



UNIVERSIDAD DE ALMERÍA

**ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR Y FACULTAD DE
CIENCIAS EXPERIMENTALES**

**INGENIERÍA TÉCNICA INDUSTRIAL
ESPECIALIDAD MECÁNICA**

**DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE FRENADO DE UN
COCHE ELÉCTRICO PARA UNA FUTURA IMPLANTACIÓN
DE FRENADA REGENERATIVA**

El Alumno:

Julián Lacalle Sánchez

Almería, Marzo 2014

Director:

José Luis Torres Moreno

AGRADECIMIENTOS

Deseo expresar mi gratitud a todas las personas que me han ayudado de alguna forma en la consecución de este proyecto fin de carrera.

Especialmente quiero agradecer al director del proyecto, José Luis Torres Moreno, su inestimable apoyo y el haber estado ahí cada vez que lo he necesitado resolviendo cuantas dudas he tenido, que no han sido pocas.

No quiero dejar pasar esta oportunidad sin hacer una mención especial a mi padre, Julián Lacalle, sin cuyas discusiones jamás hubiera obtenido los resultados que he querido en este proyecto. Y por último a mi madre, Antonia Sánchez, por su paciencia conmigo durante toda mi carrera universitaria y en la ejecución en casa de este proyecto.

INDICE

1. INTERÉS Y OBJETIVOS	8
2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	11
2.1 INTRODUCCIÓN AL FRENADO	12
2.2 PRINCIPIOS BÁSICOS	13
2.3 SISTEMAS DE FRENADO	15
2.3.1 Freno de servicio	15
2.3.2 Freno de mano	16
2.3.3 Freno automático.....	17
2.3.4 Sistemas de mando o de accionamiento	17
2.3.4.1 Mecánico	17
2.3.4.2 Hidráulico.....	17
2.3.4.3 Fuerza auxiliar.....	18
2.4 ELEMENTOS DE LOS SISTEMAS DE FRENOS	19
2.4.1 Pedal de freno.....	19
2.4.2 Servofreno	20
2.4.2.1 Funcionamiento del servofreno.....	21
2.4.2.2 Tipos de servofrenos	22
2.4.3 Bomba de frenos.....	22
2.4.4 Canalizaciones, latiguillos y racores de conexión.....	24
2.4.5 Frenos de tambor	25
2.4.5.1 Plato de freno o portafrenos	25
2.4.5.2 Tambor	26
2.4.5.3 Dispositivos de tensado de las zapatas	26
2.4.5.5 Zapatas	28
2.4.5.6 Dispositivos de ajuste.....	29
2.4.5.7 Recuperadores y resortes de retención	33
2.4.5.8 Funcionamiento del freno tambor	33
2.4.5.9 Tipos de freno tambor	34
2.4.6 Frenos de disco.....	39
2.4.6.1 Disco.....	40

2.4.6.2 Pinza	43
2.4.6.3 Pastillas o placas de fricción	43
2.4.6.4 Funcionamiento de los frenos de disco	44
2.4.6.5 Tipos de frenos de disco	44
2.4.7 Freno de mano	49
2.4.7.1 Palanca de mando	49
2.4.7.2 Polea	50
2.4.7.3 Cables	50
2.4.7.4 Palanca de accionamiento	50
2.4.8 Correctores de frenada	51
2.4.8.1 Compensador fijo	52
2.4.8.2 Compensador limitador en función de la carga del vehículo	52
2.4.8.3 Compensador integrado en los bombines	52
2.4.8.4 Compensador en función de la desaceleración	52
2.4.8.5 Válvula compensadora en función de la presión	52
2.4.9 Líquido de frenos	53
2.4.9.1 Propiedades de los líquidos	53
2.4.9.2 Tipos de líquidos de freno	54
2.5 EFECTO “FADING”, SOBRECALENTAMIENTO DE LOS FRENOS	56
2.6 OTROS MECANISMOS DE FRENADO	57
2.6.1 Freno motor	57
2.6.2 Freno electromagnético	57
2.7 FRENO REGENERATIVO	59
2.8 AYUDAS ELECTRÓNICAS A LA FRENADA	62
2.8.1 ABS	62
2.8.2 ESP	63
3. MATERIALES Y METODOS	65
3.1 DATOS DE PARTIDA: VEHÍCULO ELÉCTRICO DE LA UNIVERSIDADE DE ALMERÍA	66
3.2 CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO DEL VEHÍCULO ELÉCTRICO	66

3.2.1 Pedal de freno.....	67
3.2.2 Bomba de frenos.....	67
3.2.3 Freno tambor	68
3.2.4 Frenos de disco.....	68
3.2.5 Freno de mano.....	69
3.3 MODELIZACIÓN DE LOS DIFERENTES COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENADO EN CATIA V5.....	70
3.4 ENSAYO EXPERIMENTAL DE FRENADA CON EL VEHÍCULO ELÉCTRICO ..	72
3.4.1 Materiales	72
3.4.2 Ensayo 1: Desaceleración sin freno mecánico	74
3.4.3 Ensayo 2: Desaceleración con freno mecánico	74
3.4.4 Condiciones a seguir	75
3.4.5 Softwares empleados para el ensayo.....	75
3.5 ANÁLISIS DINÁMICO	78
3.5.1 Transferencia de carga entre ejes	78
3.5.1.1 Efecto de la transferencia de carga sobre los neumáticos.....	80
3.5.1.2 Par de frenada neumático-carretera.....	80
3.5.1.3 Balance óptimo de la frenada.....	80
3.5.2 Fuerzas externas al sistema de frenado	81
3.5.2.1 Acciones aerodinámicas	81
3.5.2.2 Resistencia a la rodadura.....	82
3.5.2.3 Resistencia del motor y transmisión.....	82
3.5.2.4 Resistencia debida a pendientes	82
3.5.3 Transmisión de la fuerza	83
3.5.3.1 Pedal del freno.....	83
3.5.3.2 Presión de la bomba de frenos.....	83
3.5.3.3 Presión en los dispositivos de tensado	84
3.5.4 Pares de frenado producidos por los frenos de disco y por los frenos de tambor ...	84
3.5.5 Tiempo y distancia de frenada	85
3.5.6 Potencia absorbida.....	86
3.5.7 Efectos del bloqueo de ruedas	87
3.6 DISEÑO DE LAS MEJORAS EN EL SISTEMA DE FRENADO.....	88
3.6.1 Métodos de fabricación de los nuevos soportes y modificaciones en el chasis y en la carrocería	89

3.6.2 Montaje de las distintas nuevas partes	94
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	95
4.1 OBTENCIÓN DEL MODELADO TRIDIMENSIONAL.....	96
4.1.1 Pedal de accionamiento	97
4.1.2 Bomba de frenos.....	98
4.1.2.1 Elementos de la bomba de frenos.....	98
4.1.3 Frenos de tambor	99
4.1.4 Frenos de disco.....	101
4.1.5 Canalizaciones.....	102
4.1.6 Freno de mano	102
4.2 RESULTADOS DEL ENSAYO DE FRENADO.....	104
4.3 OBTENCIÓN DE PARÁMETROS DINÁMICOS.....	112
4.3.1 Transferencia de carga entre ejes.	112
4.3.2 Par de frenado neumático-asfalto.....	115
4.3.3 Balance óptimo de frenada.....	116
4.3.4 Transmisión de la fuerza	116
4.3.4.1 Fuerzas en el pedal del freno.....	117
4.3.4.2 Presiones proporcionadas por la bomba de frenos.	117
4.3.4.3 Presiones en los dispositivos de tensado (pinzas y bombines).....	118
4.3.5 Par de frenado disco-pastilla	118
4.3.6 Par de frenado zapata-tambor.....	119
4.3.7 Desaceleración proporcionada por el sistema de frenos.	121
4.3.8 Pares de frenado y desaceleración en función de la fuerza en el pedal del freno .	121
4.3.9 Tiempos y distancias de frenado	123
4.3.10 Potencia del freno.....	123
4.4 DISEÑO Y DESARROLLO DE LAS MEJORAS A IMPLANTAR.....	124
4.4.1 Conjunto servofreno	124
4.4.1.1 Servofreno	124
4.4.1.2 Bomba de vacío.....	126
4.4.2 Motor automático para el pedal del freno	127
4.4.2.1 Motor, reductor y sensor	127
4.4.2.2 Controladora.....	130

4.4.2.3 Fuente de alimentación.....	131
4.4.3 Modelado en Catia de los distintos soportes y modificaciones.....	132
4.4.4 Montaje de las distintas nuevas partes	135
5. CONCLUSIONES	138
6. BIBLIOGRAFIA	140
ANEXOS	144
ANEXO 1: PLANOS	145
Plano 1 Sistema de frenado actual.....	146
Plano 2 Canalizaciones.....	148
Plano 3 Nuevo sistema de frenado	150
Plano 4 Soportes y modificaciones conjunto	152
Plano 5 Modificación en el chasis.....	154
Plano 6 Soporte motor auto.-pedal freno	158
Plano 7 Soporte servofreno	161
Plano 8 Brida motor auto.-pedal freno	164
Plano 9 Ensayo de frenada	167
ANEXO 2: DATA-SHEET DEL VEHÍCULO ELÉCTRICO	169
ANEXO 3: DATA-SHEET DE LOS NUEVOS DISPOSITIVOS	172
Data sheet del motor.....	173
Data sheet de la reductora	175
Data sheet del sensor	177
Data sheet de la controladora	181
Data sheet de la fuente de alimentación	185
ANEXO 4: DIAGRAMA DE BLOQUES LABVIEW	188
ANEXO 5: CODIFICACIÓN MATLAB	190

1. INTERÉS Y OBJETIVOS

INTERÉS Y OBJETIVOS

En el laboratorio del CITE IV de la Universidad de Almería se dispone de un coche eléctrico del cual vamos a someter a análisis y caracterización su sistema de frenado en función del mismo, de la carga máxima y de la velocidad que pueda alcanzar este vehículo.

Desde el punto de vista de seguridad, el sistema de frenos es de las partes más importantes del vehículo ya que su finalidad consiste en decelerar e incluso detener el vehículo si fuese preciso cuando sea requerido.

Principalmente el frenado convencional consiste en la aplicación de una superficie fija contra otra giratoria, cuyo rozamiento entorpece el giro de la parte móvil, convirtiendo la energía cinética que lleva el vehículo en calorífica, absorbiéndola los componentes del sistema y disipándola por radiación a la atmósfera.

La condición esencial que se le exige a un sistema de frenado es la de conseguir la menor distancia de frenado posible en cualquiera de las circunstancias de carga, velocidad, pendiente sentido, condiciones atmosféricas, estado del suelo y sobre todo tipo de pavimento, cumpliendo lógicamente una serie de requisitos:

- Seguridad: Sin que dañe ni moleste a los ocupantes del vehículo o a su carga.
- Eficacia: Con un esfuerzo sobre el pedal lo suficientemente débil, en un tiempo y sobre una distancia mínimos.
- Estabilidad: el vehículo debe conservar su trayectoria sin derrape, desviaciones ni reacciones en el volante.
- Comodidad: de manera progresiva, con un recorrido de pedal razonable, sin ruido ni trepidaciones.

Uno de los interés y objetivos más importantes de este proyecto es ofrecer un estudio en profundidad del sistema de frenado en general, para lo cual se realizará una extensa y exhaustiva revisión bibliográfica dónde no sólo se ve el estado del arte actual de estos sistemas, sino que se ha realizado una descripción pormenorizada de los mismos hasta llegar a todos sus componentes en cada tipo de freno empleado en vehículos. Conocimientos absolutamente necesarios a la hora de estar en disposición de implementar en un futuro un sistema de frenos regenerativo.

Otro interés y objetivo importante del proyecto es obtener el modelado en CATIA V5 del sistema de frenos del vehículo en estudio, con dos fines diferenciados, uno, el tener una visión total del sistema que nos permita un análisis, caracterización, obtención de mejoras y su implantación, para una futura implantación de un sistema de frenada regenerativa, y otro, el formar parte integrante de un modelo completo del vehículo eléctrico de la Universidad de Almería, junto con otros proyectos.

Otro interés es el realizar un análisis dinámico del sistema de frenado de este vehículo que conjuntamente con una batería de ensayos al que hemos sometido el vehículo, nos permita obtener conclusiones para implementar mejoras en el mismo y para la futura implantación del freno regenerativo en el mismo.

Por último, se pretende diseñar y modelar las piezas necesarias para implementar las mejoras que hagan más eficaz el sistema de frenado de este vehículo, así como para la futura automatización de dicho sistema.

2. REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

2.1 INTRODUCCIÓN AL FRENADO

[11] Cuando un niño o cualquier persona que carezca de conocimientos científicos básicos empuja un coche de juguete y se le pregunta por qué se ha parado el coche de juguete varios metros más adelante, posiblemente conteste algo parecido a: “porque se le ha acabado la fuerza que le he dado”. Desde Galileo Galilei sabemos que esta historia no es exactamente así, él explicó que el objeto en movimiento se detiene porque aparecen fuerzas de fricción que tienden a disminuir el movimiento relativo del objeto con respecto al suelo o al entorno.

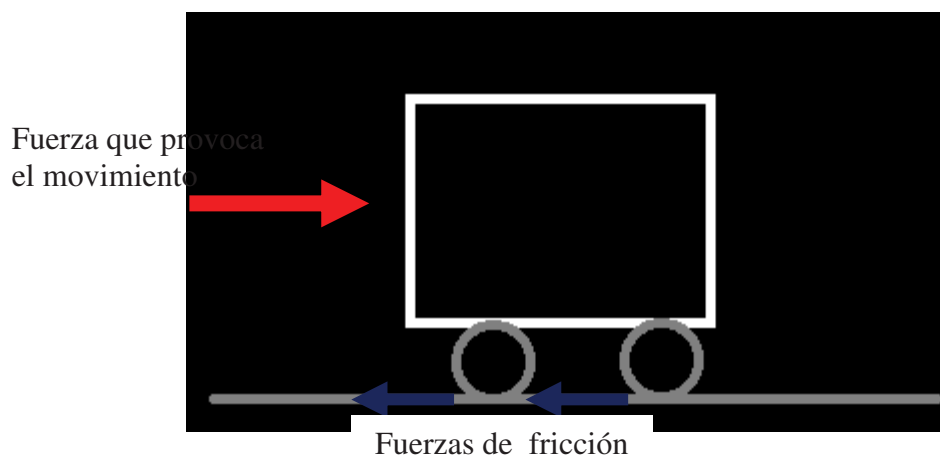


Imagen 1. Esquema del movimiento

Si no existiese el suelo o el entorno (por ejemplo en el vacío), el movimiento ejercido en el objeto no se detendría, por tanto, a los objetos no se les acaba el movimiento porque si, sino por el rozamiento con el entorno.

Es indudable que el mejor invento de la historia ha sido la rueda, pues no sólo evita el rozamiento sino que aprovecha el punto de contacto de la rueda con el suelo para controlar el vehículo.

Pero, cuando queremos detener el vehículo en el menor tiempo y distancia, la inercia hace que el vehículo tienda a moverse hasta que aparezca una fuerza que se oponga y le haga detenerse. Por esto, es necesario implantar en los vehículos un sistema que le permita reducir la velocidad rápidamente cuando sea necesario, este sistema se llama “freno”. Además de este sistema, existen otras fuerzas que ayudan a la frenada como es el caso de la resistencia aerodinámica y el rozamiento interno de las piezas, aunque éstas son fuerzas relativamente pequeñas (sobre todo a baja velocidad del vehículo) en comparación a la que nos suministra el sistema de frenos.

En seguridad vial, la dificultad principal es la de detener un vehículo en un momento dado, para esto es necesario la instalación de un sistema de frenado en todo vehículo.

2.2 PRINCIPIOS BÁSICOS

[11] No hay otra forma de vencer la inercia que aplicar una fuerza contraria al movimiento, y por otro lado, sabemos que en dos cuerpos en contacto con movimiento relativo aparece una fuerza de fricción que precisamente se opone a este movimiento y que será mayor cuanto mayor sea la superficie y más se aproximen.

El ejemplo más fácil de esto lo encontramos en un monopatín. Cuando queremos que el patín frene, sencillamente ponemos un pie en el suelo, pero sin presionar demasiado el pavimento. Otro ejemplo aunque un poco más avanzado es el de un trineo ligeramente avanzado, al frenar en lugar de frenar con una parte del cuerpo, lo hacemos con una pieza que se mueve hasta ponerse en contacto con el suelo y así poder frenar. Durante el trayecto esta pieza está separada para evitar entorpecer el movimiento. Es fácil notarlo por la nieve levantada durante el frenado.

Sin embargo, esta última solución presenta ciertos inconvenientes, como por ejemplo al frenar con un vehículo en el asfalto de la misma forma que un trineo en la nieve, destrozamos la calzada. La nieve se podría reparar sencillamente, pero el asfalto es más difícil reemplazar. Aunque todo esto no tiene difícil solución, dos superficies en contacto deslizándose a cierta velocidad entre sí se dañan mutuamente. Esto sería inevitable, pero no imposible de mitigar. Bastaría con la elección cuidadosa de ambos materiales para retrasar el desgaste, pero el problema está en que no es fácil elegir de qué está hecho el entorno ya que a estas alturas sería increíblemente costoso hacerlas de otro material.

A raíz de esto apareció una idea majestuosa que decía: “¿Y si en vez de poner en contacto una pieza del coche con el exterior, la fricción ocurriera entre dos piezas internas del vehículo?”. Este rozamiento se quedaría parte de la energía cinética frenando el movimiento, y al ser piezas internas del vehículo sería fácil elegir de qué material las colocamos para retrasar, lo más posible, el desgaste. Y cuando se desgasten simplemente se cambian por unas nuevas.

Anteriormente dijimos que era necesario la aplicación de un agente externo para frenar el vehículo, por lo tanto no sería posible que la fricción entre dos piezas internas detuviese el vehículo. Esta fricción interna no puede oponerse al movimiento del vehículo en su conjunto, pero sí en una parte del vehículo que estuviese en contacto con el entorno exterior, esta parte son las ruedas ya que son las únicas partes en continuo contacto con el exterior (la calzada).



Imagen 2. Vehículo en carretera

Con lo cual, la visión general es: cuando queremos reducir la velocidad, una pieza que gira solidaria a las ruedas del vehículo entra en contacto, a través de unos dispositivos, con otra pieza que está fija a la carrocería. Con el roce de estas dos piezas aparece una fuerza de rozamiento que intenta anular el movimiento relativo. Esto hace que la rueda intente moverse más lentamente.

Cuando el vehículo circula a una velocidad constante, la rueda gira con la velocidad necesaria para que el punto de contacto con el suelo no se mueva. Esto se llama “rodar sin deslizarse”. Pero cuando aplicamos la frenada se produce una fricción que hace que la rueda intente girar más despacio de lo necesario, y por tanto, un trozo de neumático quedaría en contacto con el suelo tendiendo a deslizarse hacia delante sobre el suelo.

Esto no es así, sino que ejercerá una fuerza de fricción en el vehículo hacia atrás consiguiendo la frenada. Dicha fuerza será muy grande, ya que la fricción es mayor cuando aún no ha empezado el deslizamiento (un ejemplo sencillo sería al empujar una caja, es más difícil ponerlo en marcha que mantenerla en movimiento).

El proceso de frenado, por tanto, genera dos fricciones diferentes. En primer lugar, las dos partes del freno entran en rozamiento con deslizamiento (fricción dinámica) para reducir la velocidad de rotación de la rueda. Y en segundo lugar, aparece una fuerza de rozamiento sin deslizamiento (fricción estática) entre el pavimento y la rueda, que es la encargada de frenar el vehículo.

2.3 SISTEMAS DE FRENADO

[1]Dependiendo del tipo de vehículo y del trabajo para el cuál estén diseñados, dichos vehículos portan distintos tipos de sistemas de frenado tales como:

- Freno de Servicio
- Freno auxiliar o de estacionamiento
- Freno automático

2.3.1 Freno de servicio

Es el sistema más común en los vehículos, esta instalación permite al conductor del vehículo reducir la velocidad o incluso detener el vehículo por completo. La constitución más básica de los sistemas de freno de servicio es: un pedal o maneta de accionamiento, varillas o cables, palanca del tambor y tambor de freno con zapatas. Esta constitución se suelen montar en ciclomotores, motocicletas, bicicletas...

Para los vehículos, el freno de servicio está constituido fundamentalmente por: un pedal de accionamiento, una bomba de frenos con su depósito de líquido, un servofreno, tambores y zapatas o discos de frenos y pastillas, un corrector de frenada y un circuito hidráulico que une los elementos de presión con los actuadores de los frenos.

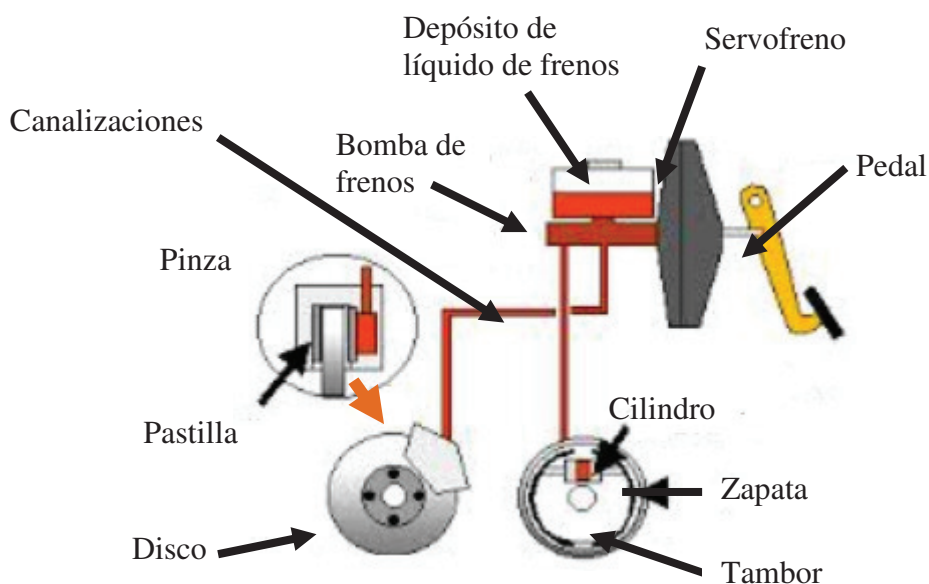


Imagen 3. Esquema freno de servicio

Características fundamentales del freno de servicio	
Número de circuitos	Un Circuito de frenos mixto, para el eje delantero y trasero. Dos circuitos independientes, el eje trasero y el delantero están separados.
Fuerza en el pie	Máxima fuerza que una persona puede hacer con el pie. Apróx. 700 N (Unos 70 kgf)
Presión máxima en el circuito	De 20 a 50 bar
Relación pedal	5:1 8:1

Tabla 1. Características freno de servicio

2.3.2 Freno de mano

[1,15] También conocido como freno auxiliar o de emergencia (complementa y suplementa al freno de servicio en caso de avería) o de estacionamiento (cuando queremos fijar el coche cuando está parado, por ejemplo al estar en una calzada con pendiente). Este sistema actúa mecánicamente sobre las ruedas traseras a través de unos cables unidos a la palanca del freno de mano situado entre los dos asientos al alcance del conductor.

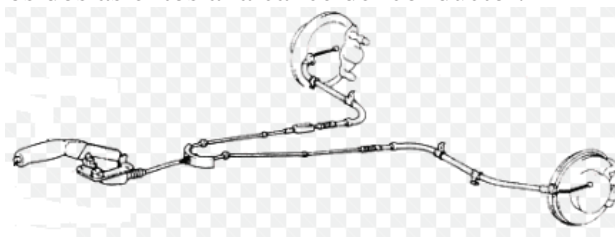


Imagen 4. Freno de mano

Características fundamentales del freno de mano	
Accionamiento	Mecánico con inmovilizador por muescas (trinquete) Independiente del freno de servicio
Fuerza máxima de accionamiento	Máxima fuerza aproximadamente unos 400 newton
Relación de palanca	15:1
Valor de frenado	Debe producir un 20% del frenado total
Deceleración media	Mínimo 1,5 m/s²
Potencia de frenado	Tiene que detener el vehículo por completo en una pendiente, igual a la que pueda subir.

