sistema\ de\ propulsión = 100kg$ .
- $N_f =$  Relación de transmisión final del sistema transmisión-diferencial (hay una única relación fija) = 6.54.
- $m =$  Estimamos que incremento de peso del vehículo final respecto al original sea de 400kg. Por tanto,  $1728.631 + 400kg = 2128.631kg$ . Este valor es una aproximación que solamente emplearemos en este cálculo. Más adelante, averiguaremos la masa real final del vehículo. Empleamos la misma expresión que utilizamos para calcular la velocidad máxima del

modelo de combustión. De nuevo, debemos incluir el rendimiento de la transmisión del vehículo. En este caso, el rendimiento también será del 95% [31].

En este caso, disponemos de la ficha técnica del sistema de propulsión, junto con la curva de par y potencia en función del régimen de giro (véase Figura 16).

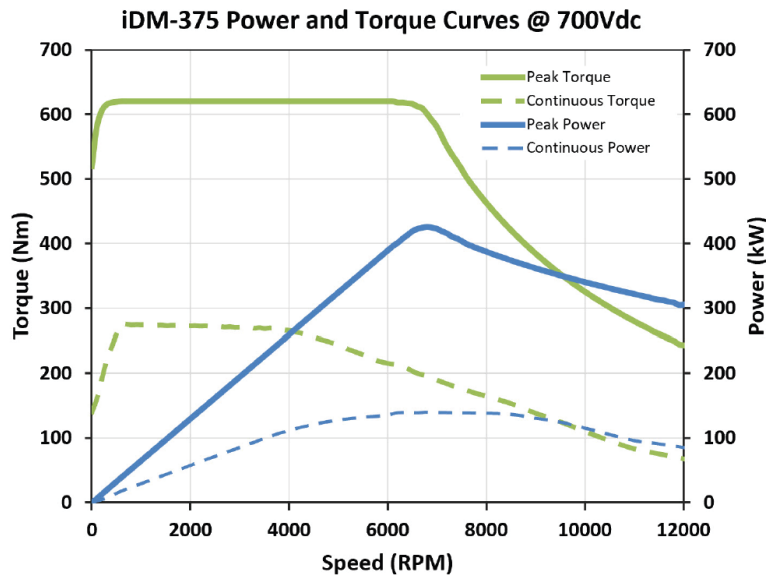


Figura 16: Curva de par y potencia para el iDM-375 [32].

Tomando valores, podemos obtener una función que se aproxima a las curvas dadas empleando EXCEL. Repitiendo el mismo proceso que con el motor de combustión interna, obtenemos la potencia en función de la velocidad de desplazamiento del vehículo:

$$Pot = 0.0571v^4 - 7.1805v^3 + 183.22v^2 + 4186.2v - 583.68$$

Realizando el mismo procedimiento al modelo de combustión para obtener la velocidad máxima, tendremos:

$$0.0571v^4 - 7.1805v^3 + 183.22v^2 + 4186.2v - 583.68 * 0.95 = \left[ \left( \frac{1}{2} * 1.3 * v^2 * 1.8 * 0.36 + 2128.631 * 9.81 * 0.0055 \right) \right] * v$$

Despejando v, tendremos que la velocidad máxima del modelo eléctrico es de **59.45m/s o 214.031km/h**.

Contrastando valores con un modelo similar, como el BMW i4 eDrive35, vemos que su velocidad máxima es de 225km/h [16], lo cual es inferior a un modelo equivalente de combustión como el calculado en el apartado previo. Esto se debe a que los vehículos eléctricos se dimensionan para emplear relaciones de transmisión para optimizar la capacidad de aceleración y el rendimiento del motor eléctrico en las velocidades en las que más frecuentemente se encontrarán. Además, debido a

que los vehículos eléctricos suelen emplear únicamente una relación de transmisión para ahorrar peso y complejidad, no resulta viable poder alcanzar velocidades superiores a la calculada, ya que coincide con muchos otros modelos de vehículos eléctricos.

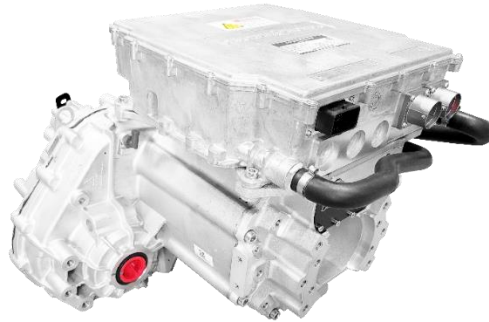


Figura 17: Cascadia Motion iDM-375 [33].

En cuanto a sus valores de inercia, resulta complejo calcularlo a mano debido a que nos encontramos ante una geometría compleja. Dicho eso, podemos descargar el fichero CAD de este componente de la propia empresa e insertarlo en un programa de diseño asistido por ordenador, Autodesk Fusion 360 [34]; el cual nos permitirá calcular los valores de momento de inercia con más facilidad, para posteriormente introducirlos en el ADAMS/CAR. Realizando esto, obtenemos los siguientes valores de momento de inercia:

Moment of Inertia at Center of Mass (g m...	
Ixx	7.494E+09
Ixy	1.297E+09
Ixz	1.096E+09
Iyx	1.297E+09
Iyy	7.200E+09
Iyz	-1.306E+09
Izx	1.096E+09
Izy	-1.306E+09
Izz	6.945E+09

Figura 18: Valores de momento de inercia para el iDM-375 en  $gmm^2$  (Generado en Autodesk Fusion 360).

Para averiguar la nueva capacidad de tracción, la aceleración y la pendiente máxima superable, debemos dimensionar la batería para conocer la nueva distribución de peso del vehículo.

### 2.2.2.2. Dimensionado de la Batería

La batería de este turismo será de iones de litio, tipología que actualmente ofrece las mejores prestaciones y es la más utilizada por los fabricantes [35]. Como se expuso previamente, la diferencia de peso entre un automóvil convencional de combustión con su versión eléctrica es de 400kg. Además, los fabricantes procuran diseñar baterías que tengan la menor altura posible, ya que éstas se posicionarán debajo del habitáculo. Por lo tanto, emplear baterías más finas permitirá posicionar los asientos más bajos y mejorar el aprovechamiento del espacio interior y de la ergonomía, por lo que evita tener que emplear una carrocería más alta para permitir el mismo espacio interno y, como consecuencia, aumentar el rozamiento aerodinámico. El BMW i4, modelo que mencionamos previamente, tiene una batería de 110mm de altura [36]. Esta cota, junto con el valor de peso, nos permitirá dimensionar la batería y conocer su geometría. Con esto, podremos introducir los valores de masa e inercia en el ADAMS/CAR para recrear la batería en nuestro modelo.

Con el valor de masa de 400kg, podremos averiguar la capacidad de la batería. Empleando una densidad energética de 250Wh/kg, disponible en las baterías más comúnmente empleadas [29], calculamos la capacidad:

$$Capacidad_{batería} = 400kg * \frac{250Wh}{kg} = 100000Wh = \mathbf{100kWh}$$

Esta capacidad coincide con aquellas disponibles en el BMW i4, Tesla Model S y muchos otros más [26]. Aun así, calculamos la autonomía del vehículo, para averiguar si en nuestro caso obtenemos valores similares a estos modelos. En esta hipótesis, supondremos una velocidad constante de 131km/h en plano horizontal, el cual es la velocidad máxima alcanzable durante el ensayo WLTP. De esta manera, obtenemos una estimación acerca de la autonomía sin tener en cuenta el ahorro de consumo eléctrico que supone el uso de la regeneración, y sin tener en cuenta el consumo de energía para emplear accesorios como el aire acondicionado o durante las aceleraciones fuertes.

Sabiendo que:

- $\rho = 1.3kg/m^3$
- $v = 131km/h = 36.388m/s$  (velocidad máxima alcanzada en el ciclo de homologaciones WLTP) [37].
- la sección frontal de nuestro modelo  $A=1.8 m^2$
- el coeficiente de arrastre aerodinámico  $C_D=0.36$
- $M_{Total}$  = masa del vehículo tras reemplazar el motor de combustión interna con el sistema de propulsión eléctrico y la instalación de la batería = 2116.525kg.
- $g=9.81 \frac{m}{s^2}$
- $C_{RR}$  de nuestros neumáticos es de 0.0055

De nuevo, empleamos la ecuación 8. Pero esta vez, despejamos para conocer el valor de potencia:

$$Pot * 0.95 = \left[ \left( \frac{1}{2} * 1.3 * 36.388^2 * 1.8 * 0.36 + 2128.631 * 9.81 * 0.0055 \right) \right] * 36.388$$

$$Pot = 25737.65W = 25.737kW.$$

Nuestro consumo, durante una hora de conducción será el valor de potencia consumida instantánea dividido por una hora:

$$Consumo_{por\ hora} = Pot = 25.737kW * 1hora \rightarrow Consumo_{por\ hora} = 25.737kWh$$

Ahora, obtenemos el consumo de energía por kilómetro recorrido. Conocemos la distancia recorrida en una hora, ya que conocemos la velocidad a la que viaja el vehículo en esta hipótesis. Dividiendo estos valores, obtenemos:

$$Consumo_{por\ km} = \frac{Consumo_{por\ hora} = 25.737kWh}{Distancia\ recorrida = 131\ km} \rightarrow Consumo_{por\ km} = \frac{0.196kWh}{km}$$

Finalmente, calculamos la autonomía del vehículo dividiendo la capacidad de la batería por el consumo por kilómetro:

$$Autonomía = \frac{Capacidad_{batería} = 100kWh}{Consumo_{por\ km} = \frac{0.196kWh}{km}} \rightarrow Autonomía = 509km.$$

El valor de consumo es comparable a muchos de los modelos de vehículo eléctrico mencionados previamente, como el BMW i4 M50, el cual tiene una autonomía de 519km [26].

Ahora debemos calcular la geometría de la batería para conocer cuáles serán sus valores de inercia. Como se mencionó previamente, nuestra cota “h” para la batería será de 110mm [36].



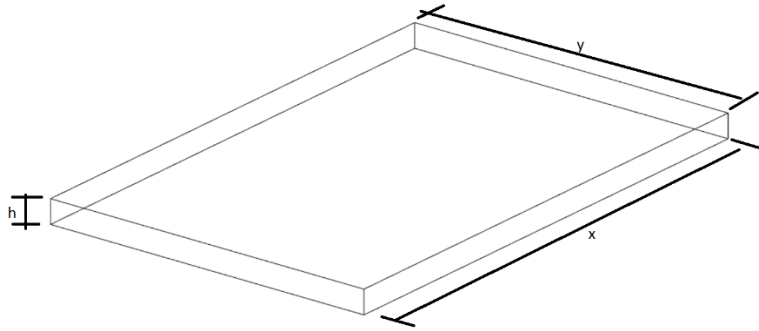


Figura 19: esquema gráfico de la geometría de la batería. (Elaboración propia)

Falta por averiguar la cota “x” de la batería, que coincide con el eje x del vehículo en el ADAMS/CAR; y la cota “y”, que coincide con el eje y del vehículo también en el ADAMS/CAR. La batería debe caber debajo del habitáculo y, por tanto, tiene una dimensión limitada en el eje y. Analizando nuestro modelo, vemos que la anchura máxima de este es de 1770.7mm. Esta dimensión tiene en cuenta también el grosor de las puertas y de la estructura del vehículo. Asumiendo que estos dos componentes suponen un grosor aproximado de 100mm en cada lado, quedan 1570.7mm disponible en el eje y del vehículo. Por lo cual, esta será nuestra cota “y”.

Finalmente, para obtener la cota “x”, aplicamos las cotas que tenemos disponibles y los datos de la batería. Nuestra batería es de 100kWh de capacidad, y conociendo que la densidad volumétrica de las baterías de litio es de 245Wh/L [38], dividiendo ambos valores nos da el volumen ocupado por la batería:

$$V_{batería} = \frac{Capacidad_{batería} = 100000Wh}{\frac{245Wh}{L}} = 408.163L$$

El volumen de la batería de forma rectangular será la multiplicación de las dos cotas conocidas por la cota “x” que falta. Como conocemos el volumen de la batería, despejamos para obtener “x”:

$$V_{batería} = x * y * h \rightarrow \left(\frac{408.163}{1000}\right) m^3 = 1.5707m * 0.110m * x \rightarrow x = 2.3623m$$

Por último, debemos elegir donde posicionamos la batería. Para garantizar el mismo volumen interno para los pasajeros delanteros como los traseros, la batería se posiciona justo en medio de la batalla del vehículo. Por tanto, el centro de gravedad de nuestra batería se posicionará en mitad de la batalla. La batalla de nuestro vehículo es de 2720mm, por lo que su centro de gravedad se posicionará en la cota de 1360mm.

Modelamos esta batería en Autodesk Fusion 360. Este programa de nuevo nos facilita el cálculo de las inercias de objetos con geometrías muy complejas. Acudiendo a este programa, obtenemos las siguientes inercias:

▼ Moment of Inertia at Center of Mass (g mm <sup>2</sup> )		
box = 6.619E+11	bxy = 0.00	bxz = 2.339E-05
lyx = 0.00	lyy = 1.493E+12	lyz = 0.00
lzx = 2.339E-05	lzy = 0.00	lzz = 2.149E+12

Figura 20: Valores de momento de inercia para la batería. (Generado en Autodesk Fusion 360)

### 2.2.2.3. Cálculo de prestaciones del sedan de propulsión eléctrica

Con todo lo calculado hasta ahora, obtenemos los dos parámetros de prestaciones que faltan por contrastar con el sedán de combustión.

Antes de calcular dichos parámetros, debemos recalculer la posición del centro de gravedad del vehículo. La posición de este para el sedán de combustión ya venía predeterminada dentro del programa, pero tras haber realizado cambios importantes a este en cuanto a la disposición de sus componentes; debemos recalcularla. Para ello, debemos conocer la posición y masa de todos los componentes, las cuales podemos conocer dentro del programa. Con esto, aplicamos las siguientes expresiones.

Para conocer la posición en el eje x:

$$X_{CG} = \frac{\sum(m_{componentes} * x_{componentes})}{\sum m_{componentes}} \quad (10)$$

Y para conocer la posición en el eje z:

$$Z_{CG} = \frac{\sum(m_{componentes} * z_{componentes})}{\sum m_{componentes}} \quad (11)$$

Aplicando valores, obtenemos:

$$X_{CG} = 1623.96mm$$

$$Z_{CG} = 448.32mm$$

Ahora, calculamos la capacidad de tracción, empleando la misma metodología que para el sedán de combustión:

- (W): peso del vehículo, la cual se puede obtener sumando todas las masas de todos los subsistemas y multiplicando dicho valor por la aceleración debida a la gravedad ( $g = 9.81$ )

$\frac{m}{s^2}$ ). La nueva masa, tras reemplazar el motor de combustión interna con el sistema de propulsión eléctrico y la instalación de la batería =  $2116.525\text{kg} * 9.81 = 20763.06\text{N}$ .

- Cota (b): Sabemos que el eje delantero se encuentra en la cota = 260mm, y que la nueva posición del centro de gravedad del vehículo en su eje longitudinal = 1623.96. Restando estos valores, obtenemos  $b = 1363.96\text{mm}$ .
- (h) altura del centro de gravedad = 448.23mm.
- $\mu$  (coeficiente de rozamiento de la superficie de rodadura) = 0.62. Se ha seleccionado un valor para representar asfalto húmedo, ya que este será un factor limitante de la capacidad de tracción y aceleración. Por lo cual, calculamos una situación desfavorable.

$$F_{x\max} = \frac{0.62 * \frac{20763.06 * 1363.96}{2720}}{1 - \frac{448.23}{2720} * 0.62} \rightarrow F_{x\max} = \mathbf{7189.9\text{N}}$$

Nuestra capacidad de traccionar ha aumentado debido al incremento del peso del vehículo y del desplazamiento del centro de gravedad hacia el eje trasero respecto al modelo original de combustión. La aceleración será:

$$a_{x\max} = \frac{7189.9/9.81}{2116.525} \rightarrow a_{x\max} = \mathbf{0.346\text{m/s}^2}$$

La velocidad máxima ya se calculó previamente, en el apartado del cálculo del sistema de propulsión eléctrico. Nos falta calcular la nueva pendiente máxima superable. Empleamos de nuevo la ecuación 5:

$$\theta = \arcsin\left(\frac{6881.72 - (2116.525 * 9.81 * 0.0055)}{20763.06}\right) \rightarrow \theta = \mathbf{19.924^\circ}$$

Como podemos ver del resultado, la pendiente máxima superable ha mejorado respecto a los  $17.534^\circ$  de la versión de combustión, debido principalmente a la mejora de la capacidad de tracción de este.

#### 2.2.2.4. Cálculo del sistema de frenado

En el programa ADAMS/CAR, únicamente podemos establecer una relación de frenado fija entre el eje delantero y el trasero, denominado “brake bias”. Es por ello por lo que debemos calcular cual será la distribución de frenado para ambos modelos en base a un criterio, que es la transferencia de carga entre ejes. Cuando el vehículo comienza a frenar, la carga del vehículo se desplaza hacia el eje delantero. En esta situación, las ruedas delanteras se encuentran más cargadas respecto a las traseras, y por tanto presentan mejor capacidad de tracción y, a su vez, mayor capacidad de frenado antes de bloquear.

Calcularemos la transferencia de peso en frenada de ambos modelos, y obtendremos de esta manera el porcentaje de peso que soportará el eje delantero y el trasero. En función de este porcentaje, establecemos el valor de “brake bias” en el programa.

Primero, calculamos la transferencia de peso al eje delantero empleando la siguiente expresión:

$$W_d = \frac{M_{Total} * (c - D_x * h)}{L} \quad (12)$$

Donde:

- Masa total del vehículo ( $M_{Total}$ )
- Distancia del centro de gravedad al eje trasero ( $c$ )
- Valor de aceleración alcanzada en la frenada ( $D_x$ )
- Altura del centro de gravedad ( $h$ )

Desconocemos el valor de la aceleración de frenada de nuestro modelo. Dicho eso, podemos emplear valores de un estudio por parte de “Consumer Reports”, en la que ensayaron una gran variedad de automóviles distintos, tanto eléctricos como deportivos y todoterrenos. En este, el valor medio de deceleración fue de 0.911g, o 8.94  $\frac{m}{s^2}$  [39]. Emplearemos este valor. Los demás valores son conocidos tanto para la versión de combustión como la eléctrica, ya que fueron empleados previamente.

Para la versión de combustión, tendremos:

$$W_d = \frac{1728.631 * (1527.557 - (-8.94) * 500)}{2720} \rightarrow W_d = \mathbf{1320.342kg}$$

Dividiendo por la masa total del vehículo, calculamos que esto representa el 76.38% del peso total. Por tanto, el reparto de la frenada será del 76.38% en el eje delantero y el 23.61% detrás.

Para la versión eléctrica, tendremos:

$$W_d = \frac{2116.525 * (1356.04 - (-8.94) * 448.23)}{2720} \rightarrow W_d = \mathbf{1438.842kg}$$

Dividiendo por la masa total del vehículo, calculamos que esto representa el 67.98% del peso total. Por tanto, el reparto de la frenada será del 67.98% en el eje delantero y el 32.018% detrás.

Debido a que, en nuestra hipótesis, hemos supuesto un valor de deceleración aproximado, este no coincidirá exactamente con la verdadera capacidad de deceleración de nuestro modelo. Por tanto, la

transferencia de carga desde el eje trasero hacia el eje delantero podrá ser diferente al calculado. Si esto es el caso, el reparto no será el adecuado y las ruedas de uno de los ejes se bloqueará. Por lo cual, si el bloqueo de las ruedas sucede, modificaremos el reparto de la frenada en el programa hasta eliminar este efecto.

#### 2.2.2.5. Dimensionado de los Muelles de la suspensión

Los muelles en la suspensión se encargan de soportar la masa suspendida del vehículo, y de determinar el rango de movimiento de las ruedas a medida que se desplazan para adaptarse a la superficie sobre la cual se desplazan. El parámetro característico de los muelles es su constante elástica, la cual se puede calcular a través de la siguiente expresión:

$$k_{rueda} = m_{susp.esquina} * 4 * \pi^2 * \omega^2 * MR^2 \quad (13)$$

Debido a que la masa y la distribución de peso del vehículo ha sido modificado, también debemos modificar la constante elástica de los muelles, tanto para el eje delantero como el trasero. De la expresión superior, existen tres variables que no conocemos. Estas son:

- $(\omega)$ : la frecuencia en la cual trabajará la suspensión del vehículo. Para un vehículo como el nuestro, está entre los 0.5 y los 1.5Hz.
- $(MR)$ : es la relación de movimiento relativo entre la rueda y el muelle.
- $(m_{susp.esquina})$ : la masa suspendida de una esquina del vehículo.

Estos valores son desconocidos. Pero, fijándonos en la expresión, vemos que la frecuencia de la suspensión será la misma, ya que tanto el vehículo de combustión como la eléctrica están destinados para su uso en carretera abierta y no en circuito. Además, como la suspensión es común a ambos modelos, la  $MR$  será común a ambas. Por último, tenemos la masa suspendida de cada esquina del vehículo. Podemos afirmar que, manteniendo los demás parámetros constantes, que la rigidez del muelle será proporcional al peso de la esquina del vehículo. Además, conocemos los valores de rigidez de la suspensión del modelo de combustión. Con todo esto, modificamos los valores de la constante de rigidez para los muelles:

$$k_{muelle\ delantero} = \frac{50N}{mm} \text{ (en su zona lineal)}$$

$$k_{muelle\ trasero} = \frac{125N}{mm}$$

Calculamos el peso que soporta el eje delantero y trasero del modelo de combustión y el eléctrico. Para ello, empleamos la siguiente expresión:

$$W_{delantero} = \frac{c * W}{L} \quad (14)$$

$$W_{traseo} = \frac{b * W}{L} \quad (15)$$

Todas las variables para estas expresiones ya fueron utilizadas previamente.

Para la versión de combustión:

$$W_{delantero_{combustión}} = \frac{1527.557 * 16957.87}{2720} \rightarrow W_{delantero_{combustión}} = 9523.571N$$

$$W_{traseo_{combustión}} = \frac{1192.443 * 16957.87}{2720} \rightarrow W_{traseo_{combustión}} = 7434.3N$$

Para la versión eléctrica:

$$W_{delantero_{EV}} = \frac{1356.04 * 20763.11}{2720} \rightarrow W_{delantero_{EV}} = 10351.326N$$

$$W_{traseo_{EV}} = \frac{1363.93 * 20763.11}{2720} \rightarrow W_{traseo_{EV}} = 10411.78N$$

Ahora, averiguamos la proporción entre el peso delantero y trasero del eléctrico respecto a la versión de combustión:

$$Proporción_{delantera} = \frac{W_{delantero_{EV}} = 9962.095N}{W_{delantero_{combustión}} = 9523.571N} \rightarrow Proporción_{delantera} = 1.087$$

$$Proporción_{traseo} = \frac{W_{traseo_{EV}} = 10801.016N}{W_{traseo_{combustión}} = 7434.3N} \rightarrow Proporción_{traseo} = 1.40$$

Con esto, podemos afirmar que los muelles delanteros para el modelo eléctrico serán 1.046 veces más rígidos respecto a la versión de combustión, y que los muelles del eje trasero será 1.453 veces más rígido que en la versión de combustión. Por lo tanto, la rigidez de los nuevos muelles será:

$$k_{muelle_{delantero_{EV}}} = \frac{50N}{mm} * 1.087 \rightarrow k_{muelle_{delantero_{EV}}} = \frac{54.345N}{mm}$$

$$k_{muell_{traseroEV}} = \frac{125N}{mm} * 1.40 \rightarrow k_{muell_{traseroEV}} = \frac{175.06N}{mm}$$

Todos los cálculos necesarios para dimensionar el vehículo eléctrico han sido realizados. Ahora, introducimos todo lo calculado en el ADAMS/CAR.

### 2.2.3. Modelado del sedan eléctrico en ADAMS/CAR

En este apartado, tomaremos todos los valores calculados en los apartados anteriores y los aplicaremos al modelo inicial, el sedan de combustión, llamado “Sedan\_RWD” dentro del programa, y de esta manera adaptarlo para convertirlo en la versión eléctrica.

Para abrir el fichero “Sedan\_RWD”, vamos al apartado “file” del menú del programa. Seleccionamos “open”, “assembly” y en “assembly name”, pulsamos click derecho para acceder al menú de modelos predeterminados del programa. Aquí encontraremos el fichero para la berlina de combustión y tracción trasera que emplearemos.

Al abrirlo, podremos ver todos los subsistemas de los que está compuesto el modelo.

#### 2.2.3.1. Modelado del sistema de propulsión eléctrico

Comenzamos con el sistema de propulsión. Si abrimos el fichero “Sedan\_RWD”, veremos que su sistema de propulsión se encuentra en un fichero de subsistema llamado “engine\_transmission\_longitudinal.sub”. Modificaremos este fichero, cambiando sus parámetros de partida, introduciendo los valores del sistema de propulsión eléctrico que seleccionamos previamente, el Cascadia Motion iDM-375.

Desde la interfaz normal de ADAMS/CAR, seleccionamos abrir el fichero de subsistema de “engine\_transmission\_longitudinal.sub” por sí solo. De esta manera, podremos guardarlo como un subsistema nuevo, sin tener que permanentemente modificar el subsistema original.

Al abrir dicho fichero, podremos ver los siguientes elementos:

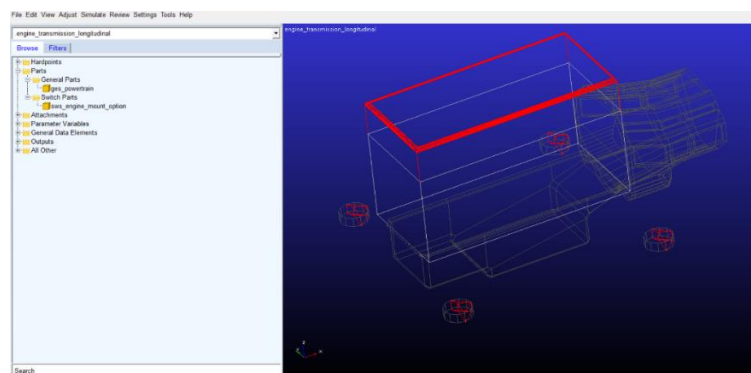


Figura 21: fichero "engine\_transmission\_longitudinal\_sub".

En la sección de “Parameter Variables”, modificaremos el motor original. Recordamos en primer lugar los datos del Cascadia Motion iDM-375:

- Potencia máxima pico = 425kW (solamente empleable en periodos de tiempo breves, limitados por la batería y por la refrigeración disponible del automóvil).
- Potencia máxima continua = 140kW.
- Par motor máximo = 620Nm.
- $\omega_m = 12000rpm$ .
- $M_{IDM} = masa\ del\ sistema\ de\ propulsión = 100kg$ .
- $N_f = Relación\ de\ transmisión\ final\ del\ sistema\ transmisión-diferencial\ (hay\ una\ única\ relación\ fija) = 6.54$ .

En la sección de “Parameter Variables”, modificamos lo siguiente:

- pvs\_max\_engine\_power: introducimos la potencia en W, por tanto es igual a  $4.25E+08W$ .
- pvs\_max\_engine\_torque: introducimos el par motor en Nmm =  $6.2E+05Nmm$ .
- Pvs\_min\_engine\_torque: introducimos el mismo valor que el par máximo, pero en este caso es para simular la regeneración =  $-6.2E+05Nmm$ .
- En todas las relaciones de marcha, exceptuando la primera marcha, ponemos la relación de transmisión de 0, ya que nuestro vehículo solamente tendrá una relación fija (en las simulaciones, le indicaremos al programa que engrane solamente esta primera marcha y que nunca cambie de relación).
- En la primera marcha, introducimos la relación de transmisión global del sistema de propulsión que es = 6.51:1.

Hay que tener en cuenta que desconocemos el valor de la relación de transmisión de la transmisión y la relación final del diferencial del sistema de propulsión por separado, únicamente la relación de transmisión global. Por lo tanto, introducimos este valor (6.51:1) a la primera marcha, pero posteriormente, tendremos que cambiar la relación del diferencial a 1:1.

En la sección de “Parts”, pulsamos en “General Parts” y luego en “ges\_powertrain”. Aquí, introducimos los valores de masa, procedente de la ficha técnica del sistema de propulsión, y los valores de inercia (en  $kgmm^2$ ); los cuales calculamos anteriormente en Fusion 360, visto en la Figura 18:

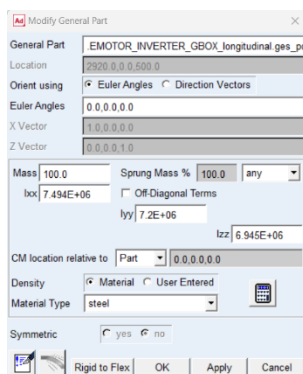


Figura 22: cajetín con los datos de masa e inercia para el iDM-375.