Tabla 2. Características freno de mano

2.3.3 Freno automático

[1]Este tipo de frenos se instalan en remolques que son arrastrados generalmente por camiones. Son constituidos por una serie de elementos que permiten frenar automáticamente el remolque en caso de separación voluntaria o accidental del vehículo o camión.

2.3.4 Sistemas de mando o de accionamiento

[1,10]

- Mecánico
- Hidráulico
- Fuerza auxiliar
 - Hidráulico
 - Neumático

2.3.4.1 Mecánico

Este tipo de mando se utilizaba antiguamente como freno de servicio en los automóviles, pero actualmente, se utiliza, a través de palancas y cables, para accionar el freno de mano o de estacionamiento.

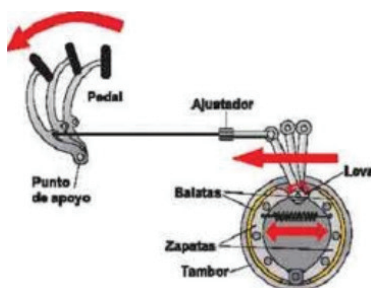


Imagen 5. Esquema mando mecánico

2.3.4.2 Hidráulico

Este tipo de frenos se monta en los automóviles y vehículos ligeros. El circuito de frenos está basado en los principios de la hidrostática, el reparto de presiones en todo el circuito (Principio de Pascal: la presión ejercida en un punto de un líquido dentro de un recipiente cerrado, se transmite íntegramente a todos los demás puntos), y la incompresibilidad de los líquidos. Por tanto, la presión en un punto del circuito hidráulico de los frenos se transmite íntegramente a todos los puntos del circuito.

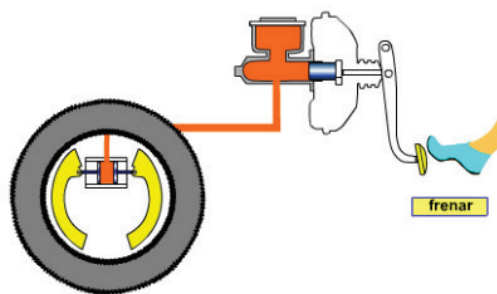


Imagen 6. Esquema mando hidráulico

Cuando el conductor pisa el pedal de freno, empuja el émbolo de la bomba de frenos transmitiendo una presión hidráulica a través de las canalizaciones hasta empujar los émbolos de accionamiento de los actuadores.

2.3.4.3 Fuerza auxiliar

Cuando es necesario realizar una gran fuerza de frenado para detener el vehículo, ya sea por carga excesiva o por el propio peso del vehículo, es necesario disponer de sistemas auxiliares que proporcionen la fuerza adecuada al sistema de frenos, sin que el conductor realice un sobreesfuerzo.

- Fuerza auxiliar hidráulica

Estos circuitos de frenos utilizan una bomba hidráulica como fuente de presión accionada por el motor. La bomba de frenos se sustituye por una válvula dosificadora y compensadora, y el resto de componentes es similar a los circuitos convencionales.

Al pisar el pedal, no se genera una presión hidráulica, sino que abre una válvula que permite que el líquido a presión llegue a los émbolos de las pinzas de freno o a los bombines de los tambores.

Se emplean normalmente en automóviles y vehículos industriales.

- Fuerza auxiliar neumática

En estos circuitos de frenos la fuerza auxiliar es generada por aire comprimido.

Al pisar el pedal, se acciona una válvula de freno de doble circuito, que abre el paso de aire comprimido, accionando los dispositivos de frenado. Se emplean en vehículos muy pesados.

2.4 ELEMENTOS DE LOS SISTEMAS DE FRENOS

[1] Los distintos sistemas de frenos llevan incorporados una serie de elementos para poder transmitir la fuerza desde que accionamos el pedal de freno hasta que el vehículo empieza a decelerar.

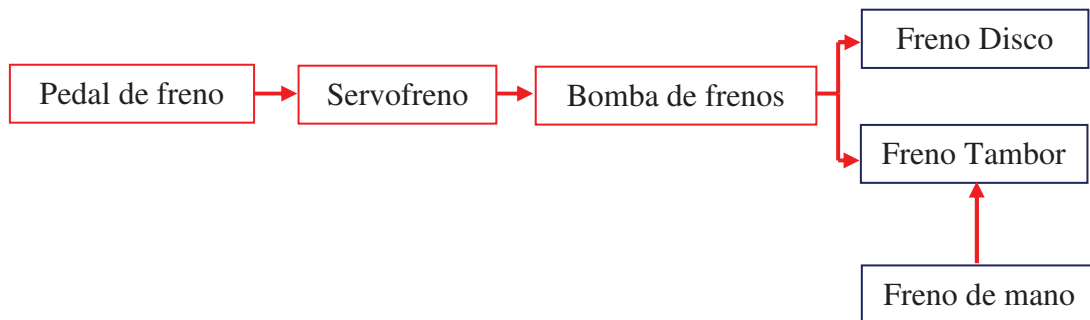


Imagen 7. Esquema sistema de frenos

2.4.1 Pedal de freno

Con este elemento, accionado por el conductor del vehículo, se accionará el sistema de frenado produciéndose una desaceleración del vehículo hasta que el conductor crea oportuno, o incluso llegar a detener el vehículo por completo si fuera necesario.

Este elemento lleva una pieza que empuja directamente al émbolo de la bomba de frenos, o si el vehículo dispone de servofreno, entonces, empujará al émbolo de éste.

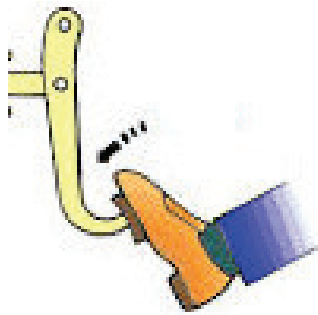


Imagen 8. Pedal de freno

2.4.2 Servofreno

[12]La finalidad del servofreno es aumentar el esfuerzo del conductor para dar un nivel de presión hidráulica a los frenos delanteros y traseros del vehículo sin necesidad de pisar excesivamente el pedal. Este aumento se basa en la diferencia de presión entre dos cámaras con una pared móvil entre ellas, que se desplaza hacia el lado donde hay menos presión para equilibrarla. El servofreno se coloca normalmente después del pedal para tener un apoyo mecánico más directo. Esto da un mayor confort de pedal, sin sensación de excesivo hundimiento del mismo.

El esfuerzo realizado por el pie del conductor del vehículo es amplificado en primer lugar por el pedal de freno (efecto palanca) que aplica una carga en la varilla del servofreno. Éste aumenta el esfuerzo aplicándolo sobre la bomba de freno y ésta, mediante los circuitos hidráulicos, aplica el esfuerzo amplificado sobre los frenos de disco y/o frenos tambor.

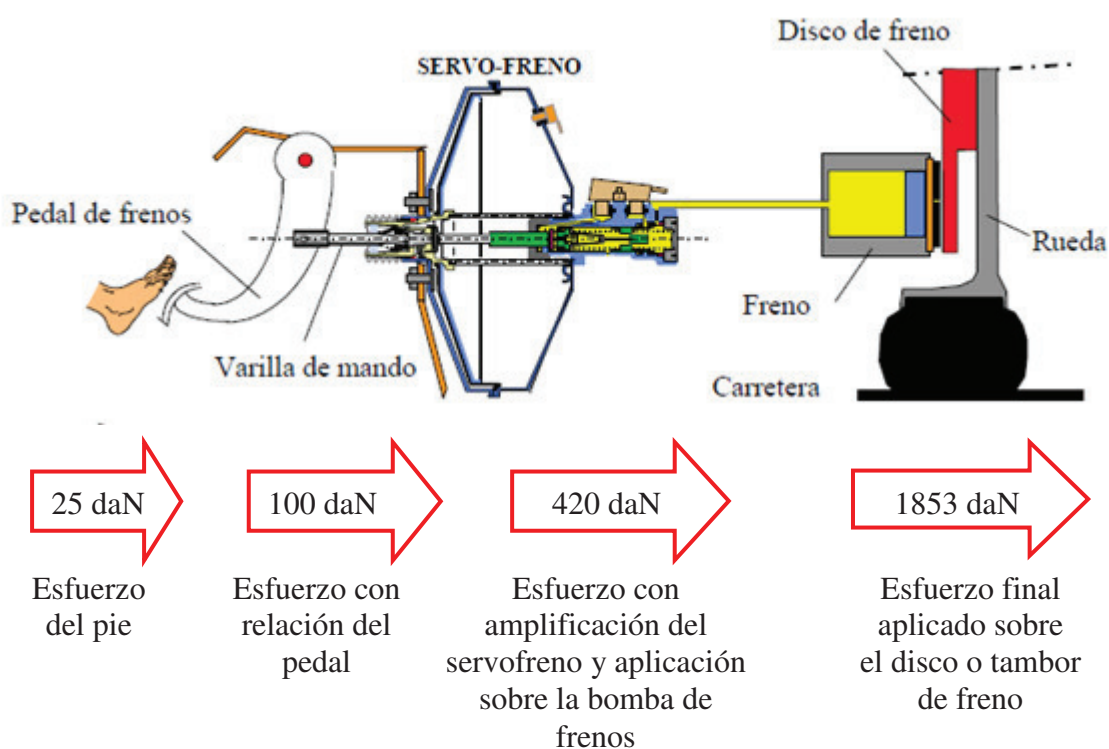


Imagen 9. Esquema ejemplo de un servofreno

En la imagen anterior vemos un ejemplo del factor multiplicador en cada parte del sistema de frenado, dependiendo de factores como relación del pedal, el tipo de servofreno, cilindro de la bomba de frenos, relación de secciones del circuito hidráulico...

Los factores típicos de amplificación de un servofreno van de 4.2 a 5.5, dependiendo del modelo.

2.4.2.1 Funcionamiento del servofreno.

- Posición de reposo.

Las dos cámaras del servofreno se encuentran en contacto, en los vehículos de gasolina con el colector de admisión, en los diesel con la bomba de vacío y en los eléctricos con la válvula de retención de vacío. Por lo tanto ambas cámaras se encuentran a la misma presión, siendo menor a la presión atmosférica, normalmente a 0,8 bares y por tanto no hay asistencia.

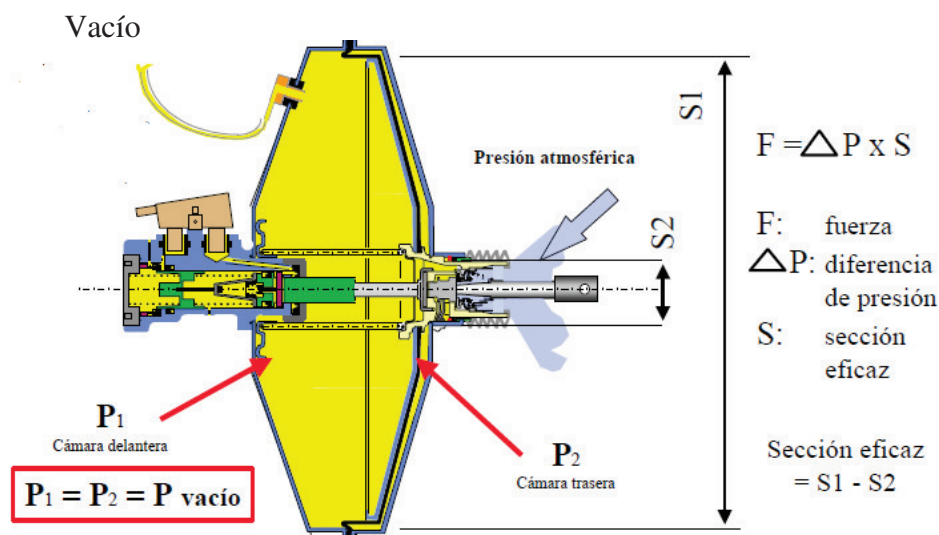


Imagen 10. Esquema posición de reposo de servofreno

- Posición de frenado

Al aplicar un esfuerzo en el pedal de freno, la cámara delantera del servofreno se encuentra a presión de vacío, mientras se abre la válvula atmosférica de la cámara trasera permitiendo el paso de aire y llevándola a presión atmosférica. Esta diferencia de presiones entre ambas cámaras provoca el aumento de la fuerza realizada en el pedal de freno, y que la fuerza realizada por el pistón de empuje en el cilindro maestro tándem de la bomba de frenos, sea mayor. Todo el subconjunto de válvula atmosférica, falda, membrana y pistón de empuje se desplazan acompañando el movimiento de la varilla de empuje (y pedal de freno).

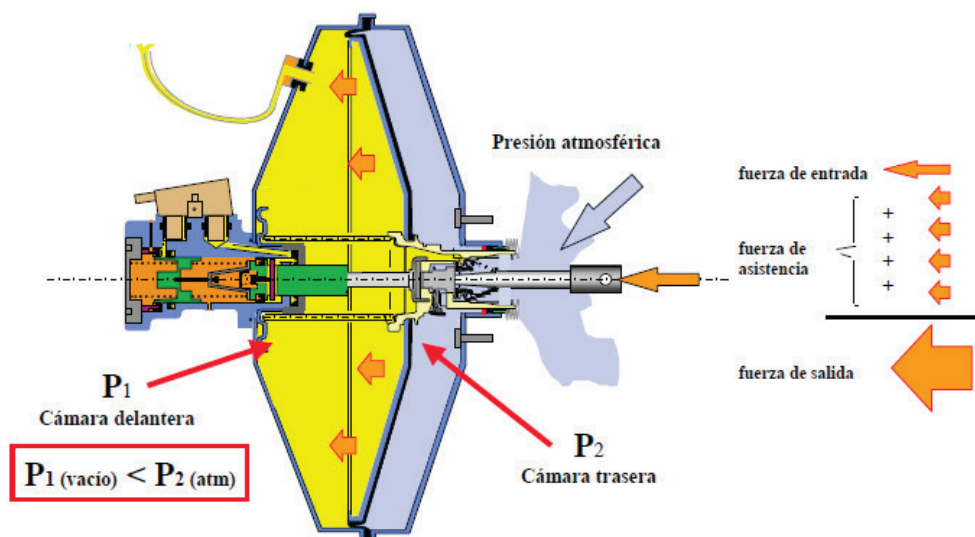


Imagen 11. Esquema posición de reposo de servofreno

2.4.2.2 Tipos de servofrenos

[1] Los servofrenos más empleados son:

- Hydrovac

La principal diferencia con el resto de servofrenos es que se puede montar en cualquier parte del vehículo. Este tipo de servofreno se puede accionar hidráulicamente a distancia.

- Mastervac

Este tipo de servofrenos es el más empleado en los vehículos. Son montados entre el pedal de freno y la bomba de frenos.

2.4.3 Bomba de frenos

[1] Este elemento es el encargado de transmitir la presión al líquido del circuito, al pisar el pedal del freno se transforma la fuerza aplicada en el pedal en presión hidráulica. Cuanto menor sea el diámetro de su cilindro, mayor será la presión que ejerce la bomba de frenos. La bomba deberá tener un recorrido que evite que el pedal llegue hasta el fondo, teniendo en cuenta que el conductor puede aplicar una fuerza de unos 700 Newton.

Las más utilizadas son:

- De un émbolo
- Con dos émbolos y dos cámaras.
- Con dos émbolos de distinto diámetro



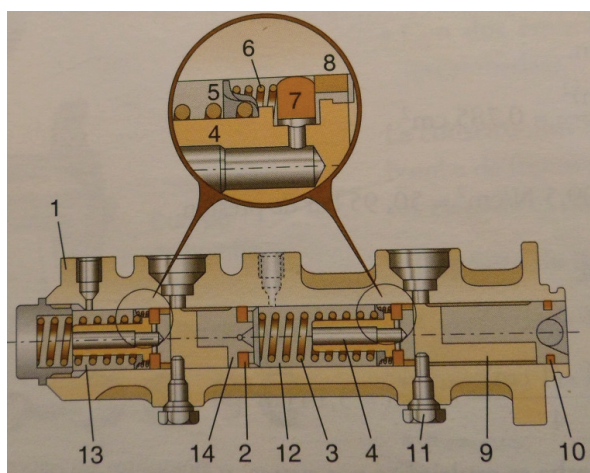
Imagen 12. Bomba de frenos y depósito del líquido de frenos

El depósito del líquido de frenos suministra el fluido a la bomba de frenos para repartirlo por las canalizaciones.

El funcionamiento entre un tipo y otro de bomba de frenos es similar, así que explicamos el funcionamiento de una de ellas.

El funcionamiento de una bomba de frenos de doble émbolo es el siguiente:

El conductor al pisar el pedal produce una fuerza sobre el émbolo (9) desplazando el porta-anillo válvula flotante (4) y el retén (7) que hace estanca la cámara (12). La presión desarrollada comprime el retén (2) que cierra la cámara (12) independizando cada una de las cámaras de la bomba (12 y 13). La presión desarrollada en la cámara (12) provoca el desplazamiento del anillo flotante de la cámara (13), se hace estanca al igual que la otra cámara. El líquido de frenos es impulsado a través de las dos cámaras obligándole a salir por cada uno de los orificios, uno hacia los bombines de los tambores (eje trasero) y otro hacia los pistones de las pinzas (eje delantero) para así desplazar las zapatas o las pastillas y producir la desaceleración del vehículo.



1. Cuerpo de bomba
2. Retén de separación entre cámaras
3. Resorte de recuperación de la cámara 12.
4. Porta-anillo válvula flotante
5. Cazoleta de apoyo muelle de la válvula
6. Muelle de la válvula
7. Anillo flotante
8. Anillo de seguridad
9. Émbolo
10. Retén de estanqueidad posterior
11. Tornillo de retención
12. Cámara posterior
13. Cámara anterior

Imagen 13. Sección en bomba de frenos

Cuando el conductor deja de pisar el pedal, la fuerza que se produce sobre el émbolo (9) y la presión del circuito se reducen, y por tanto, gracias a los muelles recuperadores (3) el émbolo de cada cámara retrocede. Al retroceder, los porta-anillos se apoyan sobre los tornillos de retención (11), los cuales mueven a los anillos flotantes (7) mediante los anillos de seguridad (8), esto permite el paso del líquido hacia el depósito del líquido de frenos. Los anillos flotantes (7) se mantienen siempre comprimidos por medio de los muelles (6) apoyados sobre las cazoletas (5).

Una bomba de frenos quedará definida por:

- El número de cámaras y émbolos.
- El tipo de retén de estanqueidad (fijo o flotante).
- Emplear o no válvula de presión residual (estas válvulas, incorporadas normalmente en las bombas de freno de vehículos que disponen de frenos de tambor, mantienen una presión de 0,7 a 0,9 bar en las canalizaciones de distribución para evitar la entrada de aire en el circuito por si falla la estanqueidad en los bombines).

2.4.4 Canalizaciones, latiguillos y racores de conexión.

[1]Las canalizaciones son los conductos por los cuales circula el líquido de frenos. Los circuitos en su mayor parte son de acero con sus correspondientes juntas o racores de conexión y presillas, y también tienen otra parte del circuito que son de un material flexible (caucho flexible protegido con un revestimiento textil) para permitir el movimiento de las ruedas al torcer (en las delanteras) y del movimiento de las suspensiones (en las delanteras y traseras).

La unión entre las tuberías flexibles y fijas, o entre tuberías fijas se realizan mediante racores de conexión.



Imagen 14. Racores de conexión

La terminación de las tuberías tiene forma abocardada (macho o hembra) para asegurar una estanqueidad perfecta y que no haya fugas del líquido de frenos.

Las canalizaciones se unen a la carrocería por medio de presillas de goma que se adaptan a las tuberías para evitar vibraciones que produzcan ruido e incluso que estas vibraciones produjesen fatiga y llegar a dañarse o incluso romperse.

2.4.5 Frenos de tambor

[1,10]Estos frenos se denominan también frenos de zapata interiores, ya que éstas se encuentran en el interior de los tambores de frenos. Un freno de tambor está constituido fundamentalmente por:

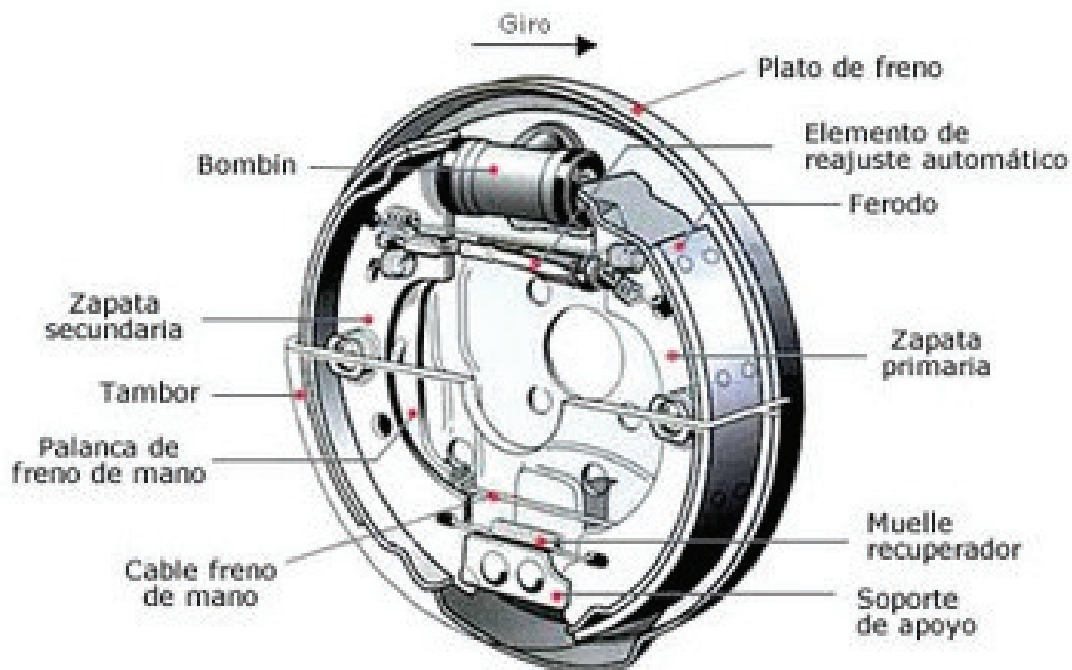


Imagen 15. Esquema de elementos del freno tambor

Una zapata será primaria o secundaria dependiendo del sentido de giro del tambor.

2.4.5.1 Plato de freno o portafrenos

Este elemento consiste en una chapa embutida y mecanizada sobre la que se montan varios dispositivos como los dispositivos de tensado, bombín de frenos, las zapatas de freno y los elementos de fijación y regulación. Va solidario a la mangueta trasera a través de tornillos.

Este elemento, gracias a su diseño, impide la entrada de partículas o suciedad al conjunto.

2.4.5.2 Tambor



Imagen 16. Tambor de frenos

El tambor es la pieza que constituye la parte giratoria del freno y que recibe casi la totalidad del calor que se produce en el frenado.

Es un cilindro torneado interiormente capaz de absorber altas temperaturas generadas por el rozamiento de las zapatas durante la desaceleración. Esta superficie frotante del tambor es resistente al desgaste y a las deformaciones por el calor desarrollado.

Uno de sus lados es hueco, lo que permite albergar interiormente los mecanismos de frenado. La superficie de contacto con la zapata está perfectamente mecanizada para facilitar la fricción.

El otro lado del tambor está mecanizado en la zona central y lleva practicados unos taladros donde se acoplan los espárragos de sujeción a la rueda y otros orificios que sirven de guía para el centrado de la rueda al buje.

El diámetro de los tambores, según las características del vehículo, esta normalizado según la norma UNE 26 019.

2.4.5.3 Dispositivos de tensado de las zapatas

Es el encargado de realizar el desplazamiento de las zapatas en la operación de frenado. Los más utilizados son:

- Leva en forma de S o Z

Se trata de una leva en forma de S o de Z accionada por el pedal de frenos y que actúa sobre ambas zapatas.

Por la parte inferior, las zapatas pivotan sobre dos rodillos cilíndricos. Y por la superior, el dispositivo de leva en S o Z, a través del giro del dispositivo sobre su eje, realiza la apertura de ambas zapatas, con lo cual se genera la fricción sobre la superficie interna del tambor consiguiendo así el frenado. Cuando cesa la fuerza de giro de la leva, un muelle se encarga de retornar las zapatas a su posición inicial liberando el tambor de la fricción.

- Cuña en expansión

Dispositivo que actúa de igual forma que la leva sobre las zapatas pivotantes por el otro extremo.

Dicho dispositivo utiliza una pieza en forma de cuña introducida desde la parte posterior del plato que se desplaza progresivamente entrando o saliendo en la abertura entre las zapatas, consiguiendo así el desplazamiento de éstas hacia el tambor.

- Bombín de frenos

Dispositivos que reciben la presión hidráulica del circuito y la transforma en fuerza de empuje para accionar las zapatas. Estos bombines pueden ser:

Bombín de un émbolo: este dispositivo es similar a un cilindro de simple efecto sin muelle de retroceso. Es empleado en los sistemas de frenos de tipo dúplex, donde las dos zapatas son primarias.

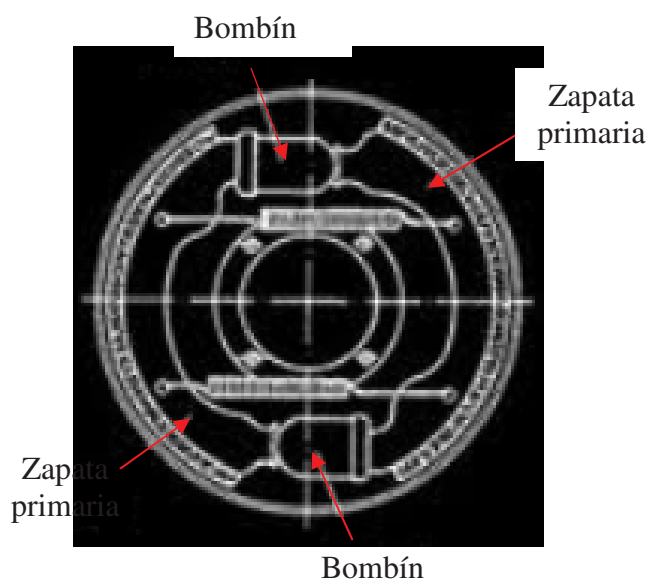


Imagen 17. Bombín de un émbolo

Bombín de doble émbolo: este dispositivo dispone de un cilindro que es el cuerpo del bombín y que arma el conjunto, dos émbolos con sus retenes y guardapolvos así como la canalización del líquido y purgador.

Este tipo de bombín de doble émbolo realiza el doble de fuerza que el de un solo émbolo aunque con la mitad de recorrido útil.

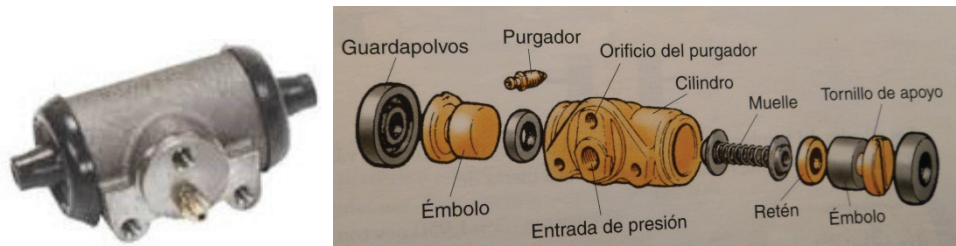


Imagen 18. Bombín de doble émbolo

Bombín de émbolos escalonados: constituido por émbolos cuyas áreas de superficies son distintas. Esto permite que cada émbolo realice una fuerza de trabajo distinta en cada zapata.

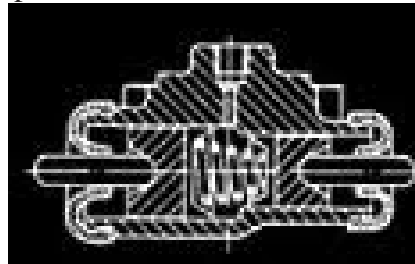


Imagen 19. Sección de un émbolo escalonado

Bombín con dispositivo compensador integrado: estos dispositivos son similares exteriormente a los bombines de doble émbolo. El compensador se monta entre los émbolos del bombín actuando como corrector de frenado, éste limita las presiones del circuito hidráulico y por tanto la fuerza del bombín.

2.4.5.5 Zapatas

Constituidas por una placa de acero en forma de media luna y otra placa de acero en forma circular paralela a la superficie de fricción del tambor, sobre la cual va fijado el forro o ferodo.

Dichas zapatas están unidas al bombín por un lado y a un soporte fijo por el otro. Un muelle entre las dos zapatas facilita el retroceso de éstas a su posición inicial.

Estas piezas van unidas al portafrenos a través de un sistema elástico formado por un muelle y un pasador permitiendo el desplazamiento de la zapata durante su funcionamiento, y también a un punto fijo a través de un tornillo.



Imagen 20. Zapatas

2.4.5.6 Dispositivos de ajuste

[1,13] En estos sistemas de frenos se necesita un ajuste inicial de todo el conjunto para un frenado eficaz. Este ajuste es necesario para que las zapatas, una vez instaladas, no rocen con el tambor y que ambas ruedas frenen equilibradamente.

Debido al uso y desgaste de forros y del tambor, también es necesario un ajuste en las zapatas, ya que si no se hiciese, el pedal de accionamiento de los frenos se hundiría en exceso para accionar los frenos y por consiguiente los frenos perderían su eficacia.

Estos sistemas podemos clasificarlos en manuales o automáticos:

- Sistemas manuales

El ajuste se realiza directamente sobre el mecanismo de ajuste, para aproximar las zapatas al tambor. Los más frecuentes son el sistema Girling y el sistema Bendix.

- Sistema Girling

El ajuste se realiza sobre el dispositivo de tensado o bombín mediante un sistema de ajuste por medio de una rosca o a través de un sistema de ajuste en el apoyo de las zapatas.

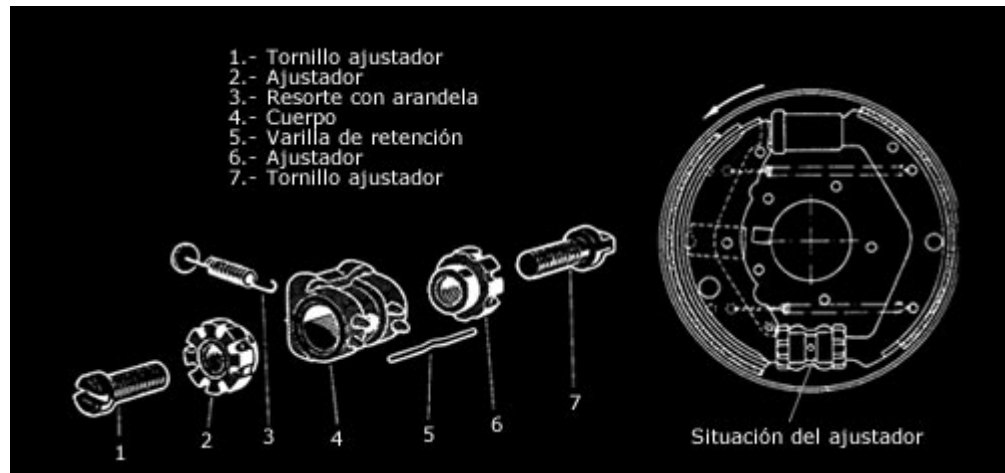


Imagen 21. Partes de un sistema Girling manual

- Sistema Bendix

Este tipo de sistema aproxima las zapatas al tambor cuando se produce el desgaste de los ferodos, mediante un sistema mecánico de accionamiento manual, que consiste en unas levas excéntricas sobre el plato de frenos que limitan el recorrido tope de las zapatas hacia su posición de retroceso. Las excéntricas forman cuerpo con un eje, donde su parte posterior sobresale por la parte trasera del plato de freno, dando lugar a una accesibilidad aún con la rueda montada. Por tanto la operación de reglaje puede ser efectuada sin necesidad de desmontar ningún componente. Si al realizar un giro completo de la leva, el freno no se queda bloqueado, esto nos indica que el desgaste de las zapatas es excesivo y deben cambiarse.

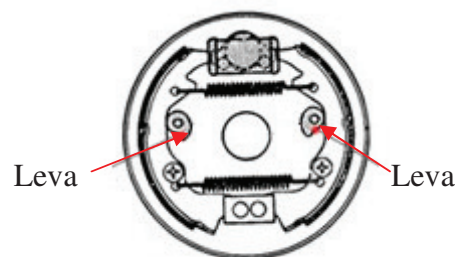


Imagen 22. Sistema Bendix manual

- Sistemas automáticos

En la actualidad, la mayoría de vehículos modernos que montan frenos tambor disponen de dispositivos de reglaje automáticos. Los más empleados son igualmente el sistema Bendix, el Lucas Girling y el Teves.

- Sistema Bendix

Este dispositivo automático consta de una palanca (1), articulada en la parte superior de la zapata primaria, que su extremo inferior está provista de muescas en forma de diente de sierra, con las cuales engrana el trinquete (w), empujado por el muelle (3) y acoplada a la primaria en la ventana (7) de la palanca (1). Ambas zapatas se mantienen en posición de reposo por la acción del muelle (6). La holgura de montaje (H) determina el juego ideal entre zapata y tambor.

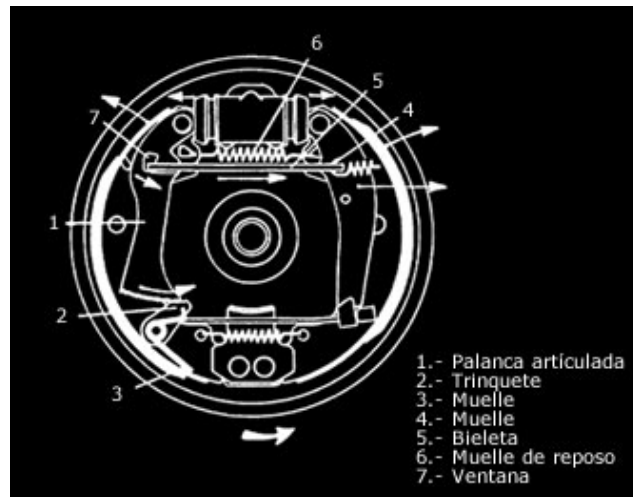


Imagen 23. Sistema Bendix automático

Cuando se pisa el pedal del freno, si el juego entre zapatas y tambor es superior al juego ideal (H): las zapatas se separan, moviéndose la bieleta (5), y la palanca (1) (después de recorrer el juego H). La palanca se desplaza y pasa un número de dientes sobre el trinquete (2) correspondientes al juego a aproximar.

Cuando se deja de frenar, la palanca no puede regresar por el trinquete dentado. El muelle hace que las zapatas hagan contacto sobre la bieleta (5) por acción de esta palanca (1) y de la palanca del freno de mano.

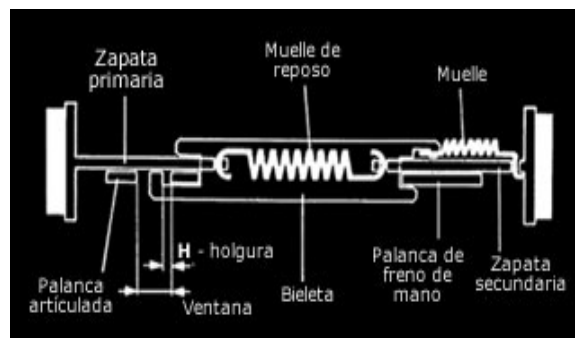


Imagen 24. Vista del sistema de reglaje

- Sistema Girling

Este sistema consta de una bieleta de longitud variable entre las dos zapatas. La variación de longitud se consigue a través de una rueda moleteada que hace tope entre las dos mitades que la forman, que encajan una en el interior de la otra, sin roscar. La bieleta apoya por un extremo en la zapata secundaria y por el otro en la palanca y zapata primaria conjuntamente. En los dientes de la rueda moleteada encaja la punta de la leva, que se articula en la zapata secundaria, fijándose a ella también mediante un muelle.

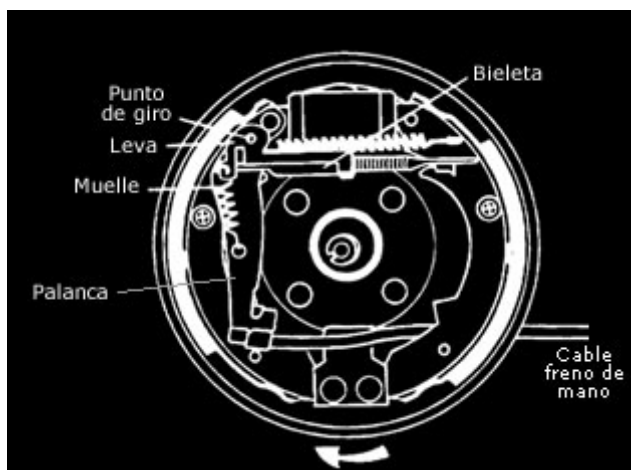


Imagen 25. Sistema Girling automático

Cuando se pisa el pedal del freno, las zapatas se separan y liberan así la bieleta. La palanca pivota sobre su eje bajo la acción del muelle y hace girar la rueda del empujador con el dedo, alargando la bieleta. Si la aproximación es buena, el esfuerzo ejercido por el resorte es insuficiente para mover la rueda y la longitud de la bieleta no cambia.

Cuando se deja de frenar, las zapatas retornan, la palanca vuelve a su posición inicial, el dedo pasa hacia delante de los dientes de la rueda sin moverla. El alargamiento de la bieleta, lógicamente ha permitido reducir la holgura entre zapatas y tambor.

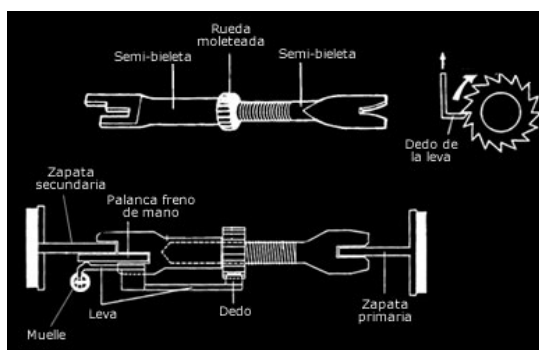


Imagen 26. Vista del sistema de reglaje

En resumen este sistema actúa de manera que cuando se vayan desgastando los forros de las zapatas, la bieleta se vaya alargando de manera que siempre haya la misma abertura para que al pisar el pedal no se hunda en exceso y no haga falta pisar con más fuerza para obtener el mismo frenado. Cuando se hace un recambio de los forros de las zapatas habrá que ajustar la abertura de las zapatas a través de este dispositivo, simplemente girando la rueda moleteada hasta la abertura deseada.

- Sistema Teves.

El principio de funcionamiento es el mismo que los sistemas anteriores, es decir, con la diferencia de que este sistema no dispone de una rueda o varilla dentada sino de una cuña que se interpone entre la zapata primaria y la varilla de empuje. Este sistema consta de una cuña, un muelle de tracción de la misma, un muelle de recuperación y de una varilla de empuje.

2.4.5.7 Recuperadores y resortes de retención

[1]Son los encargados de situar las zapatas en su posición inicial, ya que el bombín solamente ejerce fuerza en el sentido de apriete de la zapata contra el tambor. En cambio, el retroceso se tiene que realizar a través de estos resortes y recuperadores.



Imagen 27. Resorte

2.4.5.8 Funcionamiento del freno tambor

[1]El tambor de freno, situado sobre el buje de la rueda, gira con la rueda, el resto del sistema, zapatas y bombín de frenos se soportan a través del portafrenos que se encuentra fijado al chasis del vehículo.

A través del sistema de frenado es activado el bombín de frenos. Este actúa apretando las zapatas contra el tambor de freno y por medio de la fricción que ejercen entre ambos frena el tambor.

Como ya se ha dicho, según el sentido de giro de la rueda, la zapata con la que el tambor se mueve en dirección del punto de giro es llamada zapata primaria, y la que mueve en sentido contrario al punto de giro es llamada zapata secundaria. Dependiendo del sentido de giro de las ruedas siempre habrá una zapata primaria y otra secundaria.

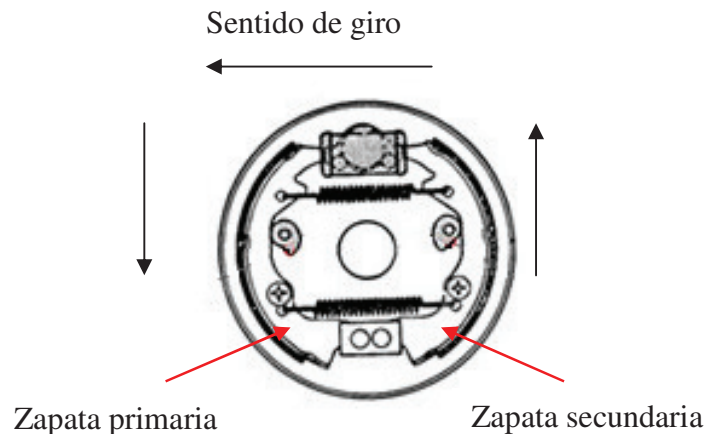


Imagen 28. Freno tambor con bombín de doble émbolo

La zapata primaria tiene reforzamiento gracias al par de giro que se produce al frenar. Debido a la fricción, esto hace que la zapata primaria haga más presión en el tambor. Sin embargo en la zapata secundaria ocurre lo contrario, esta fuerza de fricción disminuye la fuerza de apriete. Esto hace que la distribución del efecto de frenado en ambas zapatas sea desigual produciendo, por tanto, que se desgasten igualmente.

Gracias a este autorreforzamiento de los frenos de tambor, necesitan menos fuerza de accionamiento que los frenos de disco.

En resumen, estos frenos de tambor se caracterizan por:

- Autorreforzamiento en las zapatas primarias.
- Capacidad de ser sensible a variaciones del coeficiente de rozamiento y temperatura.
- Escasa protección contra la suciedad.
- Necesidad de menor fuerza de accionamiento con respecto a los frenos de disco.

2.4.5.9 Tipos de freno tambor

Los principales tipos de tambor, según su accionamiento son:

- Freno Simplex
- Freno Dúplex
- Freno Dúo-Dúplex
- Servofreno
- Freno Dúo-Servo.

- Freno Simplex

Este tipo de frenos está equipado con una zapata primaria (la que se apoya en el tambor en contra del giro de éste realizando presión contra la superficie de éste produciéndose autorreforzamiento debido a la fricción) y otra secundaria (la que se apoya a favor del sentido de la rueda siendo rechazada por el giro del tambor). Normalmente la superficie de la zapata primaria soporta un 70 % de la carga y la zapata secundaria un 30%. Por tanto, como normalmente el sentido de giro será hacia delante, se producirá un desgaste desigual en los forros de las zapatas.

Ambas zapatas se aprietan en un extremo contra el tambor de freno mediante un dispositivo de tensado común; el otro extremo se aloja de forma fija o móvil.

El dispositivo de tensado, según el tipo de vehículo, puede ser un cilindro de doble efecto o una cuña en expansión o una leva en S o Z según sea para turismos o para vehículos industriales. El retroceso de las zapatas se efectúa mediante resortes.

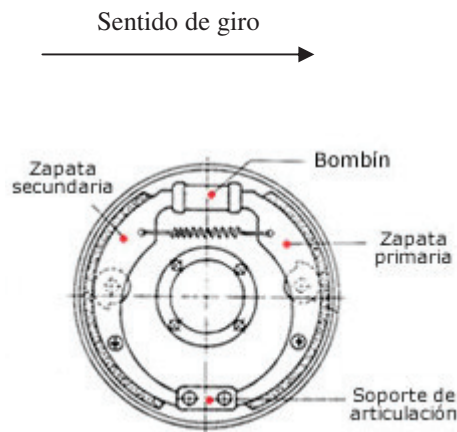


Imagen 29. Freno Simplex

En resumen, las características de este tipo de frenos son:

- El autorreforzamiento de las zapatas es pequeño.
- Permite fácilmente integrar el freno de mano.

- Freno Dúplex

En este tipo de frenos ambas zapatas son primarias ya que cada bombín acciona una zapata en sentido hacia delante aprovechando el autorreforzamiento de ambas zapatas. Al invertir el sentido de giro, hacia atrás, ambas zapatas actúan como zapatas secundarias con un menor efecto de frenado puesto que no hay autorreforzamiento.

En este tipo de freno, cada zapata tiene su propio bombín de freno de simple efecto, el cual sirve de apoyo para la zapata contraria.

Ambos émbolos ejercen la misma fuerza de apriete ya que el circuito hidráulico es el mismo para ambos y las superficies de los émbolos de los bombines es la misma.

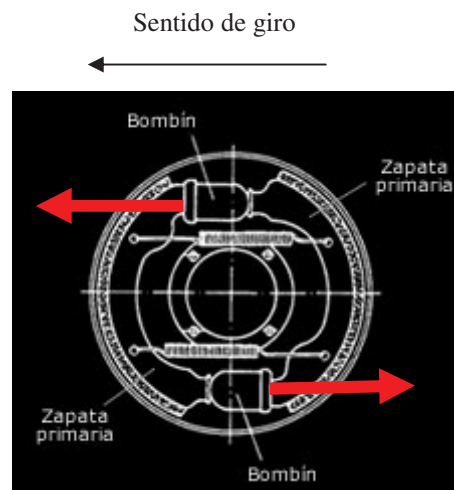


Imagen 30. Freno Dúplex

En resumen, las características más importantes son:

- Gran autorreforzamiento hacia delante por utilizar ambas zapatas como primarias.
- Disminución del autorreforzamiento hacia atrás ya que las zapatas actúan como las secundarias.
- El montaje de freno de estacionamiento o de emergencia es complicado.

- Freno Dúo Dúplex

Este tipo de frenos dispone de un sistema de tensado con dos cilindros de frenos de doble efecto.

Tanto en marcha hacia delante como en marcha hacia atrás, este tipo de freno, actúa de la misma manera que el freno Dúplex; ambas zapatas son primarias y por tanto, tienen autorreforzamiento en ambos sentidos.

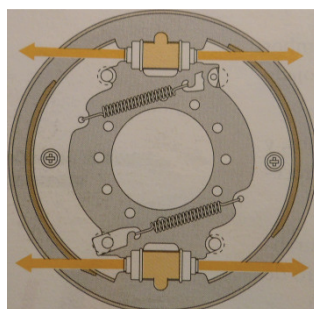


Imagen 31. Freno Dúo-dúplex

En resumen, las características más importantes son:

- Autorreforzamiento en ambos sentidos de la marcha.
- El montaje de freno de mano es difícil.

- Servofreno

Este tipo de freno es similar al freno Simplex. También tiene un bombín de doble efecto como dispositivo de tensado para ambas zapatas.

Las zapatas poseen puntos de apoyo desplazables, a través de un tope se garantiza que el desplazamiento sólo se pueda producir hacia un sentido.

La fuerza de apoyo y el autorreforzamiento de la zapata primaria se transmiten al punto de apoyo de alojamiento flotante de la segunda zapata convirtiéndose en zapata primaria. Con lo cual, la segunda zapata se acciona mediante la fuerza transmitida de la primera zapata.

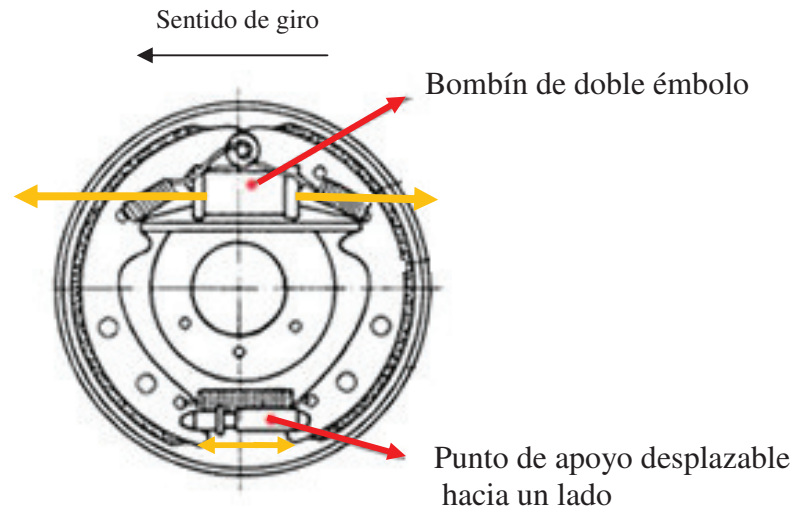


Imagen 32. Freno servofreno

En resumen, las características más importantes son:

- Presenta un gran efecto de frenado gracias al autorreforzamiento.
- En marcha atrás funciona como freno Simplex.