Con todas estas modificaciones, guardamos el subsistema con otro nombre y lo introducimos en el modelo del sedan de combustión. Para ello, abrimos el “Sedan\_RWD”, y seleccionamos el subsistema “engine\_transmission\_longitudinal.sub”, y pulsamos en “replace”. Nos aparecerá un menú que se puede apreciar en la figura inferior.

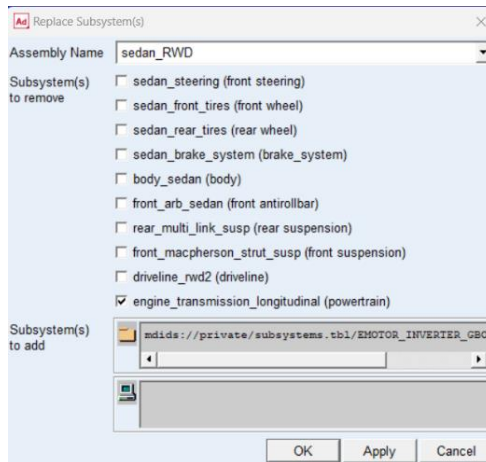


Figura 23: cajetín para sustituir subsistemas con archivos nuevos.

Como hemos modificado el subsistema que ya existía en el ensamblaje del sedan, no se requiere modificar los comunicadores entre los componentes. Por último, debemos modificar la posición del sistema de propulsión, ya que en las versiones eléctricas de automóviles de tracción trasera, el sistema de propulsión entero se posiciona en el eje trasero, incorporado junto a la suspensión. Para conocer la cota a la que se encuentra el eje trasero, o cualquier otro componente, acudimos a “Adjust”, luego “Hardpoint” y “Table”. Buscamos la cota del diferencial en el eje trasero, donde posicionaremos el motor y transmisión.

	loc_x	loc_y	loc_z	remarks
hpl_diff_output	2980.0	-150.0	350.0	(none)
<b>hpr_diff_output</b>	<b>2980.0</b>	<b>150.0</b>	<b>350.0</b>	(none)
hps_diff_mount	2980.0	0.0	350.0	(none)
hps_propshaft_intermediate	1800.0	0.0	330.0	(none)
hps_rear_diff_input	2800.0	0.0	330.0	(none)

Figura 24: Tabla con las cotas de todos los componentes del ensamblaje.

Una vez conocida esta cota, desplazamos el motor y transmisión. Para ello, pulsamos en “Adjust” y luego “Shift”. Nos aparecerá el siguiente cuadro:

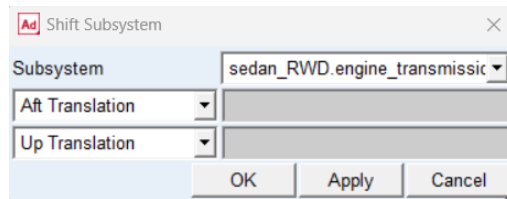


Figura 25: Cuadro para desplazar subsistemas.

Seleccionamos el subsistema que queremos desplazar, e introducimos en los cuadros las cotas respecto a las originales en las que las queremos desplazar. Es posible desplazar “Fore/Aft” (delante/detrás) y “Up/Down” (Arriba/abajo). Desplazamos, en nuestro caso, hacia atrás.

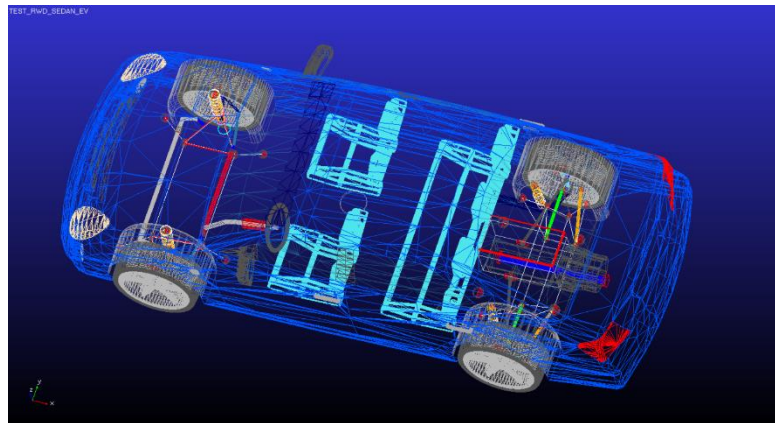


Figura 26: Sedan tras haber desplazado el sistema de propulsión hacia atrás.

Como último detalle, debemos reemplazar el árbol de transmisión de dos piezas que viene predeterminado en este modelo, ya que su limitado rango de movimiento puede resultar en errores a la hora de simular. Reemplazamos este con un árbol de transmisión de una sola pieza llamado “driveline\_rwd\_one\_piece”, el cual cuenta con los comunicadores ya preparados para su uso en nuestro modelo. Por ello, pulsamos sobre el fichero actual llamado “driveline\_rwd2” y seleccionamos “replace”. De nuevo nos aparece el menú de la Figura 23, y reemplazamos el árbol de transmisión por el deseado.

Una vez completado todo esto, por último, modificamos la relación final del diferencial; razón por la cual explicamos previamente. Para ello, pulsamos dos veces sobre el modelo “driveline\_rwd\_one\_piece” para aislarlo del ensamblaje global. Aquí, pulsamos sobre “Gears” y “Differential Gears”, donde veremos el menú en la figura inferior:

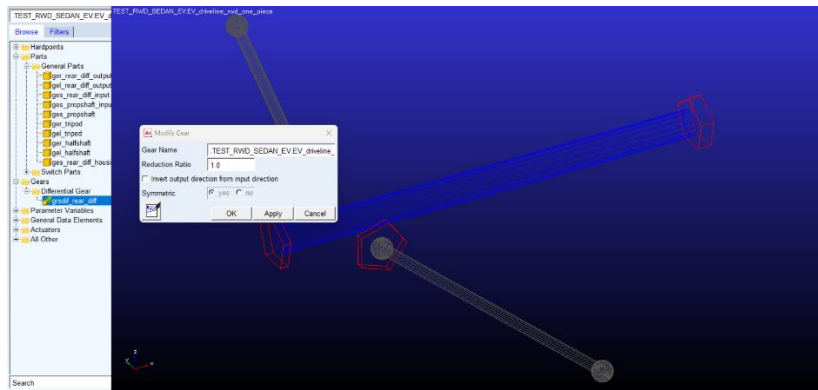


Figura 27: Modificación de la relación final del diferencial.

Para nuestro modelo, seleccionamos tener una relación 1:1.

### 2.2.3.2. Modelado de la Batería

A continuación, modelamos la batería del modelo eléctrico. De este, conocemos la masa, que es de 400kg, y los valores de inercia; vistos en la Figura 20.

Para modelar la batería, comenzamos en el ADAMS/CAR, con la interfaz denominada “Template Builder”. Este es un interfaz que permite el modelado parametrizado, con los cuales crear plantillas para luego crear subsistemas. En nuestro caso, abrimos el archivo “rigid\_chassis\_sedan.tpl”, el archivo plantilla que el programa tiene incorporado para nuestro modelo de sedan. Guardamos con otro nombre, para así no confundirlo con el original, y llevamos a cabo los siguientes pasos:

- Pulsamos sobre “Build”, “Hardpoint”, “New”, para crear el punto de anclaje de la batería en el espacio.
- Pulsamos sobre “Build”, “Parts”, “General Parts” y “New”, para generar la geometría de la batería. Aquí introducimos los valores de inercia y masa, e introducimos como localización el “Hardpoint” generado en el paso previo.
- Pulsamos sobre “Build”, “Attachments”, “Joints” y “New” para anclar la nueva geometría de la batería a la carrocería.
- Por último, guardamos esta plantilla y entramos de nuevo en el menú estándar. Aquí, pulsamos sobre “New” y “Subsystem”. Seleccionamos la plantilla generada en el último paso para crear el nuevo subsistema del chassis.
- Abrimos de nuevo nuestro modelo de ensamblaje completo, y sustituimos el subsistema existente de la carrocería por nuestro nuevo chassis, de la misma manera a la vista en la figura 19.
- Por último, modificamos el valor del centro de gravedad global del vehículo, llamado “ges\_chassis”. Aquí, introducimos los valores de centro de gravedad calculados para realizar todos los cálculos del dimensionado del modelo a propulsión eléctrica.

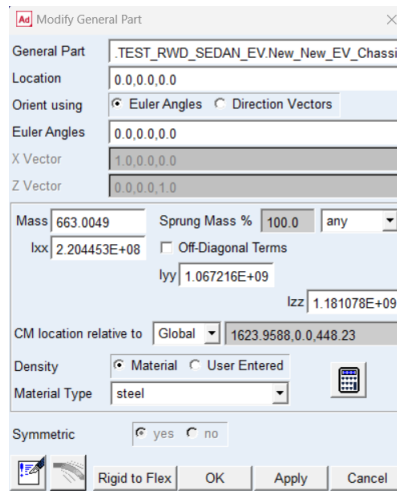


Figura 28: datos del chasis con los nuevos valores para la posición del centro de gravedad del modelo completo.

### 2.2.3.3. Modificación de los Muelles

Para modificar las constantes elásticas de los muelles, realizamos el mismo procedimiento para ambos ejes.

- Pulsamos dos veces sobre el sistema de suspensiones del eje en cuestión, para aislarlo del ensamblaje global. En la imagen inferior, vemos el sistema de suspensión Mcpherson del eje delantero aislado del ensamblaje global del modelo.

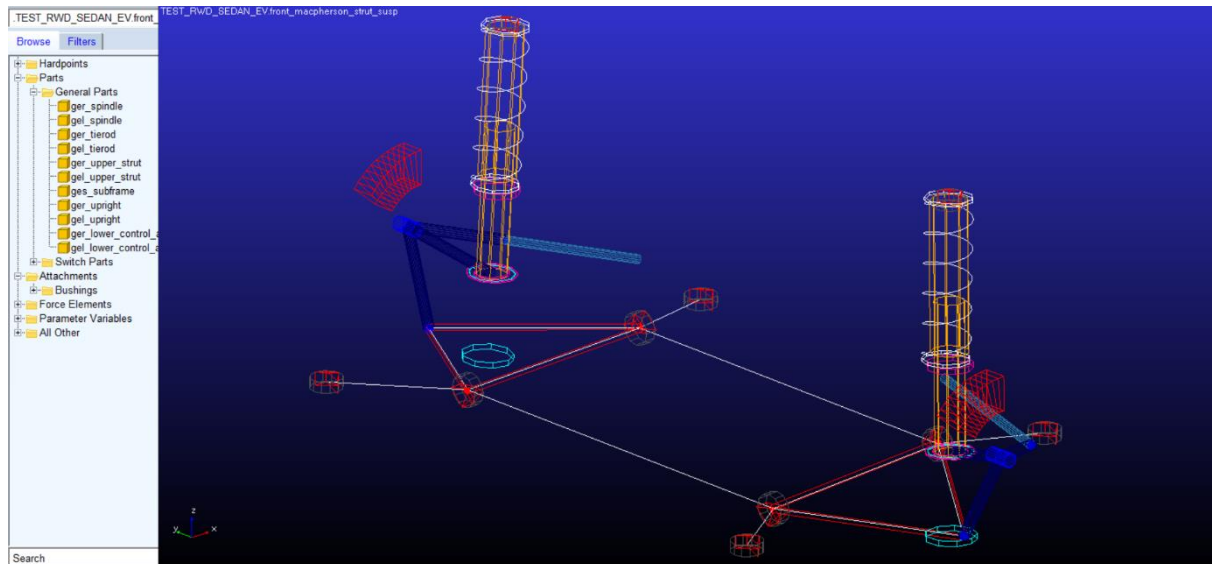


Figura 29: Imagen del sistema de suspensión Mcpherson del eje delantero

- Pulsamos en “Force Elements”, “Springs” y tendremos los dos muelles para seleccionar. Al abrir cualquiera de los dos, tendremos el siguiente menú:

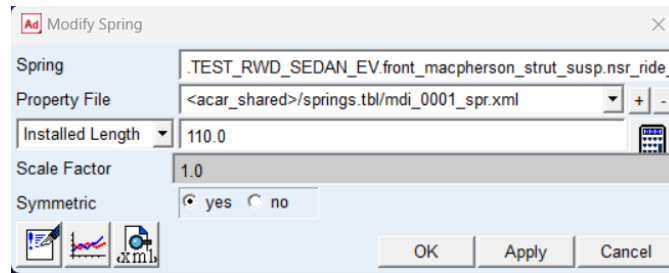


Figura 30: Menú para la modificación de parámetros de los muelles del eje delantero.

- Pulsamos en “modify property file”, posteriormente en “Plot/Edit Data”y se nos abrirá la siguiente interfaz:

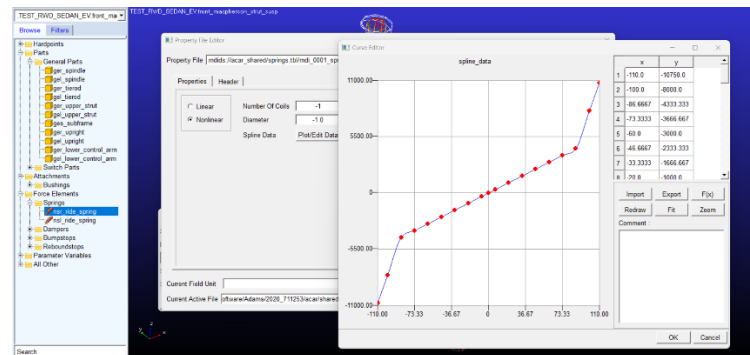


Figura 31: Curva de los muelles de la suspensión delantera para la versión de combustión.

En la gráfica que se puede observar en la figura superior, podemos ver la curva que representa la rigidez del muelle. En la tabla a su lado, se incluyen los valores para generar dicha gráfica, con la longitud recorrida y su fuerza asociada. En nuestro caso, reemplazaremos los valores de esta tabla, los cuales debemos calcular, para luego introducirlos en el programa y generar la nueva curva del muelle. Los muelles del eje delantero, como no es el caso en el eje trasero, tienen una rigidez variable, aunque, apreciando la gráfica; la rigidez es lineal hasta que se alcanza el límite de recorrido de la suspensión, tanto en extensión como en compresión. Por tanto, lo reemplazaremos con un muelle lineal, ya que no tendrá efecto en el comportamiento dinámico al no entrar en el límite de recorrido de la suspensión.