- Freno Dúo-Servo

En este tipo de frenos también se utiliza como dispositivo de tensado un cilindro de doble efecto.

Dispone de un alojamiento flotante y se puede desplazar en ambos sentidos a diferencia del Servofreno. El forro en sentido hacia delante muestra un ángulo abrazado inferior, es decir, es más corto que el forro en sentido hacia atrás, por tanto el resorte recuperador en el lado del forro más corto es más flojo que el resorte del otro lado.

Con esta tensión previa conseguimos que el freno se sitúe inmediatamente en la posición tope, sin golpes. En marcha atrás se producen estos golpes, aunque se aceptan ya que son mucho menores.

En sentido normal de la marcha, hacia delante, este tipo de Dúo-Servo se comporta igual que un Servofreno. En sentido contrario a la marcha, hacia atrás, el punto de apoyo permite la transmisión de la fuerza con lo cual las convierte en zapatas primarias.

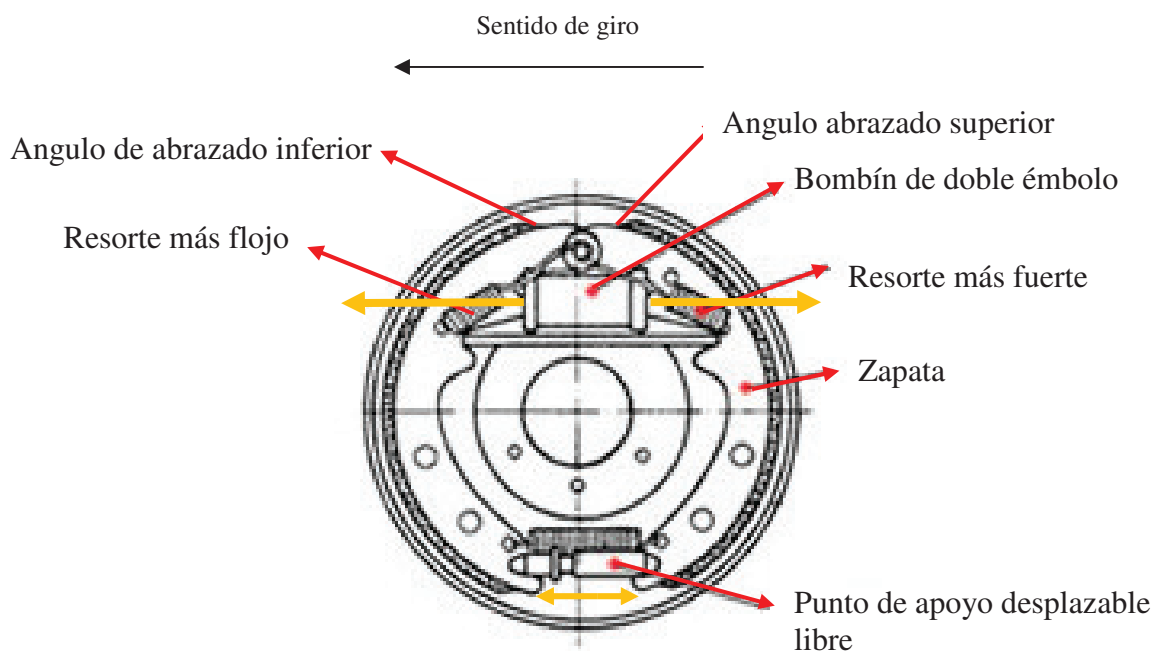


Imagen 33. Freno Dúo-Servo

En resumen, las características más importantes son:

- En comparación con el Servofreno, tiene mayor efecto de frenado tanto hacia delante como hacia atrás.
- Gran autorreforzamiento.
- El montaje de freno de estacionamiento o de emergencia es bastante fácil.

2.4.6 Frenos de disco

[1, 14, 10]Estos frenos son más ligeros, sencillos y efectivos que los frenos de tambor, con lo que se alivia el peso no suspendido en las suspensiones y se mejora el comportamiento del vehículo en todas las condiciones de marcha.

El funcionamiento principal se basa en principios mecánicos e hidráulicos: el disco gira solidario a la rueda y las pastillas por la acción hidráulica (ley de Pascal) lo presionan, y por rozamiento lo paran.

Este tipo de frenos tiene una fácil reparación y mantenimiento ya que podemos resumirlo en cambiar las pastillas y discos por otros nuevos.

Este sistema, aun siendo más sencillo que el sistema con zapatas, es muy eficaz y de mayor respuesta de accionamiento que el de zapatas. Evacúa mejor el calor gracias al sistema de discos autoventilados, por tanto no pierde eficacia con las altas temperaturas y no sufre el

efecto “fading”. Dicho efecto del material de fricción se produce cuando la temperatura del material de fricción supera el límite de desmoronamiento del material orgánico (cauchos y resinas).

Estos frenos están constituidos básicamente por:

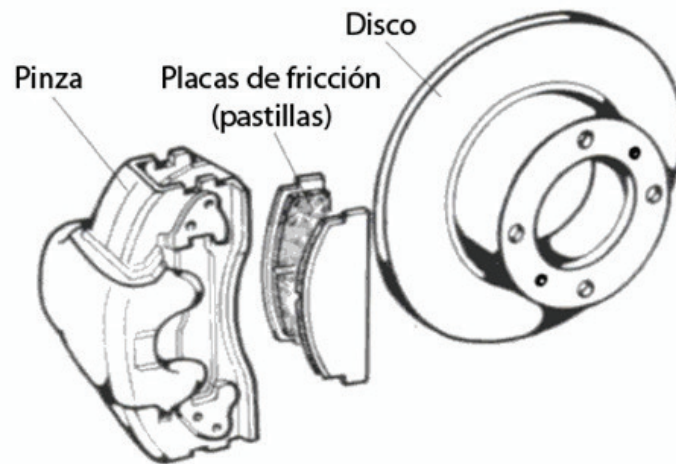


Imagen 34. Despiece de un freno de disco

2.4.6.1 Disco

[14]Este elemento gira solidario al buje de la rueda constituyendo al elemento móvil del conjunto. Este elemento se fabrica normalmente en fundición gris perlítica, mecanizando las dos caras de fricción de las pastillas y taladrando los orificios de sujeción.

Los discos de freno pueden ser:

- Clásicos (macizos)
- Ventilados
- Taladrados o perforados o estriados
- Cerámicos

- Discos clásicos

La superficie de fricción es sólida y lisa, sin ningún tipo de ventilación y son muy propensos a acumular calor y suciedad, tendiendo a cristalizar las pastillas.

Tienen la ventaja de ser económicos de fabricar, pero como inconveniente que se doblan bajo el estrés continuo.



Imagen 35. Disco clásico

- Discos ventilados

Los discos ventilados son dos discos unidos dejando una separación entre ellos, de modo que circule aire a través de ellos del centro hacia fuera, consiguiéndose un gran flujo de aire sobre los discos y por lo tanto más evacuación de calor.



Imagen 36. Disco ventilado

- Discos perforados

Estos discos presentan la superficie de fricción perforada, aumentando así la superficie de evacuación y llevando el aire hasta las pastillas para así evitar el gran calentamiento.



Imagen 37. Disco perforado

Dentro de este tipo de discos también nos encontramos con los discos estriados. El estriado tiene la función fundamental de mejorar la refrigeración de los discos, así

como de limpiar las pastilla de polvo. Aunque la desventaja de este tipo de discos es que la pastilla se desgasta más rápido, pero tiene un mejor y efectivo frenado.

- Discos cerámicos

Están hechos de compuesto de carbono en una base cerámica para darle la resistencia tan alta a las temperaturas que estos operan. Al ser los discos y pastillas, normalmente de carbo-cerámico, a medida que se desgastan se desprende un polvo negro.

La principal ventaja de estos frenos es su reducido peso, su alto poder de frenado por la alta fricción y su gran poder estructural que evita roturas, grietas y fallas a altas temperaturas. Son capaces de detener un vehículo de 320 Km/h a 0 en menos de 30 metros.

Su desventaja es su alto precio. Se utilizan en vehículos de alta gama y gran potencia, así como en Fórmula 1.



Imagen 38. Disco cerámico

2.4.6.2 Pinza

[1]Se trata de una abrazadera colocada en la periferia del disco donde se han mecanizado los cilindros que alojan los émbolos que empujan las pastillas contra el disco. Estas pinzas se unen a las manguetas formando la parte estática del sistema.

Las pinzas disponen de:

- Canalizaciones por donde circula el líquido de frenos.
- Un purgador de aire del circuito.
- Rosca para el latiguillo de frenos.
- Los retenes de hermeticidad de émbolos y guardapolvos.

Las pinzas normalmente se fabrican mediante aleaciones ligeras de aluminio con el fin de aligerar su peso. Las más empleadas en vehículos normales son las de uno y dos cilindros, aunque pueden disponer de 4 o 6 émbolos en los coches de alta gama y competición.

2.4.6.3 Pastillas o placas de fricción

[1]Las pastillas son las que se accionan contra el disco produciendo la frenada y están alojadas dentro de la pinza.

Las pastillas pueden ser duras o blandas y se identifican con un código internacional compuesto por las siglas “WVA” seguidas de un número.

Las propiedades que debe tener todas las pastillas de freno son:

- Soportar altas sin deformarse.
- Tener buena conductividad térmica.
- Mantener el coeficiente de rozamiento a altas temperaturas.
- Tener resistencia a la abrasión.

Cada fabricante tiene su propia composición de pastillas, por lo que se utilizan más de 250 materiales ya que cada tipo puede llevar hasta 18 componentes.

[14]Un ejemplo de composición de pastillas puede ser:

- 20% aglomerantes: Resina fenólica, caucho
- 10% metales: Lana de acero, virutas de cobre, virutas de zinc, virutas de latón, polvo de aluminio
- 10% fibras: Fibras de carbón, fibras orgánicas, lana mineral, fibras químicas
- 25% material de relleno: Óxido de aluminio, óxido de hierro, sulfato sódico
- 35% deslizantes: Grafito, sulfuro de cobre, sulfuro de antimonio

2.4.6.4 Funcionamiento de los frenos de disco

[1] Cuando se acciona el pedal, la bomba de frenos transmite la presión hidráulica por el fluido hasta llegar a los émbolos de las pinzas que transforman esta presión en fuerza de empuje de las pastillas contra el disco que por rozamiento lo decelera o incluso lo detiene por completo.

Al soltar el pedal la bomba libera de presión el circuito y los émbolos y pastillas retroceden a través de las gomas o retenes estanqueizantes. El movimiento de tambaleo del disco hace que las pastillas se separen para que no rocen con el mismo.

Las carrocerías han de diseñarse para que facilite la canalización del aire hacia el sistema de frenos, pues si éste se calienta demasiado, el disco se dilata y se aproxima a las pastillas disminuyendo el recorrido del pedal y la eficacia del frenado.

2.4.6.5 Tipos de frenos de disco

[1,14] Según la constitución y funcionamiento estos tipos de frenos pueden ser:

- Freno de disco con pinza fija
- Freno de marco flotante
- Freno de disco con pinza flotante
- Freno de disco neumático con pinza flotante
- Freno de mordaza oscilante
- Freno de disco totalmente cubierto

- Freno de disco con pinza fija

La pinza se encuentra fija en el cuerpo portante del eje. Dentro se encuentran en cada lado del disco de freno, uno o dos cilindros. Mediante unas ballestas expansibles, las pastillas se aprietan en la cavidad de la mordaza para que no se muevan. El funcionamiento es el mismo que el descrito generalmente.

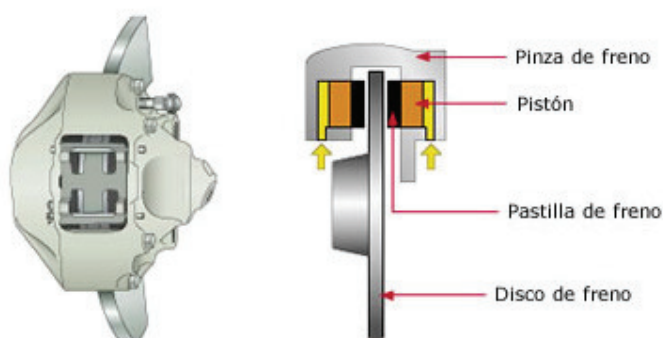


Imagen 39. Freno de disco con pinza fija

Las principales características son:

- La pinza está montada fijamente en el cuerpo portante del eje.
- En cada lado del disco se encuentra su respectivo cilindro, esto origina un espacio relativamente grande.
- Sin el debido mantenimiento se pueden formar burbujas de vapor en el conjunto hidráulico del cilindro interior al cilindro exterior.
- La alta rigidez de los distintos componentes permite el uso de discos de gran diámetro.
- Son para vehículos de altas prestaciones.
- En combinación con frenos de estacionamiento separados, también se incorporan en los ejes traseros de vehículos industriales.

- Freno de disco con marco flotante

En el marco hay un solo cilindro de freno, y su émbolo en la cara interior de la rueda. Dicho marco se encuentra en un alojamiento desplazable en un soporte fijo atornillado en la suspensión de las ruedas.

Al pisar el pedal de freno, el émbolo se desplaza apretando la primera pastilla de freno contra el disco, éste ejerce una fuerza de reacción sobre el émbolo que, al mismo tiempo, la transmite al cilindro y al marco apretando dicho marco hacia el interior, y por tanto, la otra pastilla es desplazada hacia el disco de freno. Cuando se libera presión en el circuito de frenos, el retroceso se consigue a través del retén estanqueizantes del émbolo y con el tambaleo del disco. De esta forma, la separación entre el disco y las pastillas está nuevamente ajustada.

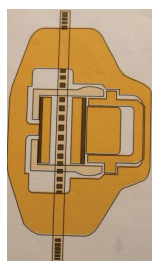


Imagen 40. Freno de disco con marco flotante

En resumen, las características principales son:

- Gana espacio gracias al empleo de un cilindro unilateral, con esto se consigue un radio de pivotar pequeño o incluso negativo.
- El calentamiento del líquido de frenos es menor ya que los conductos no pasan cerca del disco de freno.
- Gracias al poco calentamiento se reduce el peligro de formarse burbujas de vapor.
- Se utiliza en vehículos pequeños con poco peso.

- Freno de disco con mordaza flotante

Este tipo de freno se compone fundamentalmente de una caja con forma de puño y un soporte. La caja contiene las pastillas de freno, las bridas de fleje y el cilindro con un émbolo en un lado. La forma de puño de la caja es para dar mayor superficie al émbolo y poder ejercer contra el disco una mayor fuerza con la misma presión.

El funcionamiento es similar al de marco flotante, el émbolo aprieta la pastilla interior contra el disco de freno. La fuerza de reacción mueve la caja hacia dentro y de esta forma la segunda pastilla de freno se desplaza hacia el disco de freno y al igual que los de pinza fija, la tensión de las gomas estanqueizantes hace que retroceda el émbolo y el tambaleo del disco que retrocedan las pastillas.

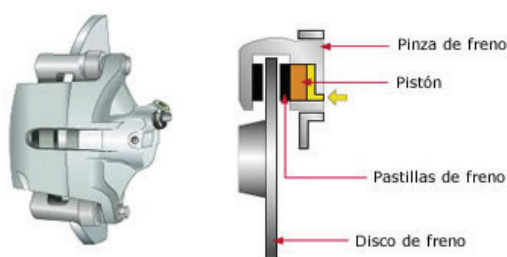


Imagen 41. Freno de disco con mordaza flotante

En resumen, las principales características son:

- Ejerce mayor fuerza con la misma presión.
- No le afectan las burbujas de vapor.
- Se emplean en turismos para ambos ejes y en vehículos industriales ligeros en el eje delantero.

- Freno de disco neumático con mordaza flotante

Este tipo de frenos se compone fundamentalmente de la caja y el soporte. El soporte está fijado a la suspensión de las ruedas, y la caja se aloja en dicho soporte sobre pernos de deslizamientos atornillados en el portafrenos.

El freno es accionado a través de una palanca que actúa a través del puente y la placa de presión con rosca de reajuste sobre la pastilla de freno interior.

Al pisar el pedal, el vástago del cilindro neumático aprieta el brazo largo de la palanca. El rodillo de alojamiento excéntrico forma el brazo corto de la palanca que desplaza el puente. Dicho puente reparte la fuerza aplicada entre las placas de presión que desplazan la pastilla de freno interior contra el disco; la caja se desplaza hacia dentro aplicando la otra pastilla contra el disco de freno, como ocurre en los frenos con mordaza flotante, a través de la fuerza de reacción del disco de freno.

Al dejar de pisar el pedal del freno, los resortes de presión hacen retroceder los tubos roscados y la palanca.

El ajuste de separación se realiza por la parte posterior de la pinza, donde lleva un arrastrador que al girarlo se ajusta de manera automática. Si las pastillas están desgastadas al accionar el freno, dicho arrastrador gira los tubos roscados más que al abrirlos.

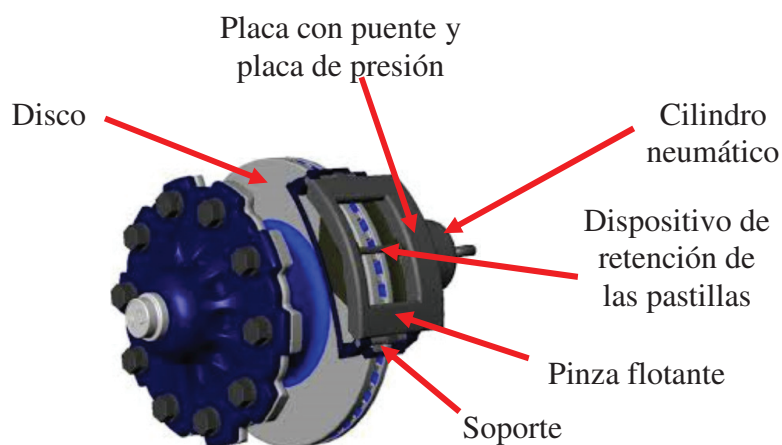


Imagen 42. Freno de disco neumático con mordaza flotante

En resumen, las principales características son:

- La forma de la mordaza permite alcanzar grandes fuerzas de apriete sobre las pastillas de freno.
- Sólo puede montarse sobre mordaza flotante en un lado del freno.
- Gracias al reducido espacio de montaje, permite un radio de pivotar pequeño.
- Se utiliza en vehículos industriales y autobuses, en los ejes traseros y delanteros.

- Freno de mordaza oscilante

Este tipo de frenos son muy usados en motocicletas puesto que son monocilíndricos y de poco peso y dimensiones.

La caja, pinza o mordaza puede bascular en torno a un perno de apoyo y contiene el cilindro con su émbolo y las pastillas que tienen forma de cuña pues funcionan de forma oblicua.

Se compone de:

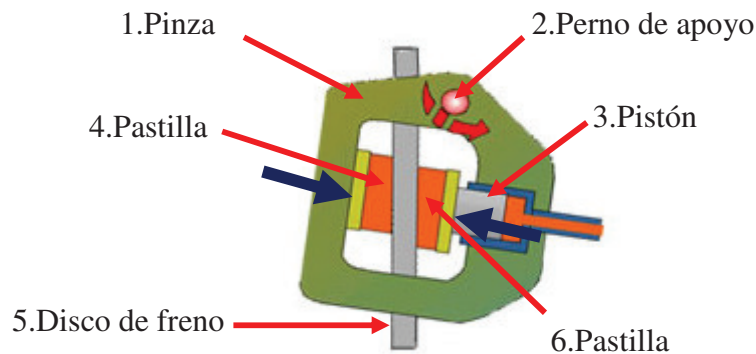


Imagen 43. Freno de disco con mordaza oscilante

Su funcionamiento es ingenioso, la mordaza (1) se halla sujeta con un perno (2) que sirve de eje de giro. Al aplicar presión al líquido para accionar el pistón (3) se ejerce una presión igual y opuesta sobre el extremo cerrado del cilindro. Esto obliga a la mordaza a desplazarse en dirección opuesta a la del movimiento del pistón, ya que describe un pequeño giro alrededor del perno, con lo cual la mordaza empuja a la otra pastilla (4) contra el disco (5) quedando aprisionada entre las pastillas (4) y (6).

- Freno de disco totalmente cubierto

Se trata de una caja de frenos rotatoria que se encuentra fija al cubo de la rueda y contiene dos forros anulares situados entre los discos de freno que se encuentra conectada con la caja fija de cojinetes de rueda.

Se emplea en vehículos funcionando en ambiente hostiles con partículas en suspensión.

Al pisar el pedal, los forros de freno se separan mediante la presión hidráulica apretándose contra el disco de frenos.



Imagen 44. Freno de disco cubierto

Las características principales son:

- Amplia superficie de rozamiento.
- Buen comportamiento frente a las altas temperaturas.
- Evita la entrada de partículas.
- Es empleado en tractores agrícolas y en vehículos blindados.

2.4.7 Freno de mano

[15]El freno de estacionamiento o freno de mano fija el vehículo en su posición, ya sea recta o inclinada, y a voluntad del conductor, enclavando las ruedas.

Este sistema funciona de manera muy simple, al accionar la palanca de mando, los cables se tensan dando lugar al bloqueo de las palancas de accionamiento del freno tambor o de disco y por tanto bloqueando las ruedas.

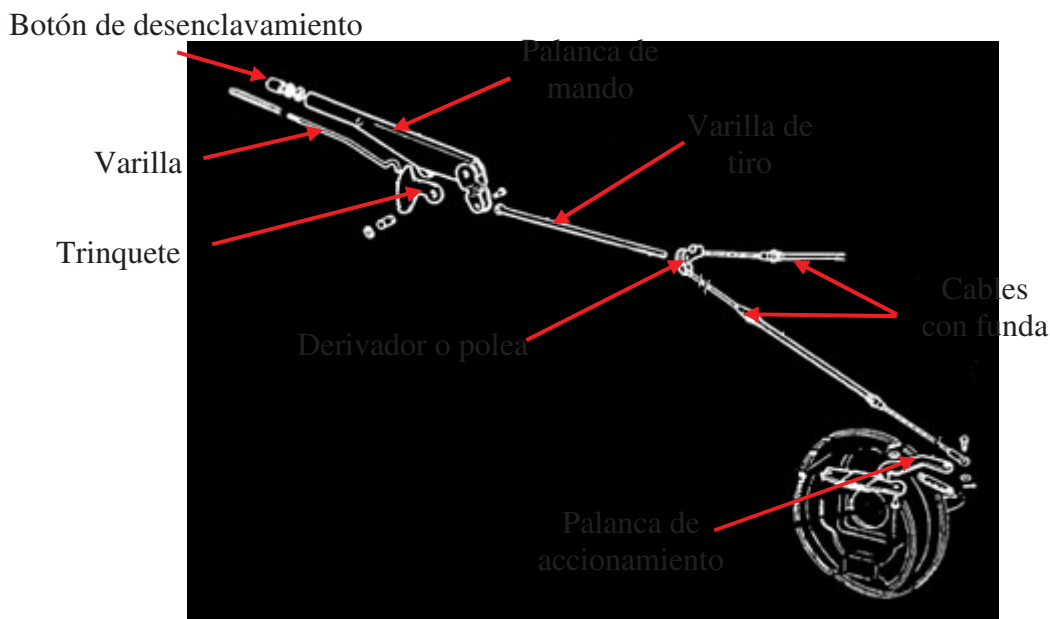


Imagen 45. Elementos de un freno de mano

2.4.7.1 Palanca de mando

Este sistema se actúa mecánicamente accionado manualmente, al girar la palanca (1) hacia arriba, la uñeta del trinquete (4) se desliza a lo largo de los dientes de esta parte, permaneciendo fija en la posición deseada (impidiendo que la palanca baje). Este movimiento de la palanca al girar sobre su eje acciona la varilla (3) y los cables que accionan los dispositivos de frenado (palanca de freno de mano).