Sabiendo que nuestra nueva constante elástica para el eje delantero es de  $k_{muelle\text{delantero}_{EV}} = \frac{54.345N}{mm}$ , calculamos la fuerza del muelle para los valores de recorrido de suspensión solicitados por el programa.

Para calcular el valor de fuerza para cada cota de recorrido, recurrimos a la siguiente expresión:

$$F_{muelle} = k_{muelle} * x_{cota} \quad (16)$$

Recorrido de suspensión(mm)	Fuerza(N)
-110	-5978.04
-100	-5434.58
-86.6667	-4709.97
-73.3333	-3985.36
-60	-3260.75
-46.6667	-2536.14
-33.3333	-1811.53
-20	-1086.92
-6.6667	-362.307
0	0
6.6667	362.3073
20	1086.916
33.3333	1811.526
46.6667	2536.14
60	3260.749
73.3333	3985.359
86.6667	4709.973
100	5434.582
110	5978.041

Tabla 1: Tabla de valores para la constante elástica del nuevo muelle delantero

Como resultado, obtenemos la gráfica que se puede ver en la imagen inferior. Una vez realizado esto, guardamos lo realizado como una nueva curva del muelle de suspensión. Realizamos el mismo procedimiento para el eje trasero.

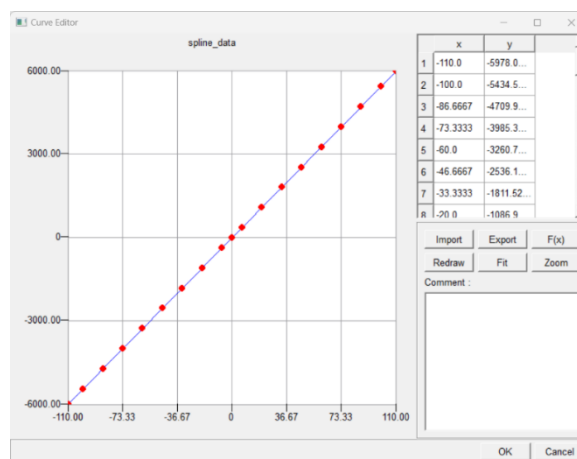


Figura 32: Curva de los muelles de la suspensión delantera para la versión eléctrica.

#### 2.2.3.4. Modificación del sistema de frenado

El último subsistema para modificar es el sistema de frenado. En este caso, realizaremos la modificación tanto para el fichero predeterminado del programa, “Sedan\_RWD”, como para el fichero para el sedan eléctrico. En ambos casos, seguimos el mismo procedimiento:

- Pulsamos dos veces sobre el subsistema “sedan\_brake\_system” para aislarlo del resto del ensamblaje.
- Aquí, pulsamos sobre “Parameter Variables” y luego “pvs\_front\_brake\_bias”. Esta variable es el reparto de la frenada hacia el eje delantero. En la imagen inferior, se puede apreciar el menú para modificar dicha variable:

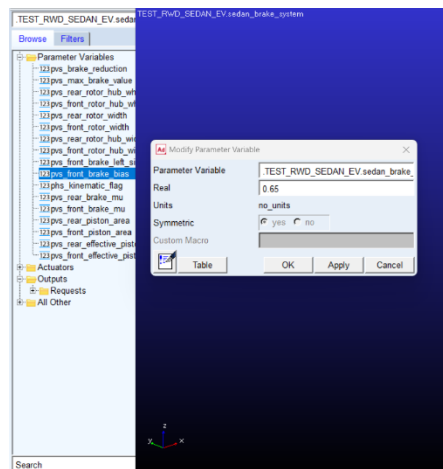


Figura 33: Menú para la modificación del reparto de frenada entre ejes.

- En el cajetín de “Real”, introducimos los valores correspondientes a cada modelo que calculamos previamente.

Con todas estas modificaciones, ambos modelos están preparados para realizar las simulaciones satisfactoriamente.

### 2.3. Ensayos

Conocer y evaluar el comportamiento de un vehículo resulta difícil debido a que este, junto con su conductor y el entorno constituyen un sistema de bucle cerrado que es único, y la interacción entre todos estos elementos son muy complejos. Para ello, la organización internacional dedicada al establecimiento de estándares universales para variados ámbitos llamado ISO (International Organization for Standardization), ha establecido una serie de ensayos que los cuales llevan a cabo los fabricantes previos a la puesta en venta de sus automóviles. Estos ensayos tienen el objetivo de caracterizar el comportamiento de un vehículo en diferentes situaciones. Debido a que cada ensayo evalúa una ventana pequeña del comportamiento dinámico, es necesario realizar varias para obtener suficiente información para poder realizar conclusiones.

Dicho esto, existen otros ensayos no normalizados empleados por fabricantes de automóviles para conocer el comportamiento de sus vehículos. En estos, se suele evaluar la velocidad máxima en la que los vehículos lo pueden efectuar satisfactoriamente, además de tener en cuenta la evaluación subjetiva de los pilotos del ensayo. Muchos de estos ensayos ya se encuentran programados en ADAMS/CAR, ya que es uno de los programas más empleados por los fabricantes para realizar ensayos virtuales.

Debido a su interés en poder mostrar las diferencias en el comportamiento dinámico entre vehículos automóviles de idéntica plataforma estructural fabricados con motorizaciones térmicas y eléctricas puras, efectuaremos las más frecuentemente empleadas por los fabricantes.

### 2.3.1. ISO 4138 Steady-state circular driving behaviour

Este estándar internacional especifica un ensayo de lazo abierto para determinar el comportamiento de un vehículo en conducción circular a régimen constante. Este ensayo permite diferentes métodos para llevarlo a cabo, hecho así para que se pueda realizar en una variedad de pistas de ensayos con características distintas. Estos métodos son:

- El método 1: ensayo de radio constante.
- El método 2: ensayo de ángulo de dirección constante.
- El método 3: ensayo a velocidad constante.

Todos los métodos son equivalentes y, por tanto, no influyen en los resultados obtenidos. Emplearemos el método 1, que describe un ensayo en el cual el automóvil realizará una maniobra circular de radio constante, en el que variaremos solamente la aceleración angular, y por tanto la velocidad longitudinal, del automóvil hasta que se alcance el límite de control de este. Esta aceleración angular se aumentará continuamente durante el ensayo, asegurando que la trayectoria no se desvíe más de  $\pm 0.5m$ , y que la tasa de aumento de la aceleración angular no supere los  $0.2\frac{m}{s^3}$ .

Se ha seleccionado este método debido a que solamente necesitaremos realizar el ensayo una vez para cada modelo para poder alcanzar el límite de estos y obtener toda la información necesaria.

En el programa, establecemos 100m como el radio de giro de la trayectoria, cota que recomienda la norma. Además, comenzaremos la simulación con una aceleración angular de  $1\frac{m}{s^2}$  que aumenta hasta gradualmente alcanzar el  $10\frac{m}{s^2}$ . Para que la tasa de aumento de la aceleración angular no supere los  $0.2\frac{m}{s^3}$ , el ensayo tendrá una duración de 44 segundos.

Mediremos:

- Velocidad longitudinal.
- Aceleración lateral.
- Ángulo de giro del volante.
- Ángulo de deriva de los neumáticos.
- Desplazamiento longitudinal.
- Ángulo de balanceo.

Con estos parámetros, se trazarán las siguientes variables en gráficas con respecto de la aceleración lateral:



- Ángulo de giro del volante.
- Ángulo de deriva del eje delantero y trasero.
- Ángulo de balanceo.
- Velocidad longitudinal.
- Desplazamiento longitudinal.

Con esta información, evaluaremos el gradiente subvirador del vehículo de manera cualitativa, ya que el ensayo no contempla el cálculo numérico de este. Además, evaluaremos la velocidad máxima que cada modelo es capaz de alcanzar en el ensayo.

### 2.3.2. ISO 3888-Test track for a severe lane change manoeuvre-Obstacle avoidance

Este estándar especifica las dimensiones del circuito empleado para realizar una prueba de cambio de carril severo para evaluar, de manera subjetiva, las prestaciones del vehículo para evitar un obstáculo en la carretera. El ancho de este circuito depende de las dimensiones del vehículo ensayado.

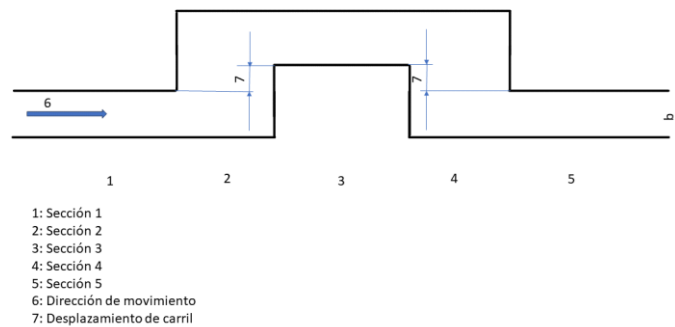


Figura 34: Diagrama del circuito con sus respectivas secciones (Elaboración Propia).

Empleando la herramienta de medida dentro del programa de ADAMS/CAR, averiguamos que nuestro vehículo mide 1770mm de ancho. Conocida esta cota “b”, podremos completar la tabla inferior:

Dimensiones en metros			
Sección	Longitud	Desplazamiento de carril	Ancho “b” = 1.77
1	12	-	$1.1 * \text{ancho vehículo} + 0.25 = 2.197$
2	13.5	-	-
3	11	1	$\text{Ancho vehículo} + 1 = 2.77$
4	12.5	-	-
5	12	-	$1.3 * \text{ancho vehículo} + 0.25 = 2.55$

Tabla 2: dimensiones del circuito para el ensayo ISO-3888.

El vehículo comienza el ensayo viajando a una velocidad constante y entra en la sección 1, sitio en el cual comienza la maniobra de esquiiva. El vehículo superará el ensayo si es capaz de completarla a una velocidad de 72km/h sin derribar los conos. A partir de este valor, se puede repetir el ensayo, aumentando la velocidad hasta que el vehículo derriba un cono. Además, si el vehículo no supera el ensayo a la velocidad deseada, reducimos la velocidad hasta que pueda completar la maniobra satisfactoriamente.

La norma no especifica qué variables se deben medir, ya que se trata de una evaluación subjetiva por parte de un piloto experimentado. Dicho eso, para poder comprender el comportamiento del vehículo, mediremos las siguientes variables:

- Velocidad longitudinal.
- Aceleración lateral.
- Ganancia de la aceleración lateral.
- Ángulo de deriva.
- Ángulo de balanceo.
- Desplazamiento longitudinal.
- Desplazamiento lateral.
- Ángulo de giro del volante.

Con esta información, trazaremos las siguientes gráficas:

- Velocidad a lo largo de la maniobra respecto al tiempo.
- Trayectoria del vehículo (desplazamiento lateral respecto al longitudinal).
- Ángulo de deriva de los neumáticos delanteros y traseros.
- Aceleración lateral durante el ensayo.
- Ángulo de giro del volante durante el ensayo.
- Ganancia de la aceleración lateral durante el ensayo.

Como criterio de evaluación, compararemos la velocidad máxima en la que cada vehículo es capaz de completar la maniobra, además de evaluar su comportamiento dinámico, recurriendo a las gráficas generadas para realizar conclusiones.

#### 2.3.4. Ensayo de frenada de 100km/h

En este ensayo, se realiza una frenada desde los 100km/h hasta llegar a estar detenido. En este ensayo, mediremos:

- Aceleración longitudinal.
- Desplazamiento longitudinal.
- Bloqueo de las ruedas.
- Ganancia de la aceleración lateral.
- Ángulo de cabeceo.

Evaluaremos la distancia de frenado entre ambos modelos, además de su estabilidad longitudinal durante la frenada. Comenzaremos el ensayo con la máxima presión de frenada.

Dicho eso, debido a que el programa de ADAMS Car no permite el uso de un sistema de antibloqueo de las ruedas, conocido en la industria del automóvil como ABS (del inglés “Anti Lock Braking System”); nos podemos encontrar que las ruedas de los vehículos se puedan bloquear debido a un par de frenado demasiado elevado para la superficie sobre la cual circulan. Es por ello por lo que, en dicho caso, reduciremos la presión de frenada hasta que no se bloqueen las ruedas.

## CAPITULO 3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se expondrán los resultados de las simulaciones de los ensayos descritos con anterioridad. En ellas, podemos identificar dos características que diferencian el modelo de propulsión eléctrica del de la versión con motor de combustión interna. Estos son:

- Masa del vehículo.
- Posición del centro de gravedad.

Estas variables se han manifestado, de mayor y menor medida en cada ensayo, como los factores principales que condicionan las diferencias de comportamiento entre ambos modelos.

### 3.1. ISO 4138

Sometimos a ambos modelos al ensayo descrito anteriormente. El vehículo eléctrico fue capaz de mantener la trayectoria de radio constante hasta el final del ensayo, mientras que la versión de combustión se salió de la trayectoria establecida por el ensayo prematuramente.

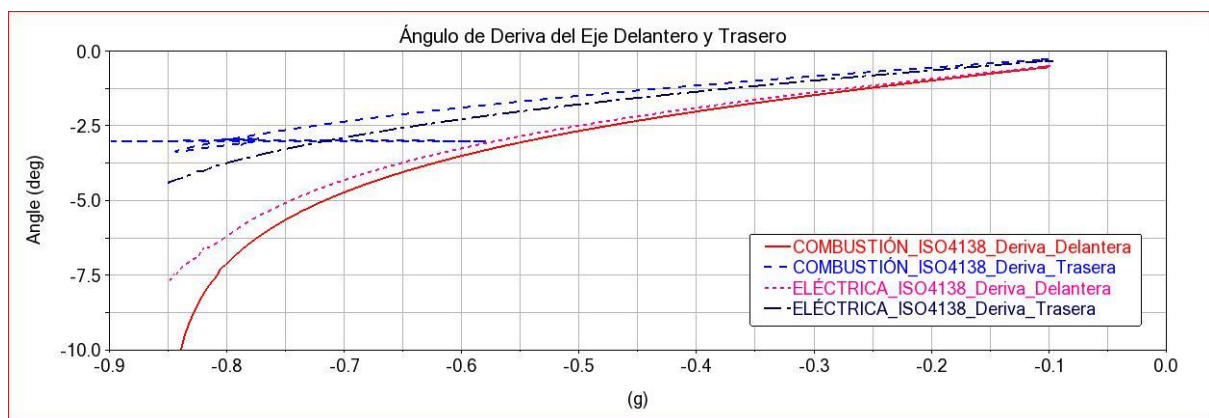


Figura 35: Ángulo de deriva de los neumáticos respecto a la Aceleración Lateral (ISO 4138).