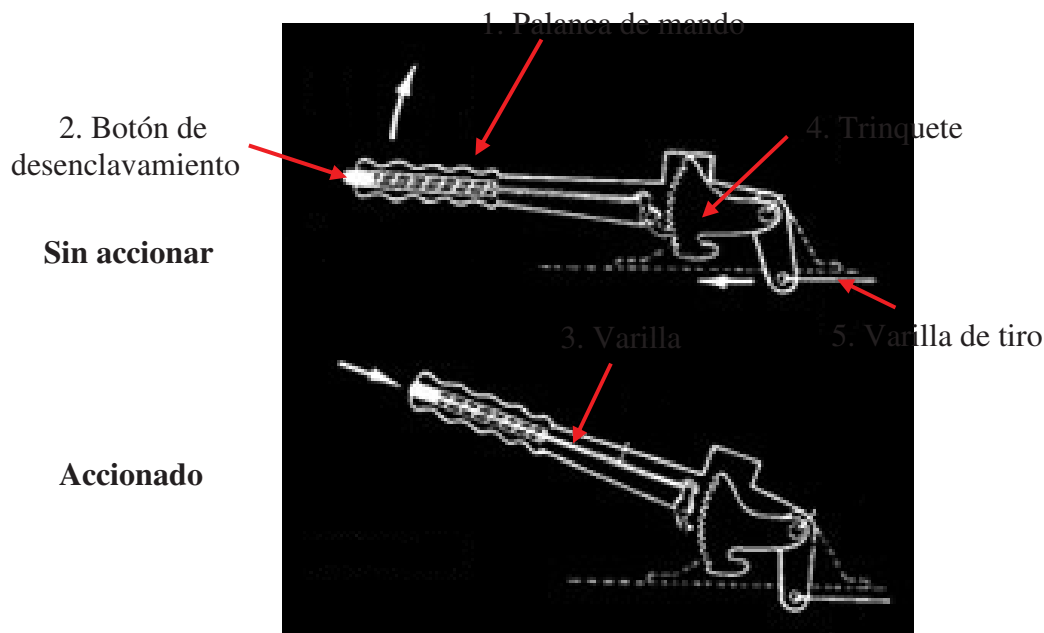


Imagen 46. Posiciones de la palanca de mando

Para desbloquear el freno de mano pulsamos sobre el botón de desenclavamiento (2) que acciona la varilla (3) separándola del trinquete (4), con lo cual permite el giro angular de la palanca (1) hacia abajo (posición de desbloqueo), destensando el cable de tiro sobre la palanca del tambor de freno o de disco.

2.4.7.2 Polea

Este elemento se encarga en repartir las fuerzas por igual a ambos dispositivos de frenado en cada rueda, para así poder realizar la misma fuerza de frenado en ambas ruedas.

2.4.7.3 Cables

Son los encargados de transmitir la fuerza desde la palanca del freno de mano hasta la palanca de bloqueo del tambor de freno.

2.4.7.4 Palanca de accionamiento

Esta palanca es accionada por la tensión del cable dando lugar al bloqueo de las zapatas o pastillas.

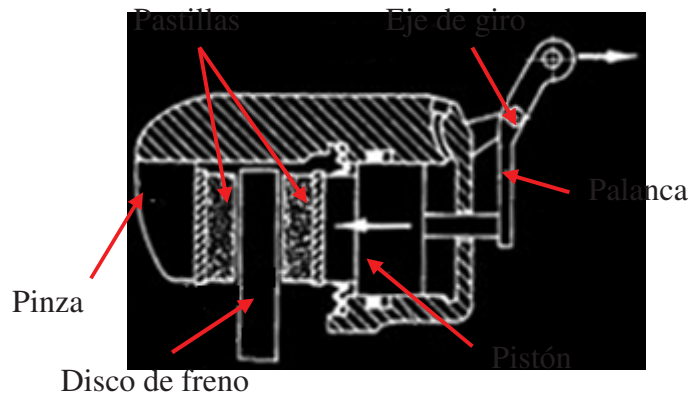


Imagen 47. Palanca de accionamiento en frenos de disco

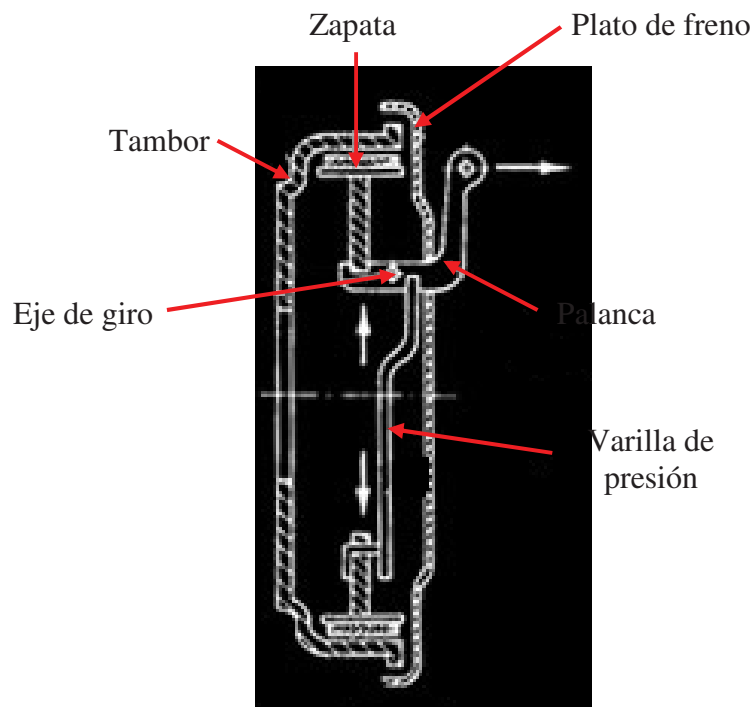


Imagen 48. Palanca de accionamiento en frenos de tambor

2.4.8 Correctores de frenada

[1] Cuando frenamos, la carga que soporta cada eje depende de la velocidad y de la deceleración. Entre el 60 – 70 % recae en el eje delantero y entre 40-30 % en el eje trasero.

Debido a esto, al dimensionar los frenos, el fabricante de frenos tiene en cuenta el sobre dimensionamiento en el eje delantero, ya que es donde mayor carga recae. Para el eje trasero, sin embargo, necesitamos modular dicha presión, ya que si se recibe la misma presión en

ambos ejes, las ruedas traseras podrían bloquearse y perder la estabilidad del vehículo.

Estos dispositivos se montan para evitar dicho bloqueo en el eje trasero, y son conocidos como compensadores o limitadores de frenada.

Los más utilizados son:

- Compensador fijo, independiente de la suspensión
- Compensador limitador en función de la carga del vehículo.
- Compensador integrado en los bombines traseros.
- Compensadores en función de la deceleración.
- Válvulas compensadoras en función de las presiones.

2.4.8.1 Compensador fijo.

Este compensador limita la presión en el eje trasero a partir de una consigna previamente establecida (Ej. 28 bar). Simplemente, cuando la presión supera este valor, el limitador cierra el paso del líquido de frenos.

2.4.8.2 Compensador limitador en función de la carga del vehículo.

El limitador no sigue una consigna sino que depende de la fuerza que ejerza el resorte contra el émbolo. La fuerza del resorte dependerá de la carga del vehículo, a mayor carga, mayor sería la fuerza contra el émbolo y por tanto mayor presión a la salida por las canalizaciones a las pinzas o bombines.

2.4.8.3 Compensador integrado en los bombines.

Son dispositivos que regulan y limitan la presión del bombín. Cuando la presión que manda la bomba supera la presión límite, el dispositivo cierra el paso del líquido de frenos.

2.4.8.4 Compensador en función de la desaceleración

Es conocido como compensador de inercia. El dispositivo es accionado por la desaceleración, y por tanto dependerá también de la carga del vehículo.

2.4.8.5 Válvula compensadora en función de la presión

Este dispositivo compensador se monta a la salida de la bomba de frenos o del conducto hidráulico del ABS, y en las canalizaciones para el eje trasero. Cuando se aplica una fuerza pequeña en el pedal, la válvula dosificadora permite el paso normal del líquido, pero, a mayor fuerza, la válvula reduce la presión del líquido a los frenos traseros.

Aunque en algunos modelos, que disponen de ABS y EBD, no se instalan correctores de frenada. La fuerza de frenado de las ruedas traseras se controla por la distribución de freno electrónica (EBD), actuando como válvula dosificadora trasera. El sistema EBD emplea el sistema ABS para regular el derrapare de las ruedas traseras.

2.4.9 Líquido de frenos

[1,16] Los líquidos de frenos al pisar el pedal del freno transmiten la presión hidráulica al sistema de frenado.

Las normas que clasifican a los líquidos de frenos son muy parecidas entre sí: J1703, ISO4925, FMVSS116. Actualmente, la normativa más empleada es DOT (Department of Transportation) que agrupa las FMVSS116.

Comprobación	FMVSS116			SAE J1703
	DOT 3	DOT 4	DOT 5	11.1983
Requisitos/nivel				
Puntos de ebullición en seco en °C (mínima)	205	230	260	205
Punto de ebullición en húmedo, en °C (mínima)	140	155	180	140
Viscosidad en frío a -40°C, en mm ² /s	1500	1800	900	1800

Tabla 3. Características líquidos de frenos

2.4.9.1 Propiedades de los líquidos

Para un correcto funcionamiento deberán de observarse una serie de propiedades:

- Punto de ebullición en seco

Define la máxima temperatura del líquido antes de cambiar a estado gaseoso. Al superar dicha temperatura, se puede llegar a la formación de burbujas de vapor en el líquido perdiendo eficacia.

- Punto de ebullición húmedo

El líquido de frenos absorbe la humedad al ser higroscópico, perdiendo sus propiedades y descendiendo considerablemente su temperatura de ebullición.

El punto de ebullición húmedo mide el punto de ebullición con un porcentaje de agua de $\pm 3,5 \%$.

La absorción de agua por las propiedades higroscópicas es el principal motivo del cambio del líquido de frenos.

- Viscosidad

Esta propiedad debe ser lo más independiente posible de la temperatura ya que el líquido habrá de trabajar a altas temperaturas.

- Propiedades anticorrosivas

El líquido debe tener propiedades anticorrosivas para evitar la oxidación de los elementos férricos del circuito.

- Compatibilidad con los elastómeros

Igualmente el líquido de frenos debe ser compatibles con los elastómeros, ya que éstos se utilizan en varias partes del circuito.

2.4.9.2 Tipos de líquidos de freno

Siguiendo la normativa FMVSS116, las características de los más usuales son.

- DOT 3

Es el líquido más usual, su formulación es a base de glicoles.

Bajo precio y disponibilidad sin dificultad en comercios.

Puede producir deterioro en retenes de goma natural de los cilindros.

Ataca la pintura.

Altamente higroscópico. La humedad que posea el líquido puede causar corrosión en las partes metálicas del circuito

- DOT 4

Es el más utilizado en la actualidad. Su formulación es a base de glicoles.

Buena disponibilidad comercial

Menos higroscópico que el DOT 3.

Punto de ebullición más alto que el DOT 3.

Precio más elevado que el DOT 3.

Ataca la pintura.

- DOT 5

Su formulación es a base de silicona, por lo que es conocido también como líquido para frenos de silicona.

Al no estar formulado a base de glicoles, no ataca la pintura.

No es higroscópico.

No ataca a la goma en cualquiera de sus formulaciones (sintéticas o naturales), a excepción de las formulaciones más antiguas.

Presenta incompatibilidades con el DOT 3 y el DOT 4.

Al no ser higroscópico, cualquier acumulación de humedad tiende a depositarse en puntos concretos del circuito, generalmente cerca de los purgadores, en las partes que quedan más bajas que estos, por lo que es difícil eliminarla, y por tanto puede favorecer la corrosión.

Es ligeramente compresible, lo que puede provocar que el pedal baje un poco más de lo corriente.

Al usarlo, el circuito debe ser purgado a conciencia, repitiendo el proceso tantas veces como sea necesario. Una burbuja que quede, puede aumentar su tamaño con el tiempo

Su coste es elevado

No se consigue con mucha facilidad

2.5 EFECTO “FADING”, SOBRECALENTAMIENTO DE LOS FRENOS

[11]Una fuerza, que provoca un cambio en el valor de la velocidad, no es más que energía transmitiéndose de un cuerpo a otro, por tanto se puede hablar igual de fuerza que de energía.

Un vehículo en movimiento posee una gran energía cinética proporcionada por el motor, para pararlo, tenemos que quitarle dicha energía.

Sabemos que, «la energía no se crea ni se destruye, sino que se transforma», Por lo tanto, la energía cinética que pierde el vehículo no puede destruirse, sino que tiene que transformarse o transferirse a algún sitio. Precisamente, los frenos son los encargados de transferir esa energía a otro lugar. En los frenos mecánicos esta energía es absorbida por las superficies de fricción del freno, que se calienta. Es decir, la energía cinética se ha transformado en energía térmica, que de momento absorbe los elementos del freno.

Cuando alguno de estos elementos del freno acumula demasiada energía, cambiarán sus propiedades físicas y perderá su eficacia. Y esto puede pasar tanto en las superficies de frenado en si (Por ejemplo el aumento de su tamaño, dilatación térmica), como en los elementos que transmiten la fuerza (por ejemplo, el líquido de frenos puede hervir). Esto es lo que se conoce como el efecto “fading”.

Por suerte la termodinámica nos ayuda, ya que se produce un gran intercambio de calor entre los elementos del frenado y el aire de su alrededor que se va renovando continuamente debido a la velocidad del vehículo.

Por medio de este intercambio de energía, a través del aire, vemos que los frenos de discos (ya que están en continuo contacto con el aire) se refrigeran mejor y más rápidamente que los frenos tambor (ya que estos están cerrados)

Aunque un abuso prolongado de los frenos puede llevar a que se acumule demasiada energía en ellos, sin dar tiempo a que se refrigeren, produciendo el fatal *fading*.

[2]Existen diferentes tipos de fading según el motivo:

- Fading clásico
Debido al uso continuo de los frenos.
- Fading a altas velocidades
Cuando se usa el freno repentinamente a alta velocidad.
- Fading retardado
Muy peligroso y potente cuando no afecta por igual a los frenos de un mismo eje.
- Fading por agua
Más en los de disco que en los de tambor.

2.6 OTROS MECANISMOS DE FRENADO

[11]En el caso que nos ocupa, un freno es un dispositivo capaz de decelerar un vehículo a voluntad del conductor, cualquiera que sea la fuente energética para conseguirlo.

2.6.1 Freno motor

Se trata de usar el mismo motor de impulsión para el frenado, usando las fricciones internas de éste. Al dejar de acelerar el propio motor ejerce cierta retención que es mayor cuanto menor sea la relación de marchas.

La forma más conocida de frenar sin frenar, sin accionar el pedal del freno, es el freno motor, a lo que se le suele llamar retención. Cuando dejamos de acelerar entran en juego las fricciones internas del motor y las transmisiones llevándose gran cantidad de energía cinética que tenía el vehículo, frenándolo por tanto. Lógicamente todo este proceso tiene lugar si la transmisión está engranada, es decir, no tenemos el pedal del embrague pisado, porque de ser así no se transmitiría esta pérdida de energía a las ruedas.

Usado con inteligencia el freno motor, natural en todos los vehículos, es muy útil para alargar la vida de los sistemas convencionales de frenado propiamente dicho, reduciendo también el riesgo de sufrir el efecto fading por uso excesivo de los frenos, en una pendiente descendente. En resumen, una conducción inteligente aumenta la vida de los frenos.

2.6.2 Freno electromagnético

Muchos vehículos pesados incluyen un freno electromagnético, también llamado freno eléctrico o reostático, pues evitan que estos vehículos se aceleren cuesta abajo, usándose como complemento de los convencionales, que no como sustitutos.

El freno electromagnético es aquel que produce la fuerza necesaria para el frenado por medio de la energía eléctrica, a través de un electroimán. A grosso modo, sería un electroimán fijado a la carrocería del vehículo que frenaría un disco metálico fijado a la rueda.

El campo magnético creado por el electroimán atraviesa el disco en movimiento generando en él unas fuerzas electromagnéticas inducidas que causan una circulación de corrientes inducidas llamadas corrientes de Foucault que tienen sentido opuesto a la causa que las genera (ley de Lenz), es decir al movimiento del disco, frenándolo, siendo este efecto mayor cuanto más intenso sea el campo magnético creado por el electroimán y sobre todo cuanto más elevada sea la velocidad del disco, es decir la del vehículo.

El que estos frenos sean proporcionales a la velocidad que lleva el vehículo es por lo que lo hacen ideal como sistema controlador automático de la velocidad en pendiente descendente, sin tener que emplear los frenos de fricción y por tanto reduciendo en gran medida el riesgo de efecto fading.

Estos frenos también producen calentamiento del disco, por lo que también habrán de refrigerarse, aunque la temperatura no afecta mucho a la resistencia eléctrica, por lo que no padecen efecto fading.

2.7 FRENO REGENERATIVO

[11, 17, 18 ,19 ,20 ,21 ,22]El freno regenerativo es un dispositivo que permite reducir la velocidad de un vehículo transformando parte de su energía cinética en energía eléctrica o de otro tipo. Esta energía es almacenada para un uso futuro. El freno regenerativo en trenes eléctricos alimenta la fuente de energía del mismo. En vehículos de baterías y vehículos híbridos, la energía es almacenada en un banco de batería o un banco de condensadores para un uso posterior.

La frenada regenerativa no es tan nueva, en los trenes eléctricos se usa desde los años 60. Se diseñaron para paliar el desgaste de las pastillas y de los discos de freno. La electricidad producida, teóricamente se devolvería a la red eléctrica, aunque en un principio se disipaba en resistencias puestas al efecto. Actualmente la incorporan nuestros trenes de Alta Velocidad de las series 104 a 112 y en los metros de todas las ciudades.

Los frenos regenerativos son muy conocidos como KERS, acrónimo inglés de Kinetic Energy Recovery System, aunque este término es más usado en la Fórmula1 con su volante de inercia. Un temprano ejemplo de este sistema para el vehículo eléctrico fue el Freno Regenerador de energía, desarrollado en 1967 para el vehículo Amitron, accionado completamente por baterías recargadas por frenado regenerativo en fase prototipo. Este sistema lo introducen, actualmente, todos los fabricantes de coches eléctricos como Toyota con su sistema Prius, Volvo, Fiat o BMW.

Un vehículo adquiere una energía cinética al acelerar, que pierde lentamente si dejamos de hacerlo debido a las fuerzas en contacto del movimiento al que están sometidos, pero que si queremos que la pierdan más rápidamente, debemos aplicar una fuerza para ello. En un freno convencional se utiliza normalmente la fricción entre dos elementos disminuyendo el movimiento y calentando ambos elementos, es decir, transformamos energía cinética en calorífica.

En un freno regenerativo, sin embargo, se utiliza un sistema eléctrico motor/generador, para transformar la energía cinética en eléctrica.



Imagen 49. Freno regenerativo

Su funcionamiento se basa en que un motor eléctrico puede convertirse en generador cambiando sus conexiones y recibiendo energía en lugar de darla. Se trata de aprovechar las corrientes generadas en un freno electromagnético. Existen dispositivos de conmutación de conccionado al frenar, como los sensores de efecto Hall en los motores de corriente continua brushless (sin escobillas), para saber la posición del rotor y saber cómo se han de canalizar las corrientes generadas hacia los sistemas de almacenamiento (baterías o supercondensadores)

En la frenada el sentido de la corriente en el rotor es contraria a cuando funciona como motor, notándose este paso en una disminución de la velocidad ya que las ruedas pasan a mover el motor en lugar de ser impulsadas por él, venciendo sus resistencias internas.

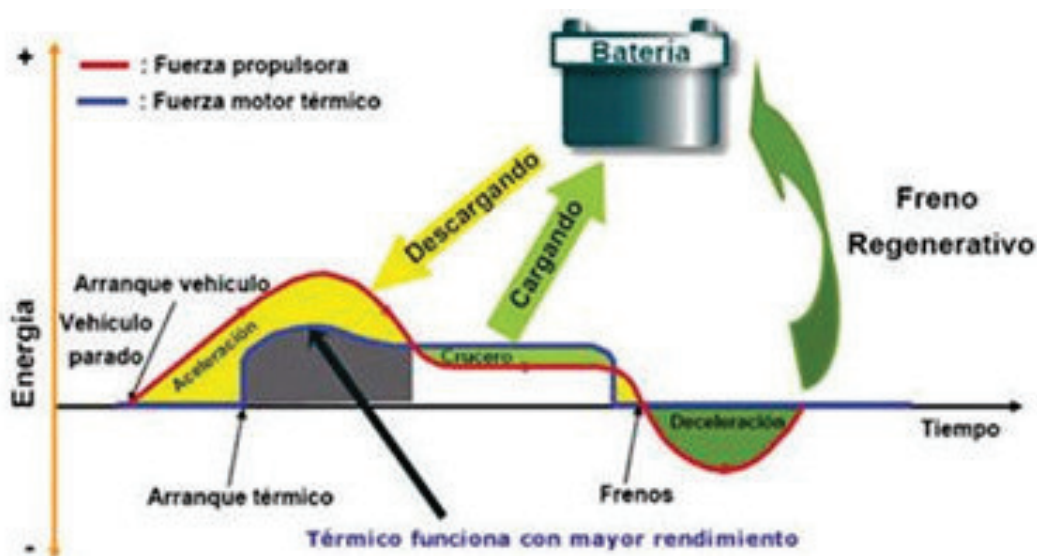


Imagen 50. Esquema de freno regenerativo

Las ventajas de este sistema son claras:

- Es ecológico. Ahorra combustible y es renovable.
- Es económico. Por la misma razón.
- Mejora las prestaciones.
- Preserva los frenos ordinarios.

La forma de tratar la energía recuperada difiere ligeramente de unos vehículos a otros, aunque todos tienen algo en común, buscar el ahorro de consumo y prolongar la autonomía del coche sin perder por ello prestaciones o confort. Simplemente vamos a aprovechar una energía que en un vehículo sin este sistema se desperdiciaría, siendo además una fuente de energía limpia, gratuita y renovable.

En un vehículo híbrido la energía recuperada se utiliza para mover el coche si hay carga suficiente, resultando este movimiento totalmente gratuito, base del ahorro energético de estos vehículos. En un coche enteramente eléctrico, la energía recarga las baterías, aunque suponga un pequeño porcentaje de la capacidad de las mismas, al tener que ser éstas de mucha capacidad.

En los vehículos con tecnología de micro-híbridación o Start-Stop, que detienen el motor cuando el vehículo se para, precisamente se emplea la energía recuperada y almacenada para volver a arrancar el motor de combustión.

Las desventajas también existen:

- A baterías cargadas no funciona.
- A velocidades lentas pierde eficacia.
- Potencia discreta.
- Son muy caros.
- Son muy pesados.

Cuando las baterías se llenan no es posible que admitan más carga por lo que la electricidad no puede evacuarse. Además, cuanto menor es la velocidad, menos resistencia crea el conjunto de generador/transmisión, por lo que llega un momento en el que no es capaz de detener el vehículo por completo, luego es necesario dotar al vehículo de un freno convencional. Es por ello que los vehículos con freno regenerativo tienen que llevar también frenos convencionales, aunque de menores dimensiones y con un desgaste menor debido a su poco uso.

Ya hemos visto que estos frenos no son sustitutos sino complementarios, por lo que siguen siendo necesarios los frenos convencionales y ello no sólo porque las baterías puedan llenarse, sino porque la potencia del freno regenerativo de dimensiones discretas es limitado frente a los convencionales, a no ser que se disponga de un sistema eléctrico de esa potencia (como el Mini inglés con un motor en cada rueda).

Lo ordinario es que nuestras frenadas sean de poca potencia y menos cuanto más inteligente sea nuestra conducción, es por ello que puede sacársele bastante partido a un freno regenerativo, a la vez que disminuye mucho el trabajo el de los convencionales.

2.8 AYUDAS ELECTRÓNICAS A LA FRENADA.

[11]Estos sistemas electrónicos accionan, o desactivan, automáticamente los frenos para ayudarnos a controlar el vehículo. Hablamos del ABS y ESP

2.8.1 ABS

ABS es el acrónimo inglés de “Anti-lock Braking System” (sistema de frenado anti-bloqueo). Es un sistema que evita que las ruedas del vehículo se bloqueen en una frenada brusca antes de derrapar.