En la Figura 35, nos encontramos ante la relación que presenta el ángulo de deriva de los neumáticos del eje delantero y trasero tanto para la versión de combustión, como la versión eléctrica, respecto a la aceleración lateral. Observamos como el ángulo de deriva del eje delantero para el modelo de combustión es mayor que en su eje trasero, indicándonos de que presenta un comportamiento subvirador. Fijándonos en los datos para la versión eléctrica, nos encontramos ante el mismo caso, donde el ángulo de deriva del eje delantero es mayor que en el eje trasero, de nuevo indicándonos que tiene un comportamiento subvirador. Dicho esto, las ruedas delanteras del modelo eléctrico presentan un menor ángulo de deriva respecto a la versión de combustión, por tanto tiene un comportamiento menos subvirador respecto a este.

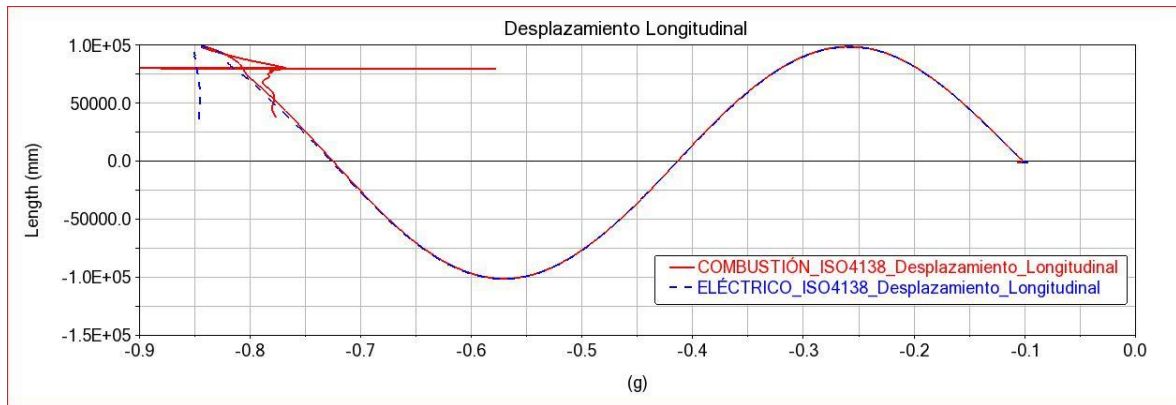


Figura 36: Desplazamiento Longitudinal (ISO 4138).

En la Figura 36, podemos apreciar la trayectoria descrita por los vehículos respecto a la aceleración lateral. Podemos ver la trayectoria descrita en forma de una onda senoidal, debido a que el vehículo describe una trayectoria circular y, en este caso, solamente estamos graficando el desplazamiento longitudinal en el eje vertical. Se puede ver como cruza la trayectoria por la cota 0 en el eje vertical en dos ocasiones. En la primera ocasión, nos indica que han recorrido la mitad de la trayectoria circular, y en la segunda ocasión, que han descrito un giro completo por el circuito. Podemos ver que, para ambos modelos, la simulación termina en la segunda vuelta, aunque de maneras distintas. El modelo de combustión alcanza un valor máximo de aceleración lateral de 0.845g, y posteriormente sufre una caída de aceleración lateral, seguido por la salida del vehículo del circuito y así terminando la simulación. El modelo eléctrico alcanzó una aceleración lateral máxima ligeramente superior, de 0.85g, y mantiene este valor constantemente, manteniendo correctamente la trayectoria circular, hasta que termina la simulación.

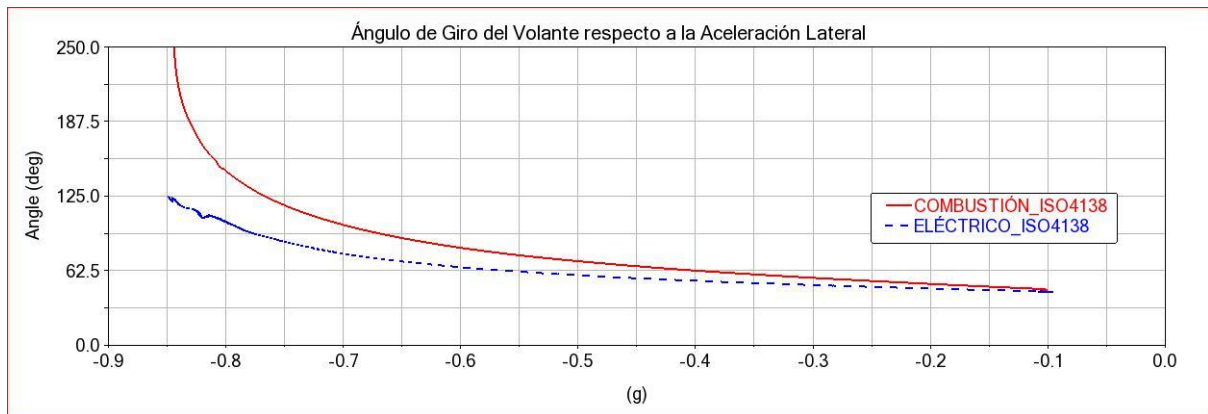


Figura 37: Ángulo de giro del volante respecto a la Aceleración Lateral (ISO 4138).

En la figura Figura 37, podemos observar la relación que presenta el ángulo de giro del volante de ambos modelos respecto a la aceleración lateral. Aquí vemos que el modelo de combustión de nuevo presenta un comportamiento subvirador, ya que, a medida que aumenta la aceleración lateral, el ángulo de giro del volante aumenta. Además, vemos una vez más que este modelo alcanza un valor máximo de aceleración lateral de 0.845g en la maniobra. Posteriormente, vemos que la trayectoria

se abre debido al subviraje experimentado por este, saliéndose de la trayectoria circular de radio constante especificado por el ensayo.

Aquí también vemos que el modelo eléctrico completa el ensayo con un valor de aceleración lateral de 0.85g. Incluso a este valor de aceleración lateral, el vehículo consigue mantener la trayectoria de radio constante especificado por la norma. Podemos ver que este también tiene un carácter subvirador, ya que el ángulo de giro del volante aumenta con la aceleración lateral. Claramente se aprecia el comportamiento menos subvirador del modelo eléctrico respecto al de combustión ya visto en la Figura 35.

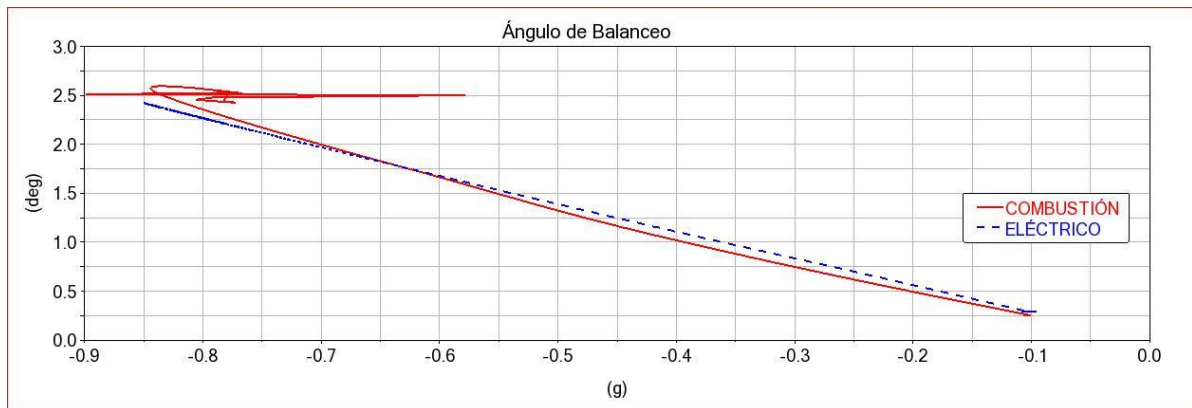


Figura 38: Ángulo de balanceo respecto a la Aceleración Lateral (ISO 4138).

En la Figura 38, vemos la gráfica que describe la relación entre el ángulo de balanceo con la aceleración lateral para ambos modelos. Se puede apreciar que, a valores de aceleración lateral bajas, el ángulo de balanceo del modelo eléctrico es superior al modelo de combustión. Posteriormente, para valores de aceleración lateral superiores a 0.7g, el ángulo de balanceo del modelo eléctrico es menor para cualquier valor de aceleración lateral en comparación al modelo de combustión.

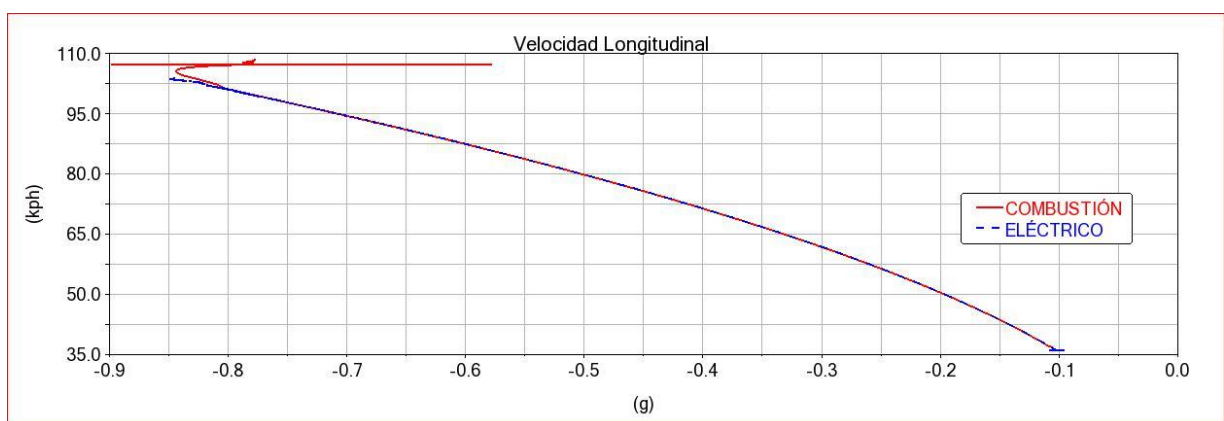


Figura 39: Velocidad Longitudinal respecto a la Aceleración Lateral (ISO 4138).

Por último, en la Figura 39 vemos la velocidad longitudinal alcanzada por ambos modelos respecto a la aceleración lateral. Vemos como la versión eléctrica alcanza una velocidad máxima de 103km/h, mientras que la versión de combustión alcanza los 105km/h. En la gráfica se aprecia como la versión de combustión alcanza valores de velocidad más altos tras pasar los 0.845g de aceleración lateral. En realidad, una vez que supera los 0.845g de aceleración lateral, el vehículo se sale de la pista de ensayos debido al fuerte subviraje, y en esos instantes posteriores registra valores de velocidad más altos, los cuales no son válidos.

En el ensayo, hemos podido apreciar como ambos modelos alcanzan valores de velocidad y aceleración lateral máxima muy similares. Como ya sabemos, ambos modelos emplean el mismo neumático y, por tanto, tendrán valores de aceleración máxima condicionados por el agarre del neumático y sus características. Podemos afirmar, por tanto, que el comportamiento lateral presenta dichas diferencias debido a la posición del centro de gravedad.

El modelo de combustión, como vimos en el cálculo de prestaciones de este, presenta una posición del centro de gravedad más cercano al eje delantero que el trasero, resultando en que el reparto de pesos estático sea mayor en el eje delantero.

En cambio, en el modelo eléctrico, vemos un reparto de pesos estático entre ejes prácticamente idéntico para el eje delantero y trasero, ya que la nueva posición longitudinal del centro de gravedad se encuentra en medio de la batalla del vehículo. El desplazamiento de la posición longitudinal del centro de gravedad resulta en la reducción del subviraje experimentado, y por tanto su gradiente subvirador, en el modelo eléctrico.

La altura del centro de gravedad también condiciona el gradiente subvirador del vehículo. Al reducir la cota de la altura del centro de gravedad, modificamos el momento de balanceo, reduciendo su valor y reduciendo el subviraje, visto en la Figura 38. Dicho eso, es un factor con un efecto menos apreciable que la posición longitudinal del centro de gravedad.

Además, la altura del centro de gravedad también ha tenido un efecto en cuanto al balanceo del vehículo, ya que el modelo eléctrico, que presenta un centro de gravedad más bajo, balanceaba menos en la fase final del ensayo; cuando ambos alcanzan la aceleración lateral máxima.

Debido a que este ensayo evalúa la dinámica en condiciones estacionarias, el aumento de masas no ha tenido un efecto apreciable en la dinámica del modelo eléctrico.

### 3.2. ISO 3888

Este ensayo se realizó en primer lugar, con una velocidad de entrada al circuito de 72km/h, como especifica la norma.

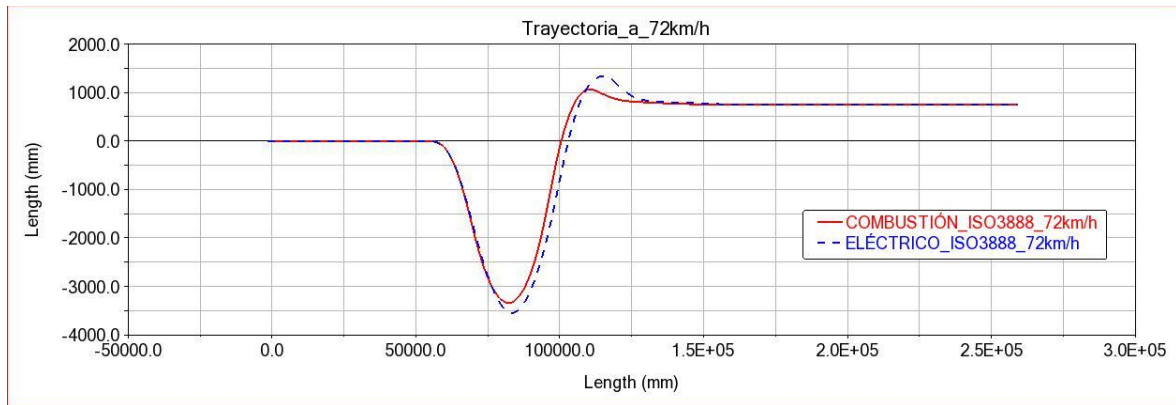


Figura 40: Trayectoria descrita durante el ensayo a 72km/h (ISO 3888).

En primer lugar, verificamos que los vehículos son capaces de completar la maniobra sin salirse de la pista de ensayos. Fijándonos en la Figura 40, vemos que ambos vehículos consiguen estar dentro de la pista durante todo el ensayo. Por tanto, ambos modelos consiguieron completar correctamente la maniobra a esta velocidad y superan la maniobra satisfactoriamente. Si vemos la trayectoria descrita por los dos modelos, vemos que la versión eléctrica experimenta un mayor desplazamiento de carril respecto a la versión de combustión, tanto en la sección 3 como la sección 5.

Además, podemos afirmar que, tras haber realizado simulaciones a mayor velocidad, la versión eléctrica se sale del circuito en estas dos secciones. Por tanto, la velocidad máxima a la cual la versión eléctrica fue capaz de realizar el ensayo fue a 72km/h.

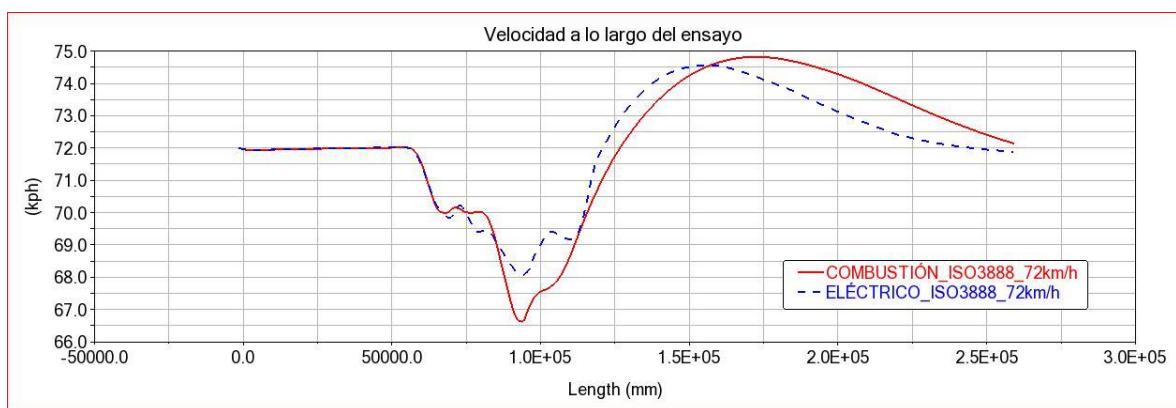


Figura 41: Velocidad durante el ensayo (ISO 3888).



Apreciando la velocidad alcanzada por los modelos durante el ensayo en la Figura 41, vemos que ambos modelos se encuentran a velocidades muy próximas en la sección 1 y 2. En las sucesivas secciones, vemos que la versión de combustión pierde más velocidad durante el ensayo respecto a la versión eléctrica. La velocidad más elevada en estas secciones para la versión eléctrica coincide con su mayor desplazamiento lateral visto en la Figura 40.

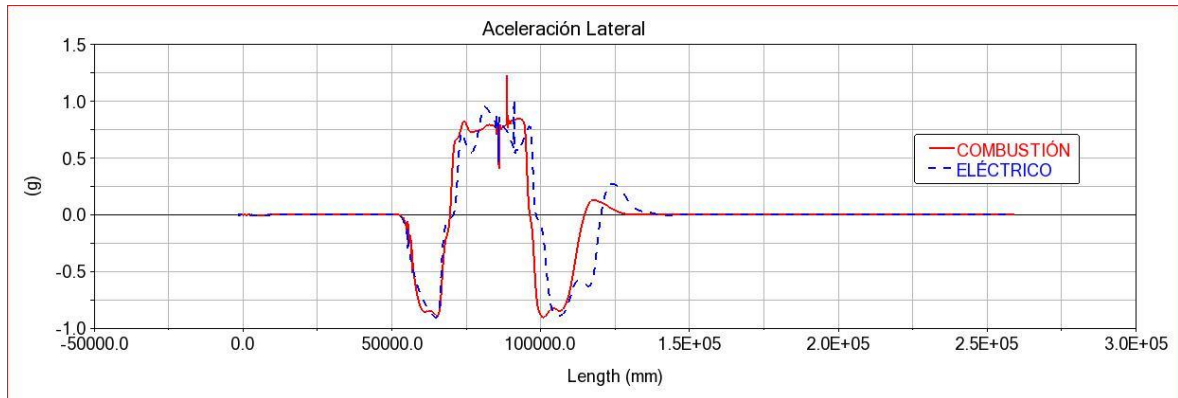


Figura 42: Aceleración Lateral durante el Ensayo (ISO 3888).

En la Figura 42, vemos que ambos modelos alcanzan valores similares de aceleración lateral durante el ensayo. Las principales discrepancias surgen en la entrada de la sección 5, donde vemos como los valores de aceleración lateral para el modelo eléctrico igualan los del modelo de combustión, pero suceden más tarde, indicando que comienza el giro más tarde.

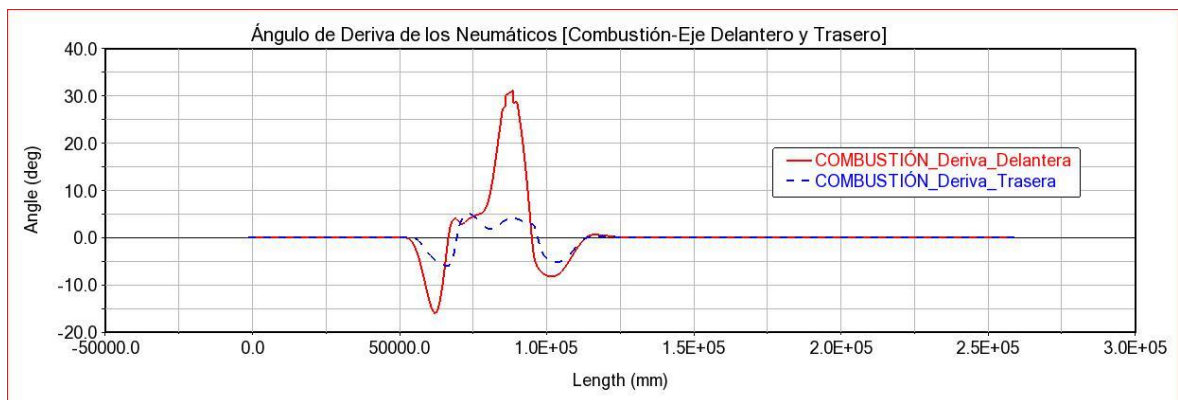


Figura 43: Ángulo de Deriva de los Neumáticos [Combustión-Eje Delantero y Trasero].

Para apreciar el comportamiento lateral durante el ensayo, podemos fijarnos en el ángulo de deriva del eje delantero y trasero para ambos modelos. En la Figura 43, podemos ver el ángulo de deriva del eje delantero y trasero para el modelo de combustión. Vemos que, durante prácticamente todo el ensayo, el ángulo de deriva de los neumáticos delanteros es siempre superior al de los traseros. Esto de nuevo nos indica que el vehículo tiene un comportamiento subvirador.

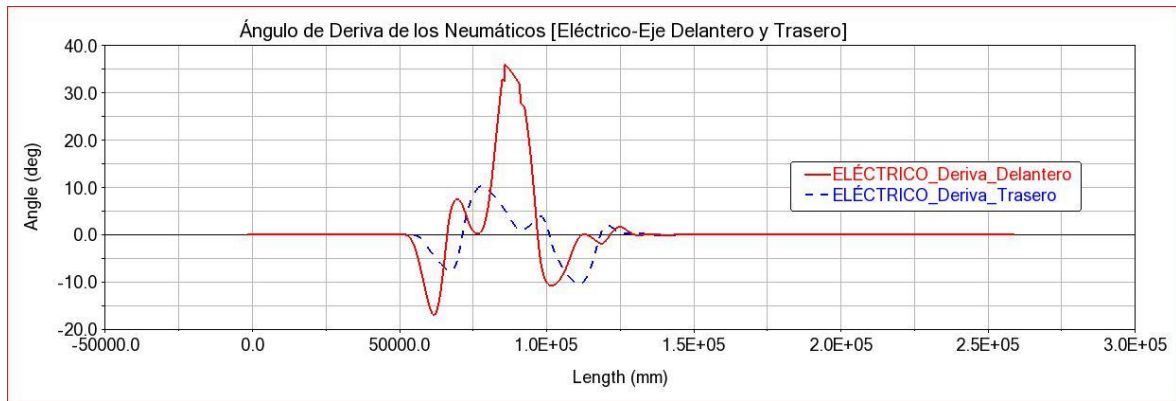


Figura 44: Ángulo de Deriva de los Neumáticos [Eléctrico-Eje Delantero y Trasero].

En cuanto comportamiento lateral para la versión eléctrica, debemos apreciar la Figura 44. Aquí podemos ver que, en determinados momentos del ensayo, el ángulo de deriva de los neumáticos traseros es superior al de los delanteros. Esto sucede cuando el vehículo se encuentra en la sección 3 y 5, donde vemos que el ángulo de deriva de los neumáticos delanteros baja hasta alcanzar el valor nulo, mientras que el ángulo de deriva de los neumáticos traseros alcanza un pico. Esto es una clara indicación de que, en esos instantes, el vehículo eléctrico ha experimentado sobreviraje, y las ruedas delanteras están realizando contra volante para contrarrestar dicho comportamiento. Si aumentamos la velocidad, podríamos ver el ángulo de deriva delantero alcanzar valores negativos, en el caso de la sección 3, y alcanzar valores positivos, en el caso de la sección 5; mientras que el ángulo de deriva del eje trasero tendrá valores con el signo opuesto.

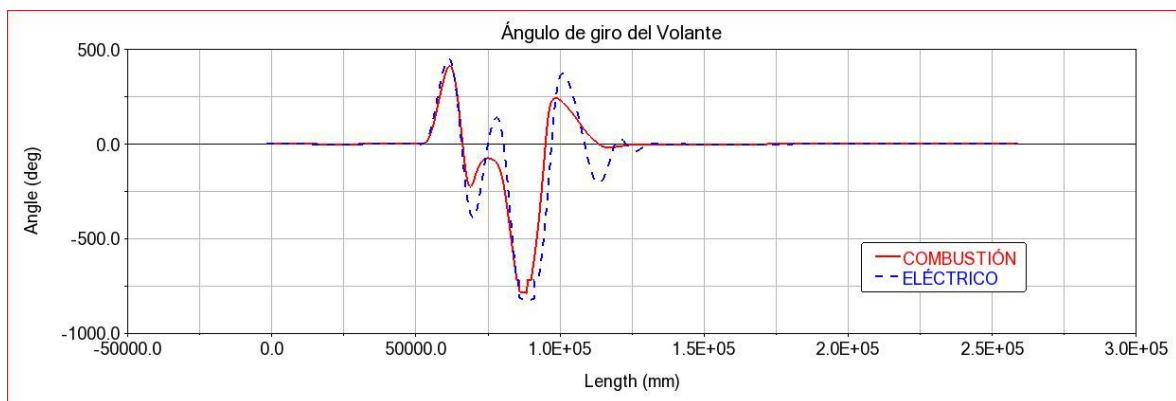


Figura 45: Ángulo de Giro del Volante (ISO 3888).

Otra manera de apreciar como los vehículos siguen la trayectoria es fijarnos en el ángulo de giro del volante durante el ensayo, graficado en la Figura 45. Vemos como la versión eléctrica debe girar más el volante durante el ensayo, en particular durante los cambios de apoyo para entrar en la sección 3 y 5 del circuito. En estas dos secciones además, vemos como la versión eléctrica debe realizar contra volante para contrarrestar el sobreviraje visto en la Figura 44.

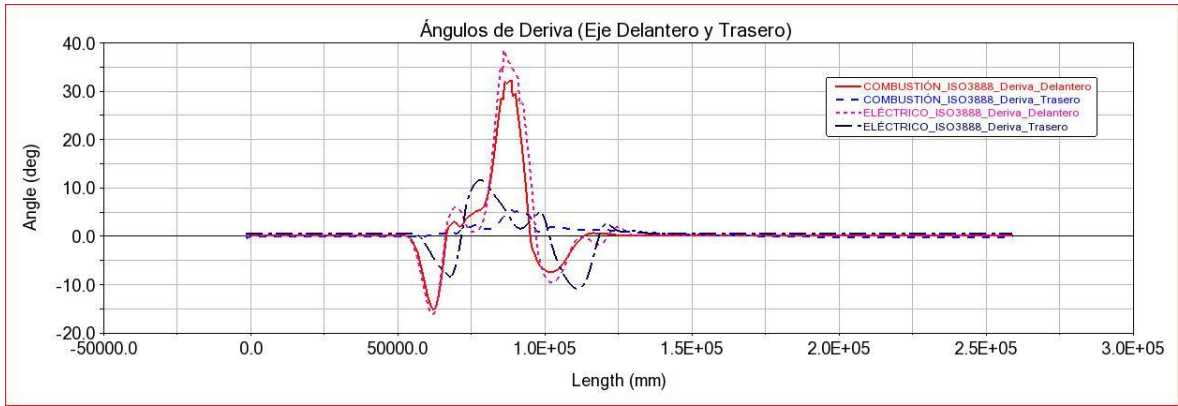


Figura 46: Ángulo de Deriva [Eje Delantero y Trasero] (ISO 3888).

Combinando los valores de la Figura 43 y de la Figura 44, obtenemos la gráfica en la Figura 46. Aquí, vemos que los valores para el ángulo de deriva de los neumáticos para la versión eléctrica son superiores respecto a la versión de combustión para los dos ejes.

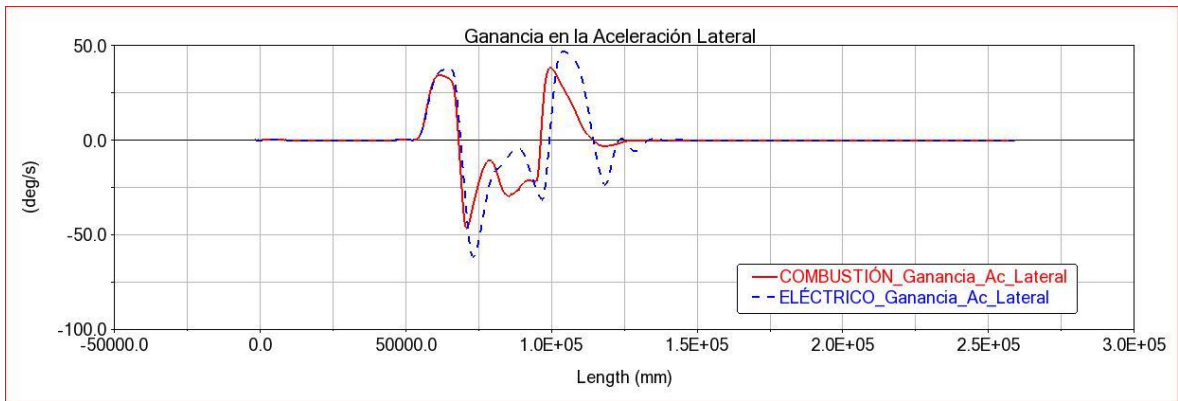


Figura 47: Ganancia de la Aceleración Lateral (ISO 3888).