Si las ruedas giran a la misma velocidad del vehículo, en el proceso de frenada, entonces se produce lo que se conoce como rodadura sin deslizamiento. Es decir, el punto de contacto de la rueda con el asfalto no se mueve. En estas condiciones, la fuerza de fricción entre neumático y pavimento es lo que se conoce como rozamiento estático: aparece la fuerza adecuada para evitar que ambas superficies se deslicen entre sí. Pero dicha fuerza tiene un máximo, si dicho máximo se supera el rozamiento estático se sobrepasa y se empieza a producir el deslizamiento. Una vez empieza el deslizamiento, la fuerza pasa a ser fricción dinámica, y entonces adquiere un valor fijo, independiente de la velocidad.

Pero el valor fijo del rozamiento dinámico es significativamente menor a la fuerza máxima de fricción estática. Esto lo podemos notar al arrastrar un mueble pesado: si empezamos empujando suavemente, veremos cómo no ocurre nada, aún no hemos superado el umbral de la fuerza estática, por lo que ésta compensa nuestro empuje y el mueble se queda en su sitio. Al esforzarnos más aplicando mayor fuerza, finalmente el mueble se empezará a mover. A partir de entonces, nos cuesta bastante menos proseguir el movimiento, incluso es fácil conseguir una velocidad notable.

En el proceso de frenado, todo esto significa que para maximizar la fuerza de frenado entre el neumático y el pavimento, debemos evitar el bloqueo de las ruedas. Para ello debemos ajustar el freno tanto como sea posible, pero sin pasarnos del umbral de la fuerza estática.

Además, el bloqueo tiene otra característica negativa para la seguridad vial. Como sabemos, para controlar la trayectoria del vehículo lo que hacemos simplemente es cambiar la dirección de las ruedas delanteras. Esto se basa en que la fricción estática siempre aplica su fuerza en la dirección contraria a dónde las superficies intentan deslizarse: si el eje de rotación está girado, el deslizamiento incipiente también lo estará, lo que nos permite orientar la fuerza de fricción hacia donde queramos.

Pero si la rueda se encuentra bloqueada, la fuerza de rozamiento dinámica siempre apunta en el sentido contrario al deslizamiento existente. Y, como la rueda no está girando, da igual la orientación de la misma, el deslizamiento siempre ocurre hacia adelante. Por lo tanto, la fuerza siempre está orientada hacia atrás, independientemente de lo que hagamos con el volante. Por lo tanto, con las ruedas bloqueadas, no hay dirección.

En estas condiciones el ABS al impedir el bloqueo de las ruedas, aumenta ligeramente la distancia de frenado, pero por lo menos permite mantener el control del vehículo.

En cada rueda hay un sensor que mide su velocidad de rotación. El sistema funciona por comparación: si nota que una de las ruedas está sufriendo una desaceleración notable, muy superior a la del resto de las ruedas, se da cuenta que está a punto de producirse el bloqueo y entra en acción. Aunque el sistema debe tener algo de tolerancia, ya que en cualquier curva las cuatro ruedas giran a velocidades distintas.

Para evitar el bloqueo de la rueda, el sistema cierra una válvula en el sistema hidráulico que aísla el freno de la rueda en cuestión del resto del circuito. De esta forma, la presión ejercida sobre el pedal deja de transmitirse. Por si no fuera suficiente, la válvula reduce la presión ejercida con ese freno. De esta forma, la rueda se ve liberada de nuevo, y la fuerza de fricción con el suelo vuelve a hacer que gire.

Entonces, el sistema sigue vigilando la rueda hasta notar que vuelve a acelerar. En ese momento, así que vuelve a abrir la válvula, reconectando el freno en cuestión. De esta forma, se consigue que la frenada siempre esté alrededor del punto de bloqueo, pero sin llegar a él.

El ABS cuando entra en funcionamiento, las válvulas provocan cambios de presión en el líquido de frenos, que en el pedal lo notamos como una especie de martilleo.

2.8.2 ESP

Estas siglas traducidas al español, quieren decir, sistema de control de estabilidad. Este sistema, tiene sensores que miden la velocidad de cada rueda, la posición del volante, y las aceleraciones laterales del vehículo, así como sensores giroscópicos que miden el giro del vehículo.

El mecanismo de actuación inserta válvulas en el circuito hidráulico que llega a cada freno. En la práctica se usan las mismas válvulas que en el sistema ABS, la unidad electrónica de control decide si las válvulas deben reducir la presión de frenado (para el ABS), o aumentarla (para el ESP).

Gracias al sensor en el volante, el sistema sabe hacia dónde se dirige el vehículo, compara esa información con los otros sensores para saber si, efectivamente, el vehículo está dirigiéndose en esa dirección. Si todo está correcto, el sistema no actuará. Pero en cuanto se hace evidente que el vehículo empieza a desviarse de la trayectoria deseada, la centralita electrónica actúa.

Este sistema actúa de la misma manera que un tanque. Para girar a la izquierda, por ejemplo, estos vehículos simplemente hacen que la cadena de la derecha gire más rápido que la de la izquierda. En este sistema ocurre lo mismo: si el ESP detecta que debe corregir la trayectoria para que giremos más hacia la izquierda, frenará una las ruedas de ese lado para que las de la derecha giren más rápido.

Actúa sobre cada rueda individualmente: en el caso de un sobreviraje frenará sobre la rueda delantera del lado exterior, intentando detener la desviación de la parte delantera. En un subviraje actuará, por tanto sobre la rueda trasera interior, intentando que el vehículo pivote a su alrededor.

Estos sistemas, tanto el ABS como el EPS hacen varios análisis por segundo y actúan de manera automática sin que intervenga el conductor que incluso puede llegar a no percatarse del peligro.

Este sistema puede reducir la potencia del motor, para conseguir moderar la velocidad y disminuir la aceleración que pueda inducir al derrape. Sin embargo, esto es contra producido en terrenos deslizantes (nieve o barro), ya que el ESP cortará la aceleración al notar el deslizamiento de las ruedas, por lo que hay que anularlo en estos casos, por lo que algunos vehículos disponen de un pulsador para ello.

3. MATERIALES Y METODOS

3. MATERIALES Y MÉTODOS

En este apartado del proyecto veremos los distintos componentes del sistema de frenado implantado en el vehículo eléctrico, así como la descripción de los materiales que utilizamos para el modelado en herramientas CAD de dicho vehículo. Este modelado en CAD es necesario ya que antes de fabricar o diseñar cualquier parte del vehículo necesitamos saber cuánto ocupa y dónde colocarlo por si fuese necesario realizar modificaciones.

También describiremos los ensayos que realizaremos con el vehículo eléctrico, así como el método de análisis dinámico en el proceso de frenada.

Por último, describiremos y localizaremos en el vehículo los nuevos componentes a implantar en el mismo, así como los procesos de fabricación de éstos.

3.1 DATOS DE PARTIDA: VEHÍCULO ELÉCTRICO DE LA UNIVERSIDADE DE ALMERÍA

[32]El vehículo eléctrico que estamos analizando pertenece al grupo de investigación ARM (Automatización Robótica y Mecatrónica) de la universidad de Almería. Este vehículo fue adquirido a través del Plan Andaluz de Investigación AER, código TEP197.

Ver Anexo 3: [9] Data-sheet vehículo eléctrico

3.2 CARACTERIZACIÓN DEL SISTEMA DE FRENADO DEL VEHÍCULO ELÉCTRICO

El vehículo cuenta con un sistema de *frenos de tambor* en las ruedas traseras y un sistema de *frenos de disco* en las ruedas delanteras, así como un freno de emergencia o para el estacionamiento conocido como *freno de mano*.

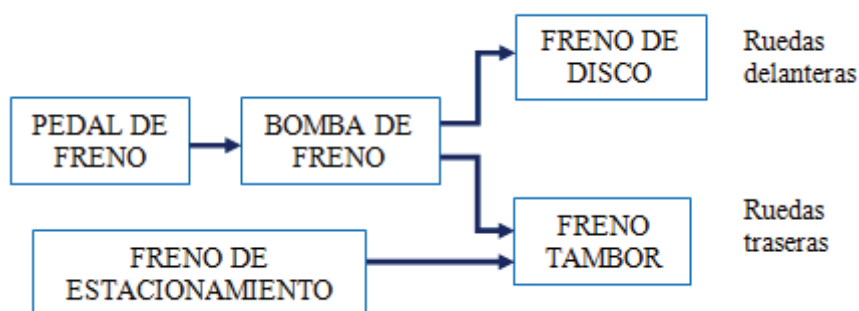


Imagen 51. Esquema del sistema de frenado del vehículo eléctrico de la universidad de Almería

3.2.1 Pedal de freno

Este elemento está situado al alcance del conductor.



Imagen 52. Pedal de freno en el vehículo eléctrico

3.2.2 Bomba de frenos

La bomba de frenos que se encuentra instalada en el vehículo, es una “bomba de doble émbolo de distinto diámetro”, donde los diámetro de sus émbolos suponemos que es de 15 mm para el circuito delantero y 17 mm para el trasero. Esta bomba reparte el fluido en dos circuitos diferentes, uno para el eje delantero y otro para el eje trasero, ya que en caso de rotura o avería de uno de los dos circuitos, sólo dejaría de actuar el circuito dañado y por tanto el otro estaría en perfectas condiciones para realizar el frenado (obviamente sólo funcionaría el otro circuito no dañado).

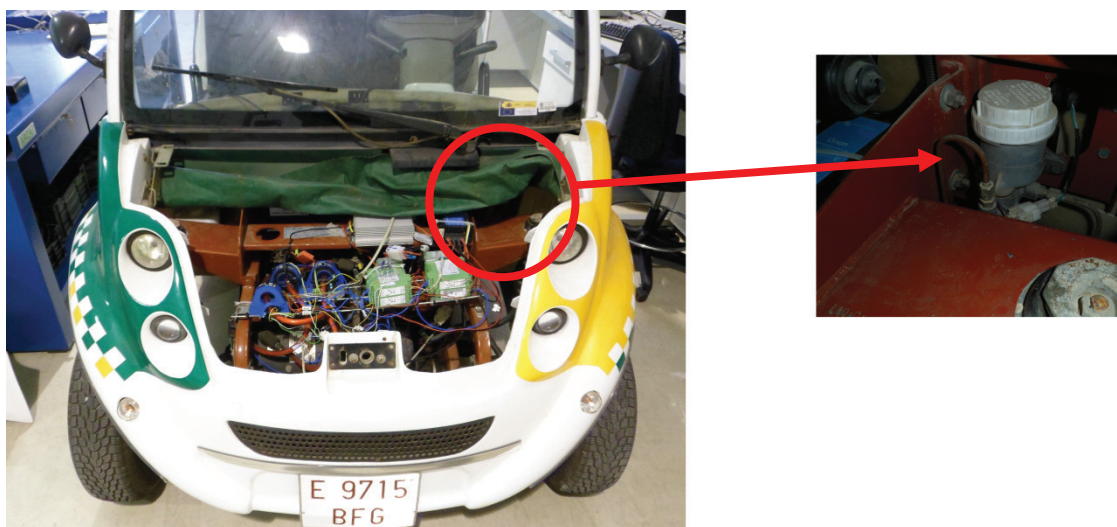


Imagen 53. Bomba de frenos en el vehículo eléctrico

El depósito de líquido de frenos, está colocado de manera que a partir del depósito suministre líquido a ambas cámaras de la bomba de frenos. El depósito tiene dos boquillas conectadas a cada una de las cámaras de la bomba de frenos por separado.

3.2.3 Freno tambor

Situado en el eje trasero del vehículo, y se trata de un Freno de tipo Simplex.

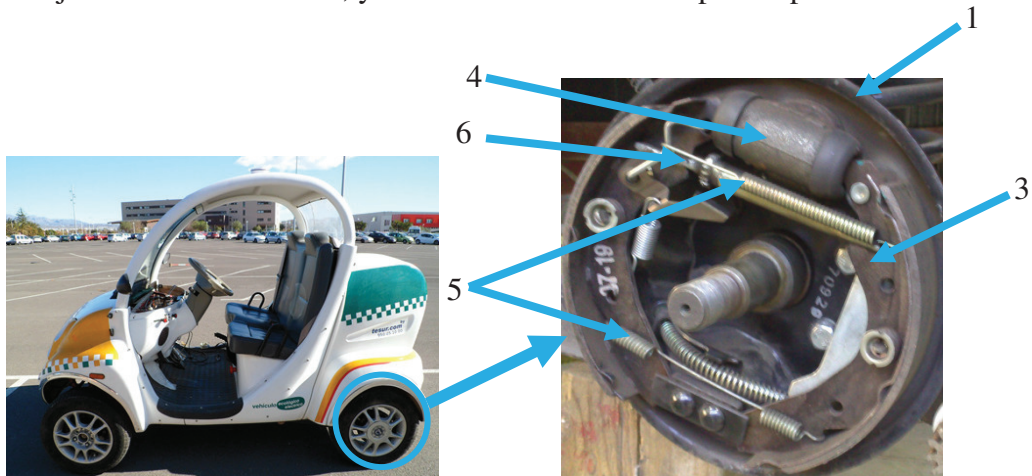


Imagen 54. Freno de tambor en el vehículo eléctrico

Este tipo de freno está formado por:

1. Portafrenos
2. Tambor de frenos
3. Zapatas
4. Dispositivos de tensado de las zapatas (Bombín de frenos de doble émbolo)
5. Resortes de retención y recuperadores
6. Dispositivos de ajuste (Sistema automático Girling)

3.2.4 Frenos de disco

Situado en el eje delantero del vehículo y es un freno de disco con pinza fija.



Imagen 55. Freno de disco en el vehículo eléctrico

Este tipo de frenos está formado por:

- Disco de tipo ventilado
- Pinza fija.
- Pastillas

3.2.5 Freno de mano

Situado entre los dos asientos del vehículo y al alcance del conductor.



Imagen 56. Freno de mano en el vehículo eléctrico

Este elemento acciona, a través de cables y una polea reguladora, una palanca que se encuentra en el freno tambor

En la siguiente imagen vemos los cables del freno de mano que llegan a cada rueda trasera.

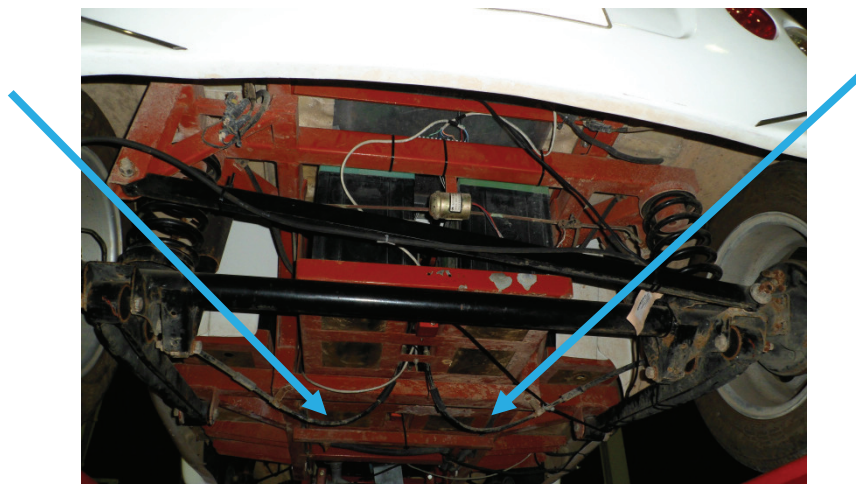


Imagen 57. Cables del freno de mano

3.3 MODELIZACIÓN DE LOS DIFERENTES COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENADO EN CATIA V5

[3]Para la representación o modelado gráfico en 3D hemos utilizado un software informático llamado “CATIA V5”.



Imagen 58. CATIA

Dicho programa informático de diseño integral, mecanizado, cálculo de estructuras... ha sido desarrollado por Dassault Systemes.

Entre sus funcionalidades hemos utilizado para el modelado de las distintas partes que componen un sistema de frenado: croquizado (sketch), operaciones con sólidos, ensamblaje, etc. para un correcto visionado y comprensión de la estructura 3D.

Para el desarrollo hemos ensamblado todo el conjunto sobre el chasis con los mismos ejes de coordenadas, para así poder seguir ampliando la visión del modelado en 3D del coche eléctrico con los distintos proyectos basados en dicho coche.

Para un correcto dimensionamiento del sistema de frenado es necesario, primero, el modelado del chasis del vehículo, el cual hemos medido (con una cinta métrica y un calibre) y modelado cada parte del chasis y del sistema de frenado.



Imagen 59. Cinta métrica y calibre

DISEÑO Y ANÁLISIS DE UN SISTEMA DE FRENADO DE UN COCHE ELÉCTRICO PARA UNA FUTURA IMPLANTACIÓN DE FRENADA REGENERATIVA

El chasis es el esqueleto de acero del vehículo eléctrico donde van sujetos directamente o a través de soportes las distintas piezas que componen el vehículo eléctrico.

Para la medición del chasis y del sistema de frenos, además, necesitamos el elevador que se encuentra en uno de los talleres del CITE II-a. Dicho elevador es capaz de levantar hasta 12000 kg de carga máxima.



Imagen 60. Elevador del CITE IIa de la Universidad de Almería



Imagen 61. Coche eléctrico en el elevador



Imagen 62. Vista del chasis desde abajo

Una vez modelado el chasis, ensamblamos el modelado de cada parte del sistema de frenado del vehículo eléctrico en sus correspondientes localizaciones, a partir de la posición “cero”.

Dicha posición “cero” la situamos en la parte delantera del vehículo, medida con respecto al suelo. Colocamos una barra de madera paralela al suelo para poder medir dicho punto.



Imagen 63. Posición cero del vehículo eléctrico

3.4 ENSAYO EXPERIMENTAL DE FRENADA CON EL VEHÍCULO ELÉCTRICO

Sometemos al coche en el cual estamos analizando a dos ensayos reales con el vehículo en movimiento. Ambos ensayos se realizarán en el parking NORTE de la Universidad de Almería (detrás del gimnasio y pegado al campo de fútbol de césped).



Imagen 64. Localización del ensayo

3.4.1 Materiales

Para la realización del ensayo necesitamos los siguientes elementos:

- Vehículo eléctrico



Imagen 65. Coche eléctrico

El vehículo deberá tener las baterías totalmente cargadas para asegurarnos de tener la máxima potencia.

- Cinta métrica y conos de señalización



Imagen 66. Cinta métrica



Imagen 67. Cono de señalización

La cinta métrica es de 50 m y el cono de señalización tiene la base de madera y el cuerpo de corcho.

- Ordenador portátil con los software: Labview y Matlab para la lectura de datos dados por los distintos sensores ya instalados en el vehículo.
- Sensores de posición, velocidad y corriente, así como las tarjetas de adquisición de datos.

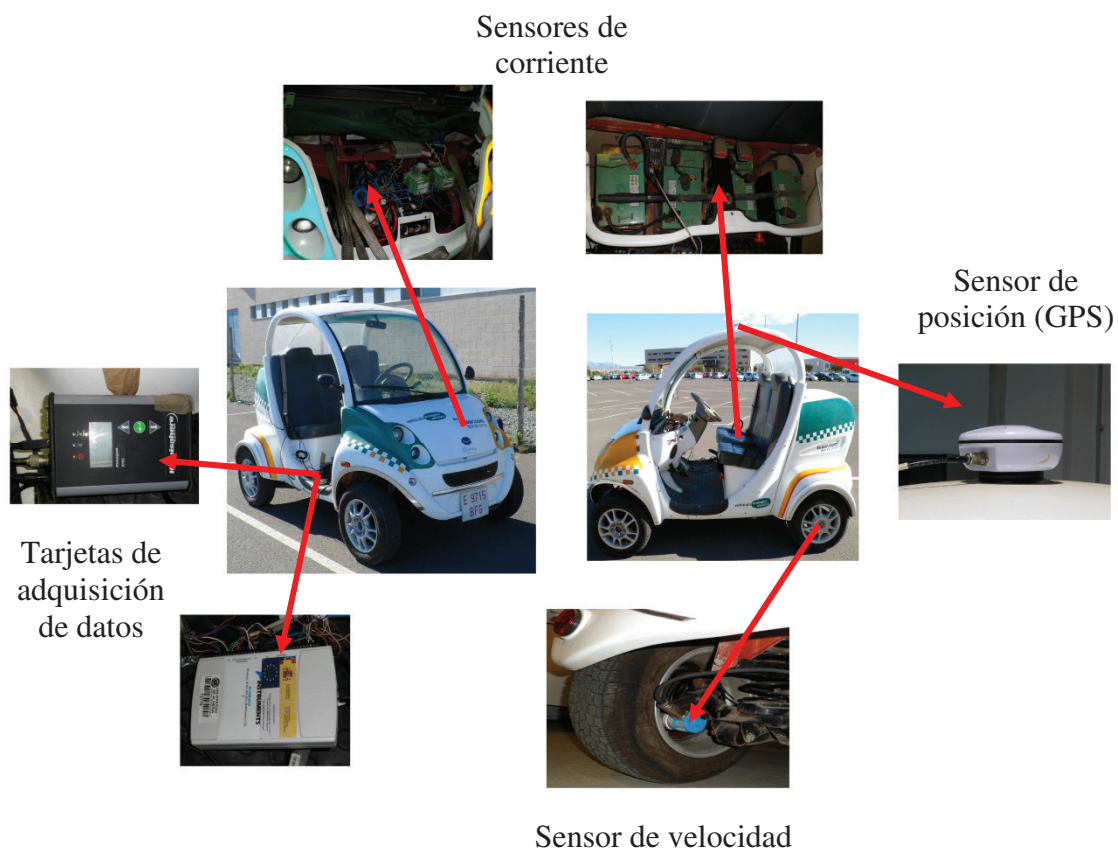


Imagen 68. Esquema de situación de los sensores

3.4.2 Ensayo 1: Desaceleración sin freno mecánico

En el primer ensayo aceleramos el coche hasta una señalización. Al pasar por dicha señalización el conductor suelta el acelerador y espera a que se detenga el vehículo por completo.

Serán necesarias las siguientes mediciones:

- Ensayo 1.1 → pendiente ascendente (1 ocupante)
- Ensayo 1.2 → pendiente ascendente (2 ocupantes)
- Ensayo 1.3 → pendiente descendente (1 ocupante)
- Ensayo 1.4 → pendiente descendente (2ocupantes)

Entre cada prueba habrá que esperar en el punto de salida aprox. 1 minuto para que los neumáticos se enfríen.

Al comienzo de cada repetición se dará al botón “run” en el Labview y una vez terminada la repetición le daremos al stop. El propio Labview enviará los datos al Matlab de manera automática. El motivo de hacer esto es para evitar confusiones a la hora de plasmar los resultados.

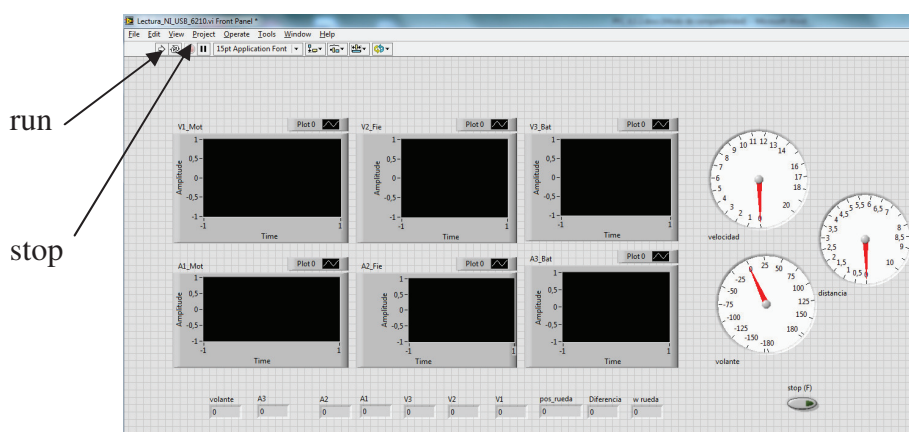


Imagen 69. Interfaz del Labview

3.4.3 Ensayo 2: Desaceleración con freno mecánico

El segundo ensayo se procede de la misma manera, pero al pasar por la señalización el conductor, obviamente soltando también el acelerador, pisará el pedal de freno a fondo.

Serán necesarias las siguientes mediciones:

- Ensayo 2.1 → pendiente ascendente (1 ocupante)
- Ensayo 2.2 → pendiente ascendente (2 ocupantes)
- Ensayo 2.3 → pendiente descendente (1 ocupante)
- Ensayo 2.4 → pendiente descendente (2ocupantes)

Serán necesarias tres mediciones, y entre cada medición habrá que esperar en el punto de salida aprox. 1 minuto para que los neumáticos y frenos se enfríen.