También podemos apreciar en la Figura 47 que los valores de la ganancia de la aceleración lateral para el modelo eléctrico son superiores en prácticamente todos los instantes del ensayo respecto a la versión de combustión. Esto nos indica que el modelo de combustión presenta mayor estabilidad lateral.

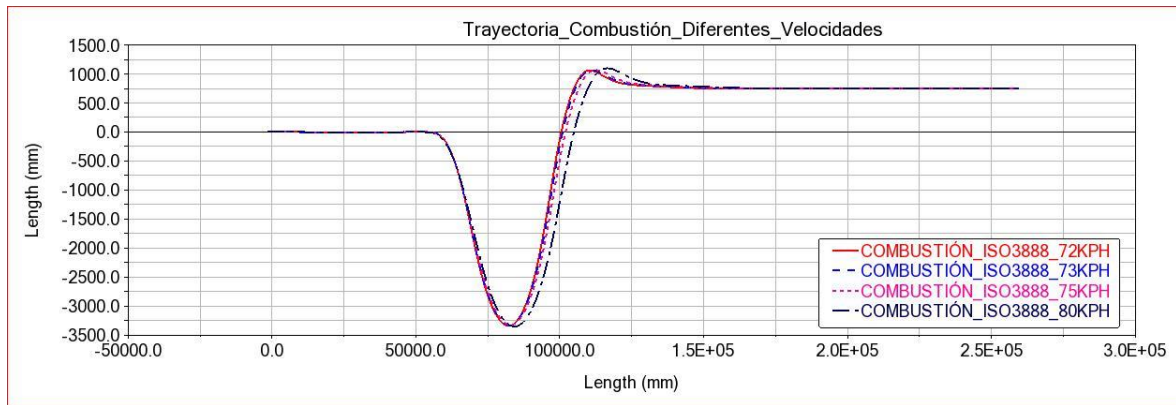


Figura 48: Trayectoria descrita durante el ensayo a diferentes velocidades [Combustión] (ISO 3888).

Como se comentó previamente, la velocidad máxima a la cual el modelo eléctrico realizó satisfactoriamente el ensayo fue a 72km/h. Dicho esto, la versión de combustión, tras realizar más simulaciones y aumentando la velocidad de entrada; fue capaz de completar la maniobra satisfactoriamente hasta los 80km/h.

En la Figura 48, podemos ver el desplazamiento lateral experimentado por el modelo de combustión en los sucesivos ensayos a velocidades superiores a 72km/h. Vemos como, a medida que aumentamos la velocidad, la trayectoria del vehículo se abre cada vez más con la velocidad, en particular en la salida de la sección 3 y en la entrada a la sección 5. A la velocidad máxima que este es capaz de ejecutar la maniobra de 80km/h, la trayectoria se abre significativamente en la entrada a la sección 5, de manera que, a mayor velocidad, ya se saldría del circuito.

En el ensayo, hemos podido observar como la sección 5 ha sido la zona por la cual ambos modelos fallan la maniobra a sus velocidades máximas de entrada, debido al subviraje. Una de las razones por las cuales el modelo eléctrico sufre este subviraje a la entrada a la sección 5, es debido a que este sale de la sección 3 con más velocidad. Por lo general y, como se puede ver en la Figura 41, el modelo eléctrico pierde menos velocidad durante el ensayo respecto a la versión de combustión. La tendencia subviradora más acusada en la versión de combustión tiene como consecuencia una mayor caída de velocidad durante el ensayo, de modo que presenta más facilidad para afrontar el resto del circuito; ya que una velocidad reducida facilita la ejecución de la maniobra.

Otro factor que contribuye al elevado subviraje para entrar en la última sección experimentado por el modelo eléctrico se puede ver en la Figura 42. Aquí vemos como los valores de aceleración lateral para entrar a la sección 5 son muy similares a los de la versión de combustión, pero atrasados debido al contra volante que tuvo que efectuar inmediatamente antes para contrarrestar el sobreviraje. Esto implica que efectúa el giro para entrar en la siguiente sección tarde y entrando a mayor velocidad; resultando en el subviraje que limita la velocidad máxima de entrada del eléctrico.

### 3.3. Ensayo de frenada de 100km/h

Se comenzó el ensayo de frenada con la presión máxima de frenado. En este primer ensayo, se apreció que, en ambos modelos, las ruedas delanteras se estaban bloqueando. Por tanto, se fue modificando el valor de la presión de frenada hasta alcanzar el valor de 70% del valor inicial, en el cual el bloqueo ya no sucedía. Con esta presión de frenada, común a ambos modelos, se realizó el ensayo de frenada. Los resultados fueron:

	Combustión	Eléctrico
Distancia Frenado (m)	47.075	57.785
Tiempo Frenado (s)	3.26	3.91

Tabla 3: Distancia y Tiempo de Frenada (Ensayo de frenada de 100km/h).

En la Tabla 3, vemos que el modelo de combustión tuvo una distancia y tiempo de frenada menores que el modelo eléctrico.

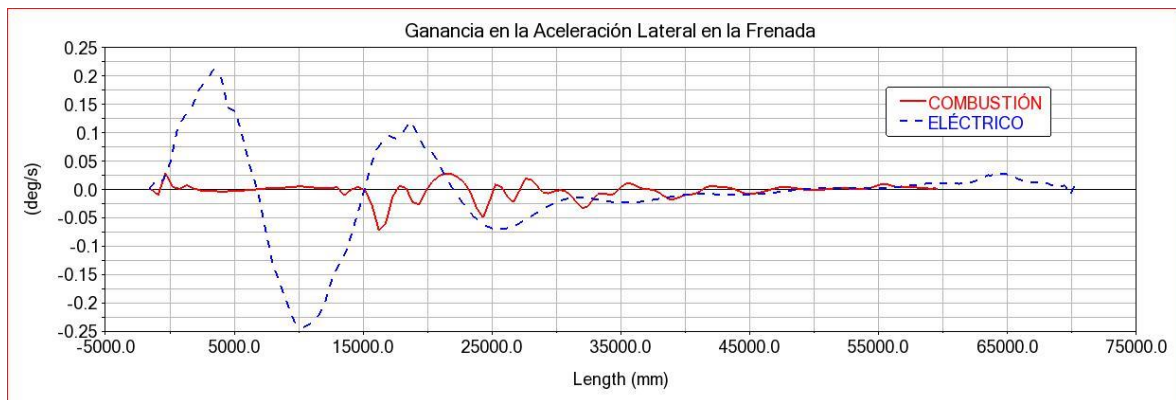


Figura 49: Ganancia en la Aceleración Lateral en la Frenada (Ensayo de frenada de 100km/h).

En cuanto a la evaluación de la estabilidad lateral durante la frenada, podemos apreciar en la Figura 49 la ganancia en aceleración lateral durante la frenada. Se puede ver claramente como la versión eléctrica y, en particular durante el inicio de la frenada, experimenta valores de ganancia elevados respecto a la versión de combustión. A medida que continúa la frenada, este valor comienza a ser muy similar para ambos modelos.

En este ensayo, podemos concluir que la distancia y tiempo de frenado para el modelo eléctrico ha sido mayor respecto a la versión de combustión. Podemos afirmar que se debe al aumento de masa del modelo eléctrico, ya que el sistema de frenado y los neumáticos son iguales entre ambos. En cuanto a la estabilidad lateral, vemos en la Figura 49 que la ganancia de la aceleración lateral para el modelo eléctrico es mayor. Esto nos indica un menor nivel de estabilidad.

### 3.4. Resumen de los resultados

En definitiva, hemos visto como la diferente posición del centro de gravedad y el aumento de masa para el modelo eléctrico ha tenido una influencia en todos los ensayos. En el ensayo ISO 4138, que es en régimen estacionario, se aprecia un gradiente subvirador reducido respecto a la versión de combustión, debido a la nueva posición del centro de gravedad. Aunque aquí, el aumento de masa no ha tenido un efecto apreciable.

En el ensayo ISO 3888, este desplazamiento del centro de gravedad hacia el eje trasero en el modelo eléctrico ha resultado en una reducción en la estabilidad lateral del vehículo, magnificado por el aumento de masa.

Y en el ensayo de frenada de 100km/h, vemos visto los mismos efectos que en el ensayo previo en cuanto a la estabilidad lateral, mientras que el aumento de masa ha implicado en el aumento de la distancia de frenado.

## CAPÍTULO 4. CONCLUSIONES

En este trabajo, hemos explorado el estado actual del mercado del automóvil para identificar un tema de actualidad, el desarrollo de vehículos de propulsión eléctrica partiendo de base de un vehículo de propulsión a motor de combustión interna.

Se ha detallado todos los elementos, los cuales intervienen en la dinámica vehicular, que se deben de modificar a la hora de realizar dichos diseños. Con esto, se ha establecido un procedimiento para llevar a cabo, empleando el programa informático ADAMS/CAR, la conversión de un modelo cualquiera de propulsión a motor de combustión interna a propulsión eléctrica.

Posteriormente, se han llevado a cabo simulaciones con los modelos realizados para analizar las diferencias en el comportamiento dinámico de estos. Entre las conclusiones más pertinentes, podemos destacar:

- A igualdad de prestaciones, el modelo eléctrico presenta una masa mayor, una altura del centro de gravedad reducida y longitudinalmente desplazada hacia el eje trasero del vehículo, respecto a la versión de combustión.
- El aumento de la masa del modelo eléctrico ha resultado en una mayor distancia de frenado y en la magnificación de las características dinámicas laterales de este en los ensayos transitorios.
- El modelo eléctrico ha presentado un menor gradiente subvirador, manifestado tanto en los ensayos en régimen estacionario como transitorio.
- El modelo eléctrico ha presentado una estabilidad lateral reducida debido a la nueva posición del centro de gravedad.

### 4.1. Líneas Futuras

Debido a que nos encontramos ante un tema con previsión de auge, en el cual se está realizando inversiones importantes por parte de los fabricantes, existen diversas vertientes y futuros desarrollos que pueden partir del presente trabajo:

- La investigación de diferentes geometrías de batería y su distinta ubicación en el vehículo eléctrico y las implicaciones que tiene en la dinámica vehicular.
- El desarrollo de controles de estabilidad que permiten mejorar la estabilidad de los vehículos eléctricos, aprovechando la modulación prácticamente infinita de los motores eléctricos para modificar la dinámica a través de “Torque Vectoring”.
- La optimización del dimensionado del sistema de propulsión y batería del vehículo eléctrico para reducir la masa de este y mejorar las prestaciones en la dinámica vehicular.

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] ANFAC, «Spanish Association of Automobile and truck manufacturers ANFAC annual report 2021,» 12 JULIO 2022. [En línea]. Available: [https://anfac.com/categorias\\_publicaciones/informe-anual/](https://anfac.com/categorias_publicaciones/informe-anual/). [Último acceso: 4 JULIO 2023].
- [2] International Transport Forum, «Road Safety Annual Report 2022,» OECD Publishing, Paris, 2022.
- [3] EUROPEAN CONFERENCE OF MINISTERS OF TRANSPORT (ECMT), «Vehicle Emission Reductions,» OECD PUBLICATIONS, Paris, 2001.
- [4] A. Cornet, R. Heuss, A. Tschiesner, R. Hensley, P. Hertzke, T. Möller, P. Schaufuss, J. Conzade, S. Schenk y K. von Laufenberg, «mckinsey.com,» 7 Septiembre 2021. [En línea]. Available: <https://www.mckinsey.com/industries/automotive-and-assembly/our-insights/why-the-automotive-future-is-electric>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [5] K. Heineke, B. Kloss, D. Holland-Letz y M. Kässer, «mckinsey.com,» 5 Febrero 2020. [En línea]. Available: <https://www.mckinsey.com/industries/automotive-and-assembly/our-insights/aces-2019-survey-can-established-auto-manufacturers-meet-customer-expectations-for-aces#/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [6] European Commission, «<https://single-market-economy.ec.europa.eu/>,» s.d.. [En línea]. Available: [https://single-market-economy.ec.europa.eu/sectors/automotive-industry\\_en](https://single-market-economy.ec.europa.eu/sectors/automotive-industry_en). [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [7] Volkswagen AG, «volkswagen-newsroom.com,» 26 Noviembre 2019. [En línea]. Available: <https://www.volkswagen-newsroom.com/en/the-new-golf-international-vehicle-presentation-5609/the-history-of-the-golf-5625>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [8] F. Munoz, «<https://www.jato.com/>,» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.jato.com/tesla-places-two-models-in-the-world-top-10-best-selling-vehicles-in-2022/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [9] A. R. Ochoa, «<https://www.caranddriver.com/>,» 9 Febrero 2023. [En línea]. Available: <https://www.caranddriver.com/es/coches/planeta-motor/a42800164/volkswagen-golf-gti-80000-euros/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [10] ADEME (French Environment and Energy Management Agency), «[odyssee-mure.eu](https://www.odyssee-mure.eu),» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.odyssee-mure.eu/publications/efficiency-by-sector/transport/specific-consumption-new-cars-country.html>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [11] M. Martini y R. Kim, «[spglobal.com](https://www.spglobal.com),» S&P Global Mobility, 19 Mayo 2023. [En línea]. Available: <https://www.spglobal.com/mobility/en/research-analysis/improving-realworld-driving-range-is-crucial-to-mainstream-ev.html>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [12] JATO DYNAMICS, «[jato.com](https://www.jato.com),» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.jato.com/ev-revolution-hits-new-milestone-as-tesla-model-3-becomes-europes-best-selling-car-in-september/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [13] Green NCAP, «[greenncap.com](https://www.greenncap.com),» Noviembre 2022. [En línea]. Available: <https://www.greenncap.com/assessments/tesla-model-3-2022-0099/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [14] Carmax, «[carmax.com](https://www.carmax.com),» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.carmax.com/research/tesla/model-3/2022>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [15] T. Shea, «[autoblog.com](https://www.autoblog.com),» 27 Julio 2010. [En línea]. Available: <https://www.autoblog.com/2010/07/27/why-does-it-cost-so-much-for-automakers-to-develop-new-models/?guccounter=1>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [16] km77, «[km77.com](https://www.km77.com),» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.km77.com/coches/bmw/i4/2022/gran-coupe/estandar/i4-edrive35-gran-coupe/datos/equipamiento>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [17] km77, «[km77.com](https://www.km77.com),» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.km77.com/coches/polestar/2/2024/estandar/estandar/2-standard-range-single-motor/datos>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [18] km77, «[km77.com](https://www.km77.com),» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.km77.com/coches/tesla/model-3/2018/sedan/estandar/model-3-traccion-trasera/datos/equipamiento>. [Último acceso: 4 Julio 2023].