Se procederá con el Labview de la misma manera descrita anteriormente

3.4.4 Condiciones a seguir

- Señalización de la zona de seguridad (conos cada 10 m), señalización en la calzada de la trayectoria a seguir mediante conos y metros de la trayectoria pintados con tiza. Ver Anexo 1: Planos. Plano 9 Ensayo de frenado.
- Vehículo vacío (1 ocupante) y a plena carga (con dos ocupantes).
- La presión en los neumáticos debe ser la adecuada para esa carga dado por el fabricante.
- La calzada debe estar limpia y seca.
- Con ausencia de viento para no tener resistencia aerodinámica.
- Los frenos deberán estar fríos. (Se consideran fríos cuando están por debajo de 100 °C, aunque con la velocidad que alcanza nuestro vehículo será difícil que lleguen a calentarse).
- La calzada será lo menos inclinada posible.
- La trayectoria a realizar es en línea recta.
- Comprobar que al frenar no se desvía de la trayectoria ni bloqueo de las ruedas.

3.4.5 Softwares empleados para el ensayo

Utilizaremos Autocad para la realización del croquis del ensayo.

Para la recogida de datos, dados por el ensayo, se utilizará el Labview que es el software que recoge los datos dados por los distintos sensores y para la representación gráfica, utilizamos el Matlab.

Gracias a las gráficas obtenidas a través de Matlab, veremos claramente la regeneración de energía que obtenemos.

- Autocad

[23]Para la realización del croquis de la localización y colocación de conos de señalización hemos utilizado este software.

Es un software para diseño CAD, dibujo, modelado, dibujo arquitectónico e ingeniería en 2D y 3D. Actualmente es desarrollado y comercializado por la empresa Autodesk.

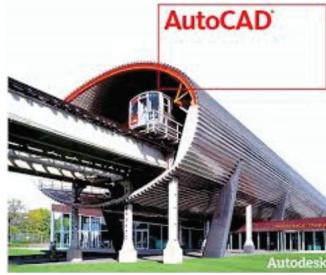


Imagen 70. Autocad

- Labview



Imagen 71. Labview

[24]Es un entorno grafico de programación. Los programas desarrollados en Labview se llaman VI's (Virtual Instruments). Labview consta de una gran cantidad de bloques prediseñados.

Los programas se dividen en dos partes: Panel Frontal, y Diagrama de Bloques.

- Panel Frontal: es la interfaz con el usuario, se utiliza para interactuar con el usuario cuando el programa se está ejecutando. En esta interfaz se definen los controles (los usamos como entradas, pueden ser botones, marcadores etc.) e indicadores (los usamos como salidas, pueden ser gráficas, etc.).
- Diagrama de Bloques: es el programa propiamente dicho, donde se define su funcionalidad, aquí se colocan íconos que realizan una determinada función y se interconectan (el código que controla el programa). Suele haber una tercera parte icono/conector que son los medios utilizados para conectar un VI con otros VIs.

En el panel frontal, encontraremos todo tipos de controles o indicadores, donde cada uno de estos elementos tiene asignado en el diagrama de bloques una terminal, es decir el usuario podrá diseñar un proyecto en el panel frontal con controles e indicadores, dónde estos elementos serán las entradas y salidas que interactuarán con el terminal del VI. Podemos observar en el diagrama de bloques, todos los valores de los controles e indicadores, como van fluyendo entre ellos cuando se está ejecutando un programa VI.

Diagrama de bloques Labview en el Anexo 4

- Matlab

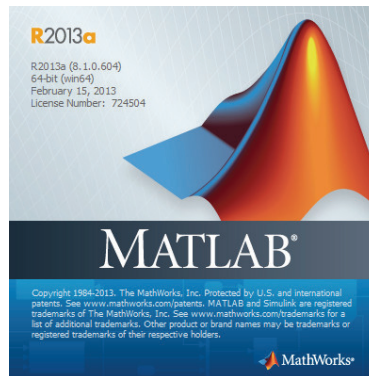


Imagen 72. Matlab

[25] Matlab corresponde a la abreviatura de MATrix LABoratory (Laboratorio de matrices), es una herramienta de software matemático que ofrece un entorno de desarrollo integrado (IDE) con un lenguaje de programación propio (lenguaje M).

Este software dispone de herramientas para la manipulación de matrices, representación de datos, implementación de algoritmos, creación de interfaces de usuario (GUI) y la comunicación con programas en otros lenguajes y con otros dispositivos hardware.

Codificación Matlab en el anexo 5

3.5 ANÁLISIS DINÁMICO

[4, 5, 6, 7, 26, 31] Una vez realizado los ensayos del vehículo eléctrico procederemos al análisis dinámico del mismo, para el análisis dinámico consideraremos al vehículo como un cuerpo rígido y que el frenado se produce en línea recta sin pendiente ni desplazamientos laterales.

Con las suposiciones anteriores el análisis puede obtenerse a través de la Segunda Ley de Newton. A través de esta ecuación podemos conocer cómo se comporta un vehículo en el proceso de la frenada.

$$ma_x = -\frac{W}{g}a_v = -F_{ed} - F_{et} - D_A - W \sin \sigma \quad (1)$$

Donde

W	Peso del vehículo.
g	Aceleración de la gravedad.
a_v	a_v = Desaceleración lineal.
F_{ed}	Fuerza de frenado en el eje delantero.
F_{et}	Fuerza de frenado en el eje trasero.
D_A	Arrastre aerodinámico.
σ	Angulo de inclinación de la pendiente (en caso de haberla).
m	masa

3.5.1 Transferencia de carga entre ejes

Cuando se produce una desaceleración existe una transferencia de carga dinámica de la parte trasera a la delantera, dicha carga se suma a la carga estática inicial. La fuerza máxima de tracción que se puede generar en un eje depende de la carga instantánea y del coeficiente de fricción máximo entre neumático-carretera.

Con las siguientes expresiones podremos calcular las cargas estáticas, así como la transferencia de carga de un eje a otro.

Por tanto, con aceleración nula, tenemos que:

- Carga estática que soporta el eje delantero (W_{ed}):

$$W_{ed} = \frac{C}{L} \times W_T \quad (2)$$

Siendo

C	Distancia horizontal del eje delantero al centro de gravedad
L	Longitud total del vehículo
W_T	Peso total del vehículo

- Carga estática que soporta el eje trasero (W_{et}):

$$W_{et} = \frac{a}{L} \times W_T \quad (3)$$

Siendo

- a Distancia horizontal del eje trasero al centro de gravedad
- L Longitud total del vehículo
- W_T Peso total del vehículo

Con desaceleración, tenemos que la transferencia de carga del eje trasero al delantero puede calcularse mediante la siguiente expresión:

$$TC = \frac{a_v}{g} \times \frac{h_v}{L} \times W_T \quad (4)$$

Siendo

- TC Transferencia de carga
- h_v Distancia vertical del centro de gravedad hasta el suelo

Esta transferencia depende de la desaceleración del vehículo, dicha desaceleración depende del coeficiente de fricción neumático-carretera,

$$a_v = \frac{\sum F}{m} = \frac{\mu W}{m} = \frac{\mu m g}{m} = \mu g \quad (5)$$

Siendo

- g Aceleración de la gravedad.
- μ Coeficiente de fricción neumático- carretera.

Por tanto, esta transferencia de carga se suma al eje delantero y se resta al eje trasero:

$$W_{ed}^* = W_{ed} + TC \quad (6)$$

$$W_{et}^* = W_{et} - TC \quad (7)$$

Siendo

- W_{ed}^* Carga dinámica en el eje delantero.
- W_{et}^* Carga dinámica en el eje trasero.

3.5.1.1 Efecto de la transferencia de carga sobre los neumáticos.

Cuando se produce una frenada, el neumático entra en fricción con el asfalto dando lugar a una desaceleración. Teniendo en cuenta el coeficiente de fricción neumático-asfalto, las fuerzas de frenado en cada eje son:

$$F_{ed} = \mu \times W_{ed}^* \quad (8)$$

$$F_{et} = \mu \times W_{et}^* \quad (9)$$

Siendo

F_{ed} Fuerza de frenado en el eje delantero.

F_{et} Fuerza de frenado en el eje trasero.

Con la transferencia de carga podemos ver que los neumáticos delanteros trabajan más durante el frenado que los neumáticos traseros, de ahí que se desgasten más los neumáticos delanteros.

3.5.1.2 Par de frenada neumático-carretera.

Las fuerzas anteriores provocan un par en los ejes del vehículo, dicho par puede calcularse multiplicándose por el radio efectivo de la rueda. Entonces tenemos que:

$$N_{ed} = F_{ed} \times R_d \quad (10)$$

$$N_{et} = F_{et} \times R_d \quad (11)$$

Siendo

N_{ed} Par de frenada en el eje delantero

N_{et} Par de frenada en el eje trasero

R_d Radio de la rueda

3.5.1.3 Balance óptimo de la frenada.

Desde el punto de vista estático, para alcanzar la frenada con una eficacia del 100%, el cociente de fuerzas de frenado delanteras y traseras deberá ser igual al cociente de fuerzas verticales delanteras y traseras.

$$\frac{F_{ed}}{W_{ed}} = \frac{F_{et}}{W_{et}} \quad (12)$$

Igualmente debe producirse con el vehículo en movimiento de desaceleración, dónde ya hay una transferencia de carga entre ejes. Si invertimos los medios de la expresión, nos queda que el cociente de fuerzas de frenado tiene un valor fijo basado en el diseño del sistema de frenado, luego el cociente de las fuerzas verticales también debe ser constante, y sin embargo sabemos que no lo es, debido a la transferencia de cargas y a la geometría del vehículo, luego esta expresión sólo puede ser verdad para un único valor de desaceleración, es decir a desaceleración constante.

$$\frac{F_{ed}}{W_{ed}^*} = \frac{F_{et}}{W_{et}^*} \rightarrow \frac{F_{ed}}{F_{et}} = \frac{W_{ed}^*}{W_{et}^*} \quad (13)$$

Este balance óptimo hay que tenerlo muy en cuenta a la hora del diseño de un sistema de frenada para conseguir una frenada proporcional evitando el bloqueo de las ruedas por los gravísimos efecto que veremos más adelante.

3.5.2 Fuerzas externas al sistema de frenado

Hay diversas fuerzas que actúan en el proceso de frenada provocando una desaceleración, la más importante es la ejercida por los sistemas de frenos, obtenida con el par de frenada durante los efectos de fricción cuando giran las ruedas, sin embargo también existen otras fuerzas que se oponen al giro de las ruedas tales como el arrastre aerodinámico, la rodadura, el sistema de transmisión y pendiente de la calzada.

3.5.2.1 Acciones aerodinámicas

Estas fuerzas aerodinámicas sólo tiene interés a altas velocidades, ya que a velocidades moderadas o bajas puede despreciarse frente al valor de la fuerza de frenado. En nuestro caso despreciaremos estas fuerzas aerodinámicas ya que el coche al cual estamos sometiendo en estudio el sistema de frenado sólo alcanza velocidades en un rango de velocidades bajas a moderada.

Aun así si quisiéramos afinar más este análisis, tendríamos en cuenta este efecto según las siguientes expresiones:

$$\sum F_x = F_b + CV^2 \quad (14)$$

Dónde:

$F_b = F_{xr} + F_{xt}$ Fuerza total de frenado en las ruedas delanteras y traseras.
 $C = 1/2\rho C_D A$ Factor de arrastre aerodinámico

Por tanto:

$$\int_0^{SD} dx = m \int_{V_0}^0 \frac{V dV}{F_b + CV^2} \quad (15)$$

Entonces quedaría la distancia de parada como:

$$L_t = \frac{m}{2C} \ln \left[\frac{F_b + CV_0^2}{F_b} \right] \quad (16)$$

3.5.2.2 Resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura también la despreciaremos en nuestro cálculo debido a que su influencia es muy pequeña frente a la fuerza de frenado.

Aunque si quisiéramos calcularla se haría a través de la siguiente expresión:

$$R_{xf} + R_{xr} = f_r (W_f + W_r) = f_r W \quad (17)$$

El parámetro “ f_r ” es el coeficiente de resistencia a la rodadura. Dicha resistencia siempre se opone al movimiento, es decir, ayuda en un pequeño porcentaje a la frenada.

3.5.2.3 Resistencia del motor y transmisión

Esta resistencia también la despreciaremos en nuestros cálculos, aunque son muy a tener en cuenta para emplear el motor como freno. No así para el análisis del sistema de frenos, que ha de hacerse independiente del motor y la transmisión.

3.5.2.4 Resistencia debida a pendientes

La pendiente de la calzada influye directamente en la frenada, influyendo positivamente cuesta arriba y negativamente cuesta abajo. La pendiente es definida en función de la elevación vertical realizada por el vehículo y la longitud de carretera recorrida. Por tanto la fuerza R_g adicional que actúa sobre el vehículo en función de la pendiente será:

$$R_g = W \text{sen} \sigma \quad (18)$$

Para pendientes de inclinación reducida, tenemos que:

$$\sigma \text{ (radianes)} \approx \text{Pendiente} = \frac{\text{Subida}}{\text{Longitud Carretera}} \quad (19)$$

$$R_g = W \text{sen} \sigma \approx W \sigma \quad (20)$$

No obstante, este efecto no lo tendremos en cuenta en nuestro análisis puesto que se ha establecido un análisis sin pendiente por simplificación en los cálculos.

3.5.3 Transmisión de la fuerza

Las fuerzas y presiones se transmiten desde que presionamos el pedal del freno hasta que se accionan los dispositivos de tensado (pinzas y bombines), todo esto lleva consigo una serie de cálculos que iremos describiendo.

3.5.3.1 Pedal del freno

A través del principio de la palanca calculamos la fuerza transmitida desde el pedal del freno hasta la bomba de frenos.

Dónde la relación del pedal viene dada por R: a/b

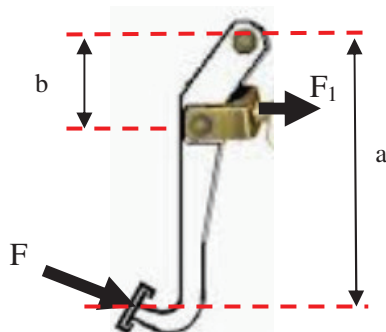


Imagen 73. Medidas pedal de freno

Siendo

F= Fuerza ejercida con el pie

F₁= Fuerza transmitida a la bomba de frenos

$$F_1 = F \times \frac{a}{b} \quad (21)$$

3.5.3.2 Presión de la bomba de frenos

Cuando se transmite una presión en un fluido, dicho fluido la transmite por igual a todos sus puntos (principio de Pascal). En nuestro caso, al disponer de una bomba de frenos con dos circuitos separados accionados por un mismo émbolo pero con distintos diámetros en cada cámara, podremos calcular las presiones para cada circuito a partir de la siguiente fórmula:

$$P_C = \frac{F_1}{S} \quad (22)$$

Siendo

S Superficie del émbolo

P_{bomba} Presión que ejerce la bomba de frenos a cada circuito

3.5.3.3 Presión en los dispositivos de tensado

Supondremos que no se producen pérdidas a lo largo de todo el circuito y que el fluido es incompresible. Por tanto, tenemos que:

$$P_{CD} = P_{pinza} \quad (23)$$

$$P_{CT} = P_{bombín} \quad (24)$$

Siendo

P_{CD} Presión que ejerce la bomba en el circuito delantero

P_{CT} Presión que ejerce la bomba en el circuito trasero

P_{pinza} Presión que ejerce la pinza del freno de disco

$P_{bombín}$ Presión que ejerce el bombín del tambor de frenos.

3.5.4 Pares de frenado producidos por los frenos de disco y por los frenos de tambor

Los frenos de disco y de tambor ejercen un par de frenado sobre los ejes del vehículo, los cuales surgen a partir de la fricción entre la pinza y las pastillas, y entre el tambor y las zapatas. Para el cálculo de dichos pares de frenado optamos, para la simplificación en los cálculos, por la misma metodología para ambos sistemas.

Primero necesitamos conocer la fuerza lineal que ejerce cada pinza o bombín, que se calculará mediante la siguiente expresión:

$$F = n^{\circ} \text{ pistones} \times P \times A \quad (25)$$

Siendo

F La fuerza lineal ejercida por el bombín o pinza según convenga.

P Presión que ejerce la pinza o bombín según convenga.

A Área de las pastillas o zapatas según convenga.

Una vez calculada dicha fuerza, necesitaremos conocer la fuerza de rozamiento que ejerce las zapatas o pastillas contra el tambor o disco, dicho rozamiento viene condicionado por el coeficiente de rozamiento de dichas pastillas o zapatas. Por tanto, tenemos que la fuerza de fricción:

$$F_{fricción} = F \times \mu \quad (26)$$

Siendo

$F_{fricción}$ La fuerza de fricción entre pastilla-disco o zapata-tambor

F La fuerza lineal ejercida por el bombín o pinza según convenga

μ Coeficiente de rozamiento de las pastillas o zapatas

Con la fuerza de fricción y el radio efectivo de la pastilla o zapata de freno es fácil calcular el par de frenado transmitido a las ruedas, entonces:

$$N_{\text{frenado}} = n^{\circ}\text{pastillas} \times F_{\text{fricción}} \times R_{\text{ef}} \quad (27)$$

Siendo

N_{frenado} Par de frenado en cada rueda
 R_{ef} Radio efectivo de la pastilla o zapata según convenga

A partir de la expresión anterior y dividiendo entre el radio efectivo de la rueda podemos calcular la fuerza de frenado en cada rueda.

$$F_{\text{frenado}} = \frac{N_{\text{frenado}}}{R_d} \quad (28)$$

Siendo

F_{frenado} Fuerza de frenado en cada rueda
 R_d Radio efectivo de la rueda

3.5.5 Tiempo y distancia de frenada

Simplificando en gran medida la relación entre diferentes factores a lo largo de la aplicación de una frenada, podemos asumir que las fuerzas que actúan a lo largo de la frenada será constante, es decir, que la desaceleración la suponemos constante.

$$a_v = \frac{F_{xt}}{m} = - \frac{dV}{dt} \quad (29)$$

Dónde:

F_{xt} La suma total de todas las fuerzas de deceleración longitudinales sobre el vehículo (+)

V Velocidad en el momento de la frenada.

Integrando la ecuación anterior, siendo F_{xt} constante, para una desaceleración despreciable obtenemos:

$$\int_{V_0}^{V_f} dV = - \frac{F_{xt}}{m} \int_0^{t_s} dt \quad (30)$$

$$V_0 - V_f = \frac{F_{xt}}{m} t_s \quad (31)$$

Dónde:

t_s Tiempo para el cambio de velocidad.
 V_0 Velocidad inicial.
 V_f Velocidad final.

Al sustituir en (30) dt por dx/V , obtenemos

$$\int_{V_0}^{V_f} V dV = - \frac{F_{xt}}{m} \int_0^{L_d} dx \quad (32)$$

$$\frac{V_0^2 - V_f^2}{2} = \frac{F_{xt}}{m} L_d \quad (33)$$

Dónde:

L_d Distancia recorrida durante la desaceleración.

Como cuando el vehículo ha parado $V_f = 0$, la longitud recorrida será

$$L_t = \frac{V_0^2}{2 \frac{F_{xt}}{m}} = \frac{V_0^2}{2a_v} \quad (34)$$

Y el tiempo de parada (t_p):

$$t_p = \frac{V_0}{\frac{F_{xt}}{m}} = \frac{V_0}{a_v} \quad (35)$$

De lo cual deducimos que:

- El tiempo de parada es proporcional a la velocidad.
- La distancia de parada es proporcional a la velocidad al cuadrado, es decir, si se dobla la velocidad se dobla el tiempo de parada pero se cuadruplica la distancia de parada.

3.5.6 Potencia absorbida

La energía total absorbida por un sistema de frenos, al final de la frenada será igual a la energía cinética (E_c) que llevaba el vehículo al iniciar ésta:

$$E_c = \frac{m}{2} (V_0^2 - V_f^2) \quad (36)$$

La potencia de un sistema de frenos variará según el momento de la frenada, en función de la velocidad que lleve en ese momento y el tiempo transcurrido, siendo ésta máxima para cuando el coche se detiene:

$$\text{Potencia} = \frac{m V_0^2}{2 t_p} \quad (37)$$

3.5.7 Efectos del bloqueo de ruedas

Según se bloqueen las ruedas del eje delantero o trasero el efecto es distinto.

Veamos primero el efecto en las ruedas delanteras. Como sabemos otra de las funciones principales de la rueda es proporcionar la dirección del movimiento del vehículo, consiguiéndolo según la dirección del neumático siempre que esté rodando, pero si se bloquea deja de hacer su función siguiendo el vehículo en la dirección del movimiento, independientemente de la posición de las ruedas. Por tanto podemos concluir que el bloqueo de las ruedas delanteras causa la pérdida del control direccional del vehículo.

Por otro lado cuando se bloquea las ruedas traseras aparecen varias fuerzas, de inercia del vehículo, laterales en las ruedas delanteras, de rozamiento en las traseras, que proporcionan un momento que hace girar el vehículo. Por tanto podemos concluir que el bloqueo de las ruedas traseras produce una inestabilidad direccional.

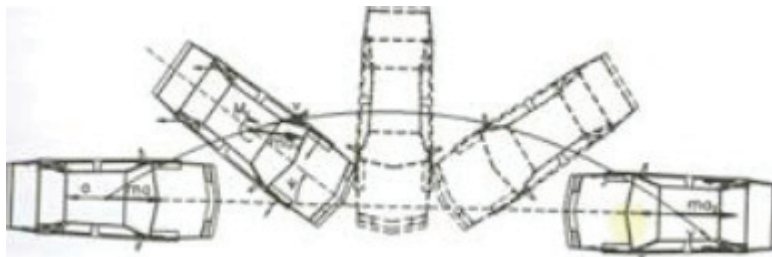


Imagen 74. Bloqueo de las ruedas del eje trasero

3.6 DISEÑO DE LAS MEJORAS EN EL SISTEMA DE FRENADO

Todo lo que hemos visto hasta aquí es lo que ya está implantado en el vehículo eléctrico, y a partir de aquí veremos las futuras mejoras que podrían implantarse en el vehículo en cuanto al sistema de frenado.

Aunque habrá de comprobarse experimentalmente con los ensayos, la primera impresión es que la capacidad de frenado de este vehículo eléctrico de la Universidad de Almería es muy limitada, por lo que vemos la necesidad de la mejora del sistema de frenado con la implantación de un servofreno, para así aumentar la eficacia del sistema, ya que vemos que para que frene adecuadamente es necesario pisar con fuerza el pedal y por tanto resta seguridad y comodidad.

Este elemento proporcionaría al sistema de freno un aumento de la presión en el circuito de frenado (para la misma fuerza ejercida en el pedal) y por tanto una mayor presión de las zapatas y pastillas de freno, y por consiguiente, una reducción en el tiempo y en la distancia de frenado.

Como cuando pisamos el pedal de freno no lo hacemos a una fuerza constante pensamos, para una futura automatización del vehículo, en la implantación de un motor en el eje de rotación del pedal del freno que nos proporcione el par de rotación deseado, y así poder aplicar la misma fuerza de manera constante accionando un botón o través de un programa controlador. Este mecanismo nos proporcionaría un amplio campo en diversos estudios, como hacer que frene sin necesidad de pisar el pedal o incluso a distancia o también frenar de forma automática al detectar con distintos dispositivos la presencia de obstáculos para evitar la colisión.