- [19] J. Dow, «electrek.co,» 26 Diciembre 2019. [En línea]. Available: <https://electrek.co/2019/12/26/see-whats-underneath-and-inside-the-porsche-taycan/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [20] A. Halonen, «lightmetilage.com,» 21 Enero 2021. [En línea]. Available: <https://www.lightmetilage.com/news/industry-news/automotive/automotive-suspension-components-present-opportunity-for-aluminum-forgings/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [21] C. Perkins, «roadandtrack.com,» 27 Enero 2023. [En línea]. Available: <https://www.roadandtrack.com/car-culture/a42676486/multi-link-suspension-explained/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [22] G. G. Alfonsín, «BMW 420d Gran Coupe: Larga vida al diésel con aspecto deportivo [PRUEBA - #POWERART] S09-E04,» Youtube, 23 Febrero 2022. [En línea]. Available: [https://www.youtube.com/watch?v=nBiMja6O7x4&t=837s&ab\\_channel=PowerArtGuilleGarc%C3%ADaAlfons%C3%ADn](https://www.youtube.com/watch?v=nBiMja6O7x4&t=837s&ab_channel=PowerArtGuilleGarc%C3%ADaAlfons%C3%ADn). [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [23] G. G. Alfonsín, «BMW i4 40: Así sí [PRUEBA - #POWERART] S09-E23,» Youtube, 11 Junio 2022. [En línea]. Available: [https://www.youtube.com/watch?v=LJJSKYi1U&t=681s&ab\\_channel=PowerArtGuilleGarc%C3%ADaAlfons%C3%ADn](https://www.youtube.com/watch?v=LJJSKYi1U&t=681s&ab_channel=PowerArtGuilleGarc%C3%ADaAlfons%C3%ADn). [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [24] Robert Bosch GmbH, «bosch.com,» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.bosch.com/products-and-services/market-specific-solutions/solutions-for-the-automotive-industry/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [25] «euspare.co.uk,» [En línea]. Available: <https://www.euspare.co.uk/parts/bosch/17008025>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [26] km77, «km77.com,» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.km77.com/coches/bmw/i4/2022/gran-coupe/estandar/i4-m50-gran-coupe/datos>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [27] km77, «km77.com,» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.km77.com/coches/bmw/serie-4/2022/gran-coupe/estandar/m440i-gran-coupe/datos>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [28] MSC Software Corporation, *Adams Car 2020*.
- [29] Km77, «km77.com,» [En línea]. Available: <https://www.km77.com/coches/bmw/serie-4/2022/gran-coupe/estandar/430i-gran-coupe/datos>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [30] «BorgWarner,» [En línea]. Available: <https://www.borgwarner.com/company>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [31] F. J. Joachim, N. Kurz y J. Börner, «Reduction of Power Losses in Transmissions and Gearings,» *Applied Mechanics and Materials*, vol. 86, Agosto 2011.
- [32] Cascadia Motion, «cascadiamotion.com,» s.d. . [En línea]. Available: <https://www.cascadiamotion.com/productlist/25-integrated-modules/63-idm-375>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [33] Cascadia Motion, «cascadiamotion.com,» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.cascadiamotion.com/productlist/25-integrated-modules/63-idm-375>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [34] Autodesk, *Fusion 360*.
- [35] T. Egan, «energyx.com/,» 24 Febrero 2022. [En línea]. Available: <https://energyx.com/blog/why-is-the-lithium-ion-battery-the-best-battery/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [36] BMW GROUP, «press.bmwgroup.com,» 2 Junio 2021. [En línea]. Available: <https://www.press.bmwgroup.com/global/article/detail/T0333329EN/the-first-ever-bmw-i4?language=en>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [37] ACEA (European Automobile Manufacturers' Association), «wltpfacts.eu,» s.d.. [En línea]. Available: <https://www.wltpfacts.eu/from-nedc-to-wltp-change/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].
- [38] F. Lambert, «electrek.co,» 5 Enero 2022. [En línea]. Available: <https://electrek.co/2022/01/05/tesla-model-s-752-miles-range-one-energy-dense-battery-pack/#:~:text=The%20battery%20system%20has%20an,cathode%20and%20a%20graphite%20anode>. [Último acceso: 4 Julio 2023].

[39] J. S. Bartlett, «consumerreports.org,» 12 Enero 2021. [En línea]. Available: <https://www.consumerreports.org/car-safety/best-and-worst-braking-distances-a2960086475/>. [Último acceso: 4 Julio 2023].

## PLANOS

En el presente trabajo no se ha considerado necesario la creación e inclusión de planos debido a que no se ha calculado y dimensionado ningún componente con el propósito de posteriormente fabricarlo.

Todos los cálculos y dimensionado de componentes realizados fueron exclusivamente para incluir los valores de masa e inercia de estos en el programa ADAMS/CAR para poder realizar las simulaciones dinámicas satisfactoriamente.

# PLIEGO DE CONDICIONES

## 1. Objeto

El proyecto consiste en el modelado de vehículos con diferentes tipologías de propulsión para su posterior estudio y evaluación en simulaciones dinámicas.

## 2. Condiciones de los Materiales

En este apartado se expondrá todo el material necesario para poder llevar a cabo el modelado de los modelos y las simulaciones.

### 2.1. Material informático (Hardware)

Se empleará un ordenador (tipología “torre” o “portátil), que cumpla o supere las siguientes características:

- Sistema operativo: Windows 10 y posterior.
- Procesador (CPU): De 64 bits basado en la arquitectura x86 (Intel Core/AMD Ryzen), con al menos 4 núcleos, 17GHz o superior.
- Memoria: 4GB de RAM o superior
- Tarjeta Gráfica (GPU): Con tecnología DirectX10 (o versión superior), deberá ser de tipología dedicada, con 1GB o más de VRAM.
- Espacio en disco: Al menos 8.5GB.
- Monitor: Con una resolución mínima de 1366X768 (se recomienda 1920x1080 con una escala del 100%).
- Dispositivo señalador: Ratón compatible con HID.
- Internet: conexión con capacidad de descarga de 2.5Mbps, carga de 500Kbps (o superior).

### 2.2. Material Informático (Software)

Se deberán emplear los siguientes programas informáticos comerciales:

- El modelado de los modelos paramétricos de los vehículos, además de las simulaciones, se realizarán con MSC ADAMS/CAR.
- El cálculo de los valores de momento de inercia de los componentes necesarios para el modelado de los vehículos se realizará mediante Autodesk Fusion 360.
- El cálculo de las curvas de par motor y potencia para los sistemas de propulsión se realizará mediante Microsoft Excel.

- La redacción del informe se realizará mediante un editor de textos (Microsoft Word o similar). El informe final tras la redacción se generará en formato .pdf.

### 3. Condiciones de la ejecución

#### 3.1. Condiciones del Puesto de Trabajo

Para garantizar el cumplimiento de la normativa vigente en cuanto a las disposiciones mínimas de seguridad y salud en los lugares de trabajo (de acuerdo con el Real Decreto 486/1997, de 14 de abril), se empleará un puesto de trabajo con las siguientes características:

- Control de climatización: para así mantener el puesto de trabajo a temperaturas entre 17 y 27°C, y una humedad relativa de entre 30 y 70%.
- Iluminación: suficiente para asegurar condiciones de visibilidad adecuadas para poder desarrollar las actividades sin riesgo para la seguridad y salud.
- Material de primeros auxilios: para poder prestar servicio en caso de accidente laboral.
- Escritorios y mesas: que permitan posicionar las pantallas a una distancia de entre 40 y 76cm.
- Asientos: reclinables con regulación de altura.

#### 3.2. Condiciones Técnicas

Serán indispensables tener a disposición las siguientes referencias normativas para la correcta interpretación y uso de las normativas ISO para las maniobras realizadas en el trabajo:

- ISO 3833:1977, *Road vehicles — Types — Terms and definitions*
- ISO 7401:2003, *Road vehicles — Lateral transient response test methods — Open-loop test methods*
- ISO 8855:1991, *Road vehicles — Vehicle dynamics and road-holding ability — Vocabulary*
- ISO 15037-1:1998, *Road vehicles — Vehicle dynamics test methods — Part 1: General conditions for passenger cars*

Además, se deberán llevar a cabo los siguientes ensayos ISO para realizar una evaluación correcta del comportamiento dinámico de los vehículos:

- *ISO 4138, Passenger cars — Steady-state circular driving behaviour — Open-loop test methods*
- *ISO 3888, Passenger cars — Test track for a severe lane-change manoeuvre — Part 1: Double lane-change*

## PRESUPUESTO

<b>Cuadro de Precios Básicos</b>			
<i>Mano de obra</i>			
<b>Código</b>	<b>Ud</b>	<b>Descripción</b>	<b>Precio (€)</b>
MO.001	h	Graduado en Ingeniería Mecánica	30
<b>Cuadro de Precios Unitarios</b>			
<i>Software</i>			
SW.001	año	Licencia MSC ADAMS/CAR	10000
SW.002	año	Licencia Autodesk Fusion 360	407
SW.003	Ud	Licencia Microsoft Office 365	150
<i>Material Informático</i>			
MI.001	Ud	Lenovo ThinkPad P15v Gen 3 Intel (15") - Mobile Workstation	4309.06

<b>Cuadro de Precios Descompuestos</b>					
<i>[UO.001] Planteamiento teórico del problema y estudio de las necesidades para el modelado</i>					
<b>Código</b>	<b>Ud</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario (€)</b>	<b>Importe (€)</b>
<b>Mano de obra</b>					
MO.001	h	Graduado en Ingeniería Mecánica	50	30	1500
<b>SUBTOTAL</b>					<b>1500</b>

<i>[UO.002] Creación del modelo</i>					
<b>Código</b>	<b>Ud</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario (€)</b>	<b>Importe (€)</b>
MO.001	h	Graduado en Ingeniería Mecánica	100	30	3000.000
SW.001	año	Licencia MSC ADAMS/CAR	0.01141553	10000	114.155
SW.002	año	Licencia Autodesk Fusion 360	0.01141553	407	4.646
MI.001	Ud	Lenovo ThinkPad P15v Gen 3 Intel (15") - Mobile Workstation	0.01141553	4309.06	49.190
<b>SUBTOTAL</b>					<b>3167.99</b>

<b>[UO.003] Simulación y análisis de resultados</b>					
<b>Código</b>	<b>Ud</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario (€)</b>	<b>Importe (€)</b>
MO.001	h	Graduado en Ingeniería Mecánica	50	30	1500.000
SW.001	año	Licencia MSC ADAMS/Car	0.00570776	10000	57.078
SW.003	Ud	Licencia Microsoft Office 365	0.00570776	150	0.856
MI.001	Ud	Lenovo ThinkPad P15v Gen 3 Intel (15") - Mobile Workstation	0.00570776	4309.06	24.595
<b>SUBTOTAL</b>					<b>1582.53</b>

<b>[UO.004] Redacción del informe</b>					
<b>Código</b>	<b>Ud</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario</b>	<b>Importe (€)</b>
MO.001	h	Graduado en Ingeniería Mecánica	100	30	3000.000
SW.003	Ud	Licencia Microsoft Office 365	0.01141553	150	1.712
MI.001	Ud	Lenovo ThinkPad P15v Gen 3 Intel (15") - Mobile Workstation	0.01141553	4309.06	49.190
<b>SUBTOTAL</b>					<b>3050.903</b>

<b>Cuadro de Mediciones y Presupuesto</b>					
<b>Código</b>	<b>Ud</b>	<b>Descripción</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Precio Unitario</b>	<b>Importe (€)</b>
[UO.001]	Ud	Planteamiento teórico del problema	1	1500.000	1500.000
[UO.002]	Ud	Creación del modelo	1	3167.992	3167.992
[UO.003]	Ud	Simulación y análisis de resultados	1	1582.529	1582.529
[UO.004]	Ud	Redacción del informe	1	3050.903	3050.903
<b>TOTAL</b>					<b>9301.42</b>

El presupuesto total del proyecto asciende a la cantidad de **nueve mil trescientos y un euro con cuarenta y dos céntimos**.

## ANEXO I

### OBJETIVOS DE DESARROLLO SOSTENIBLE DE LA AGENDA 2030

Grado de relación del trabajo con los Objetivos de Desarrollo Sostenible (ODS).

Objetivos de Desarrollo Sostenibles	
ODS 1. Fin de la pobreza	No procede
ODS 2. Hambre cero.	No procede
ODS 3. Salud y bienestar	No procede
ODS 4. Educación de calidad	No procede
ODS 5. Igualdad de género	No procede
ODS 6. Agua limpia y saneamiento	No procede
ODS 7. Energía asequible y saneamiento	No procede
ODS 8. Trabajo decente y crecimiento económico	Bajo
ODS 9. Industria, innovación e infraestructuras	Alto
ODS 10. Reducción de las desigualdades	No procede
ODS 11. Ciudades y comunidades sostenibles	Alto
ODS 12. Producción y consumo responsables	Medio
ODS 13. Acción por el clima	Medio
ODS 14. Vida submarina	No procede
ODS 15. Vida de ecosistemas terrestres	No procede
ODS 16. Paz, justicia e instituciones sólidas	No procede
ODS 17. Alianzas para lograr objetivos	No procede

ODS 9. Industria, innovación e infraestructuras: Seleccionado como “Alto” debido a que el presente trabajo abarca dentro del campo de investigación de la industria del automóvil. Esta industria repercute de manera importante a la Unión Europea, y en particular a España en cuanto a su actividad económica e industrial. Esta industria se encuentra actualmente en un momento de transformación, principalmente propiciado por el automóvil eléctrico, uno de los temas principales tratados en este trabajo.

ODS 11. Ciudades y comunidades sostenibles: Seleccionado como “Alto” debido a que el automóvil eléctrico, el cual se trata en detalle en este trabajo, es uno de los pilares principales sobre los cuales se plantea llevar a cabo la descarbonización del parque móvil, una de las principales fuentes de contaminación en las ciudades.