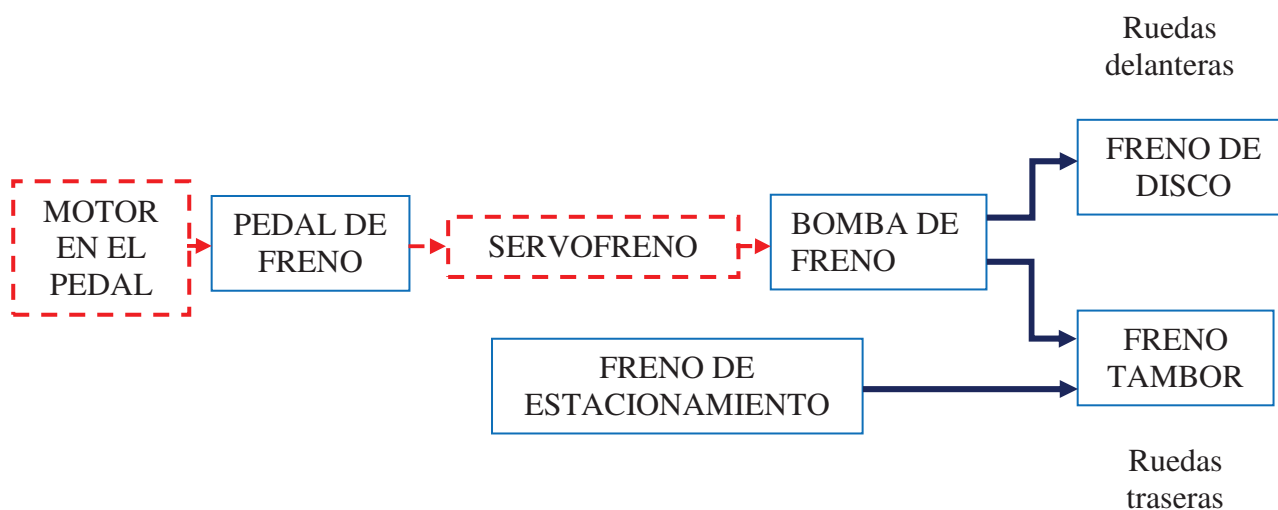


Imagen 75. Esquema de situación de las mejoras

Todos estos nuevos mecanismos necesitan el diseño de soportes para la colocación en el vehículo eléctrico. Estos diseños se realizarán mediante el software CATIA V5.

Viendo que no tendríamos de espacio suficiente, vemos la necesidad de realizar un nuevo soporte que sujetase el eje del pedal y el motor de automatización del pedal del freno, y la modificación de una placa soldada al chasis y una nueva placa que sujetase el servofreno con

la bomba de freno.

Para todo esto también sería necesaria una modificación en la carrocería del vehículo.

Localización de las distintas modificaciones y nuevos soportes:

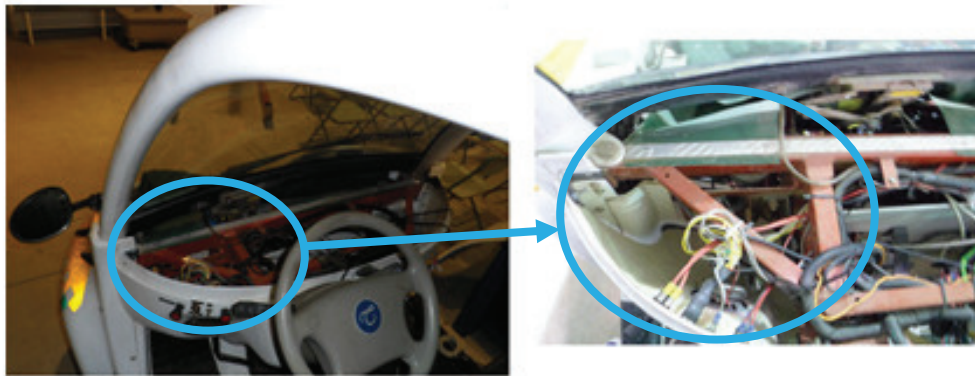


Imagen 76. Localización de las modificaciones

3.6.1 Métodos de fabricación de los nuevos soportes y modificaciones en el chasis y en la carrocería

- Modificación del chasis

Será necesario realizar un corte en una placa soldada al chasis para poder unir la bomba de frenos con el servofreno. Dicho corte ha de realizarse con una sierra capaz de cortar acero.

Proceso de fabricación

Paso 1 → desmontar y retirar el antiguo soporte con el pedal del freno.

Paso 2 → corte del chasis con una sierra portátil suficientemente potente para cortar acero.

- Nuevo soporte soldado al chasis

Fabricaremos y soldaremos un soporte al chasis del vehículo. Dicho soporte llevará sus correspondientes taladros que sujetarán a través de tornillos el servofreno.

Proceso de fabricación

Paso 1 → Fabricación del nuevo soporte:

El material escogido para este soporte será el acero debido a su gran resistencia, partimos de una placa de 300 x 150 mm de 3 mm de espesor.

Primero realizaremos los cortes necesarios para dejar la placa en las medidas deseadas, dichos cortes se realizarán con la máquina “cizalladora” del laboratorio del CITE IV de la universidad de Almería.

Esta máquina de bancada es capaz de cortar metales, para realizar el corte señalaremos en la placa las medidas para realizar el corte.

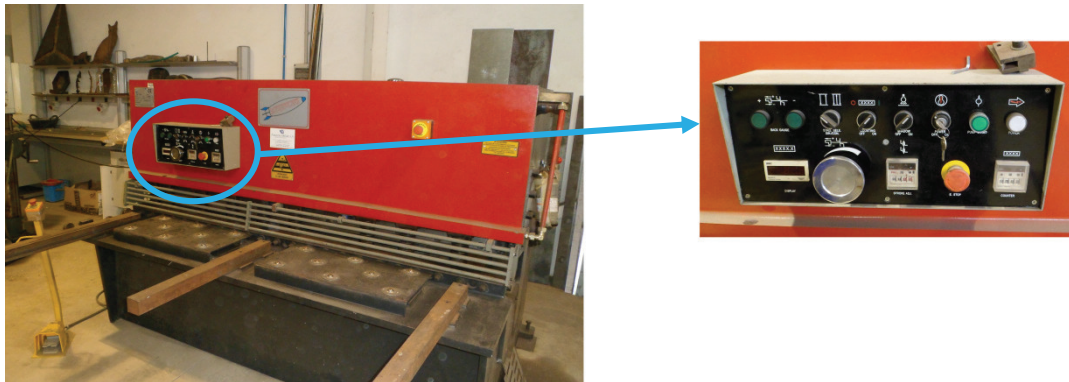


Imagen 77. Cizalladora del cite IV de la Universidad de Almería

En la imagen anterior vemos ampliada el cuadro de control de la máquina.

Características de la máquina:

Marca: Korpleg
Número: 12670908
Modelo: CPA 24
Longitud: 2050 mm
Peso: 4000 Kg
Espesor máximo chapa 40-50 Kg: 4 mm
Motor principal: 25 Kw
Motor tope: 50 Kw
Bomba: 185 c.c
Voltaje: 380 Trifásico
Presión máxima trabajo: 150 Kg
Año: 2008

Luego realizaremos los correspondientes taladros, para la fijación del servofreno, se realizarán con la máquina “taladradora” del laboratorio del CITE IV de la universidad de Almería.

Esta máquina hidráulica de bancada es capaz de realizar taladros en distintos materiales, como por ejemplo en nuestro caso del acero.



Imagen 78. Taladradora del CITE IV de la Universidad de Almería

Características de la máquina:

Modelo: B 40 GSM

Número de serie: 823312

Año de fabricación: 2008

Luego realizaremos los pliegues con la máquina “Plegadora” del laboratorio del CITE IV de la universidad de Almería.

Esta máquina se utiliza para el conformado del metal, es decir doblar o curvar el metal hasta el ángulo deseado.

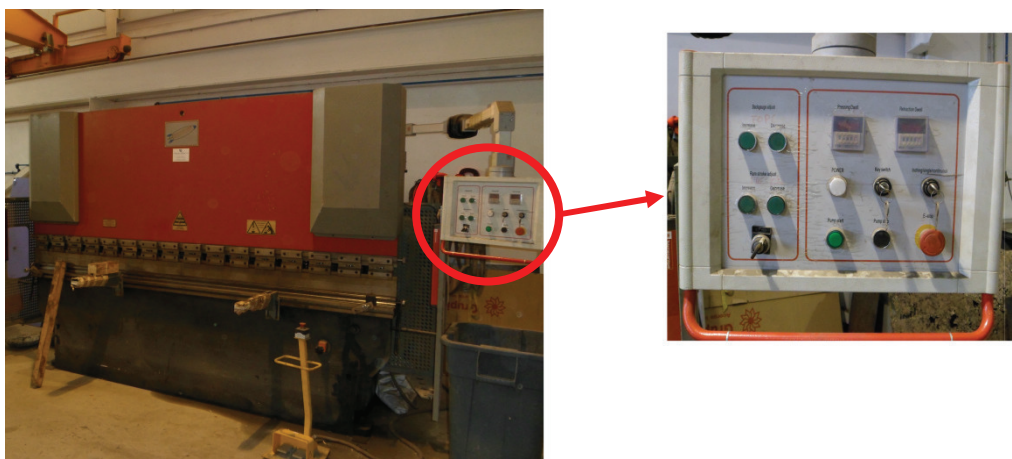


Imagen 79. Plegadora del CITE IV de la Universidad de Almería

En la imagen anterior vemos ampliada el cuadro de control de la máquina.

Características de la máquina:

Marca: Korpleg
Modelo: RHB 3070
Número: 22510908
Peso neto: 5200 Kg
Peso utilaje: 300 Kg
Peso total: 5500 Kg
Longitud máxima: 3050 mm
Fuerza nominal: 70 Tn
Motor principal: 75 Kw
Motor tope: 37 Kw
Bomba: 16 c.c
Voltaje: 380 Trifásico
Presión máxima trabajo: 285 KG
Velocidad rápida: 44 mm/s
Tiempo de parada a velocidad rápida: 70 ms
Velocidad lenta/trabajo: 9 mm/s
Tiempo parada a velocidad lenta: 7 ms
Año: 2008

Paso 2 → Realización de la soldadura del soporte con el chasis.

- Nuevo soporte para el eje del pedal de freno y el motor automático.

Este soporte, cuyo material será de aluminio, irá sujeto al chasis a través de tornillos. En dicho soporte se le abrirán sus correspondientes taladros para la fijación en el chasis y para la fijación del pedal y del motor automático.

Proceso de fabricación

Paso 1 → Fabricación del nuevo soporte, se procederá de la misma manera descrita para el soporte anterior. Y al cerrar el soporte en rectángulo se soldará para que quede cerrado.

Paso 2 → Fijación del nuevo soporte al chasis a través de tornillos con tuerca.

- Nuevo soporte de acoplamiento motor – eje del pedal.

Para el acoplamiento del motor al eje del pedal, vemos necesario el diseño de un nuevo soporte en forma de brida fijado a través de un tornillo en el pedal de freno. Para la fabricación de este soporte, debido a su dificultad, se enviará a una empresa capaz de fabricar dicho soporte. El material escogido será el acero.

- Modificación de la carrocería

Debido al espacio que ocupa la colocación del servofreno y la del motor automático será necesaria cortar la carrocería de fibra de vidrio del vehículo. Dicha modificación se realizará in situ según las necesidades al colocar el nuevo soporte del servofreno y el motor.



Imagen 80. Localización de la modificación en la carrocería

- Realización de taladros en el chasis del vehículo eléctrico

Los taladros en el chasis del vehículo para la bomba de vacío del servofreno y para la controladora del motor automático se realizarán a través de un taladro portátil suficientemente potente como para atravesar el acero del chasis, así como unos nuevos taladros en el maletero del vehículo para la fijación de la fuente de alimentación.



Imagen 81. Localización de los taladros a realizar.



Imagen 82. Localización de taladros a realizar en el maletero

3.6.2 Montaje de las distintas nuevas partes

Para el montaje será necesario el desmontaje de la carrocería de la parte delantera y la de debajo del volante, así como el soporte del pedal de freno.

Una vez contruidos los distintos soportes y los taladros pertinentes al chasis, fijaremos sus correspondientes elementos a los nuevos soportes a través de tornillos con tuerca o mediante soldadura.

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este apartado veremos el modelado en CATIA V5 de las distintas partes del sistema de frenado del vehículo eléctrico.

También veremos los resultados obtenidos a través de los distintos ensayos experimentales, así como los resultados del análisis dinámico del proceso de frenado.

Por último veremos los diseños de los distintos nuevos soportes y nuevos elementos que componen el sistema de frenado con sus correspondientes modelados en CATIA V5.

4.1 OBTENCIÓN DEL MODELADO TRIDIMENSIONAL

En la siguiente imagen vemos el modelado del chasis del vehículo así como el volante y las baterías.

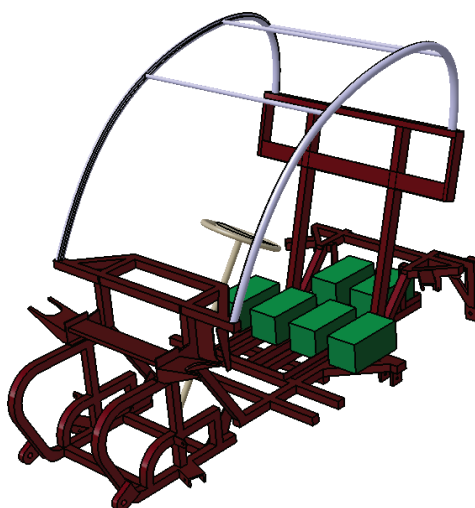
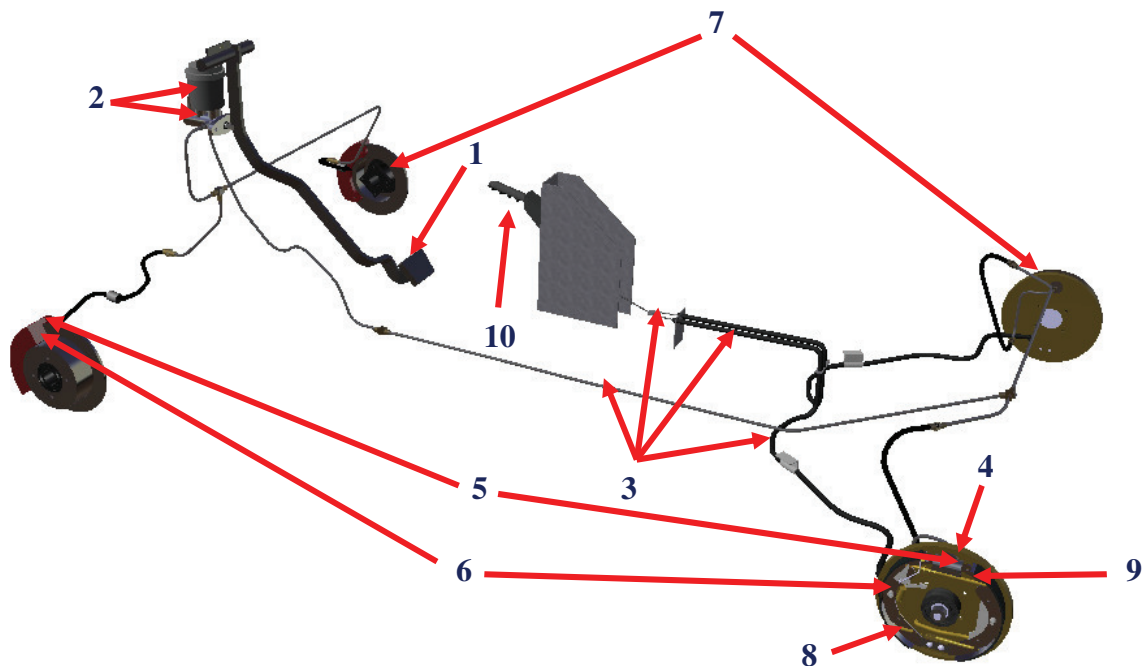


Imagen 83. Modelado en CATIA del chasis del vehículo eléctrico

Una vez realizado el chasis hemos ido modelando cada parte del sistema de frenado y ensamblando cada parte del sistema de frenado en el chasis.

Dicho sistema de frenado está constituido principalmente por:



1. Pedal de accionamiento.
2. Bomba de frenos y depósito de líquido.
3. Canalizaciones y cables.
4. Portafrenos.
5. Bombines o pinzas.
6. Zapatas o pastillas de frenos.
7. Tambores o discos.
8. Resortes de retención y recuperadores.
9. Dispositivos de ajuste.
10. Freno de mano

Imagen 84. Modelado en CATIA del conjunto del sistema de frenado del vehículo eléctrico

Ver Anexo 1: Planos. Plano 1 Sistema de frenado actual.

4.1.1 Pedal de accionamiento



Imagen 85. Modelado en CATIA del pedal del freno del vehículo eléctrico

4.1.2 Bomba de frenos

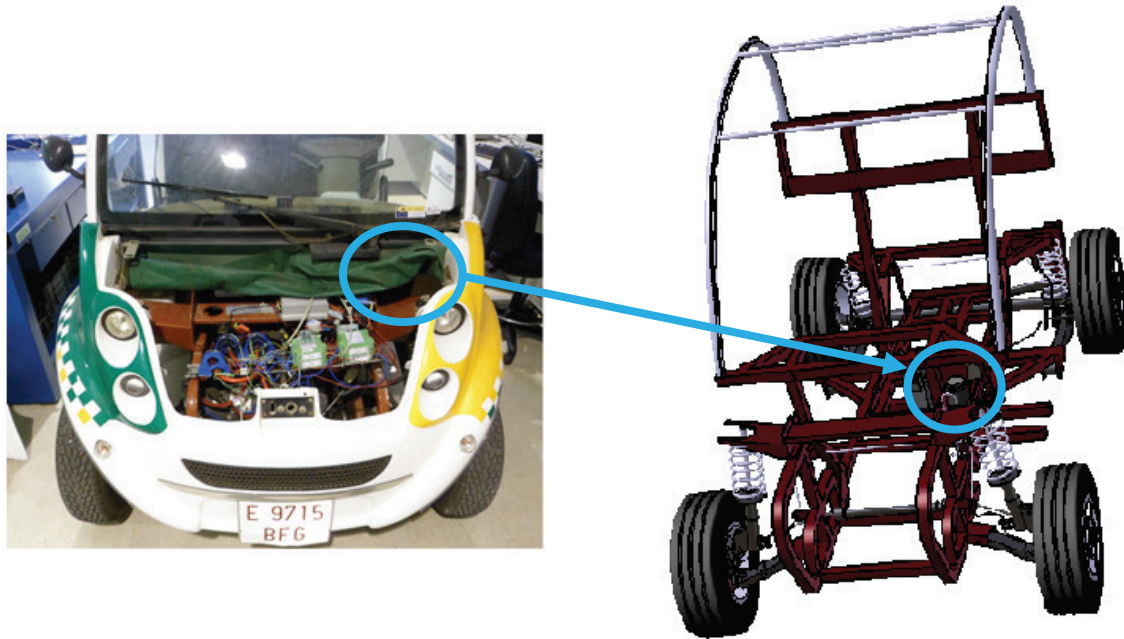


Imagen 86. Modelado en CATIA de la localización de la bomba de frenos del vehículo eléctrico

4.1.2.1 Elementos de la bomba de frenos

1. Bomba de freno
2. Depósito del líquido de frenos

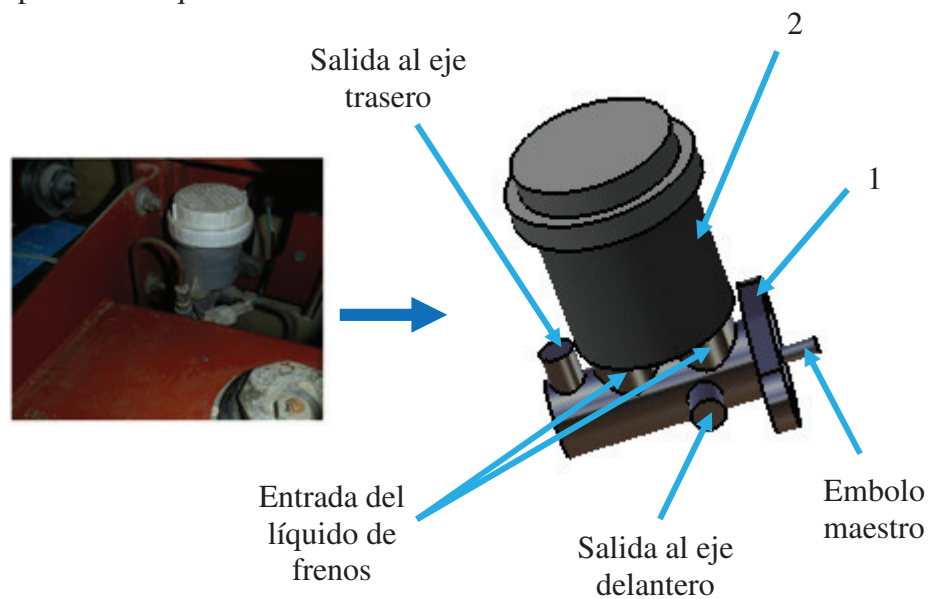


Imagen 87. Modelado en CATIA de la bomba de frenos y del depósito del líquido de frenos del vehículo eléctrico

4.1.3 Frenos de tambor



Imagen 88. Modelado en CATIA de la localización de frenos tambor del vehículo eléctrico

Elementos de frenos de tambor del vehículo

Dicho sistema está formado:

1. Portafrenos
2. Bombín de frenos
3. Zapatas de freno con forros
4. Dispositivos de ajuste.
5. Resortes y recuperadores.
6. Tambor de freno

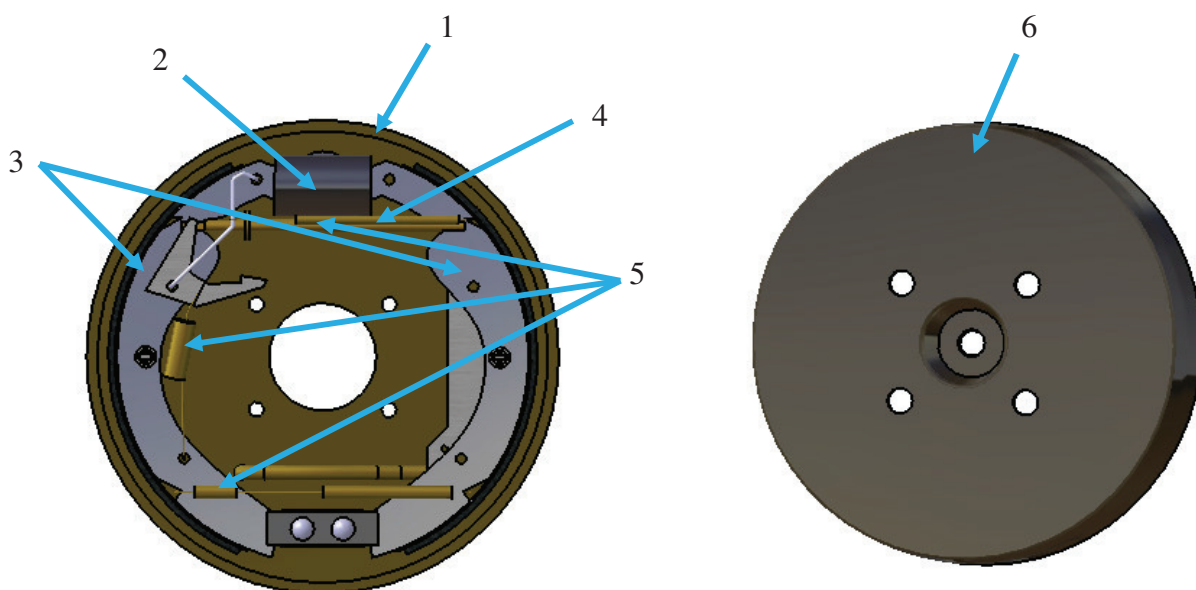
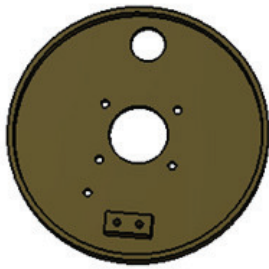


Imagen 89. Modelado en CATIA del conjunto freno tambor del vehículo eléctrico

En la siguiente imagen podemos observar las partes por separado



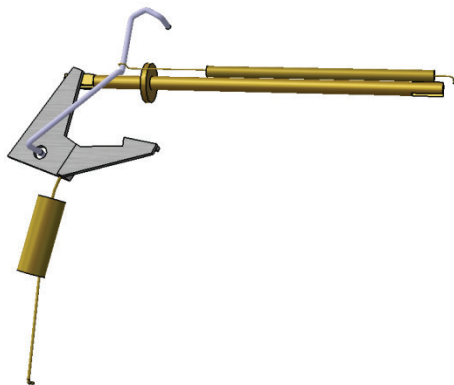
1. Portafrenos



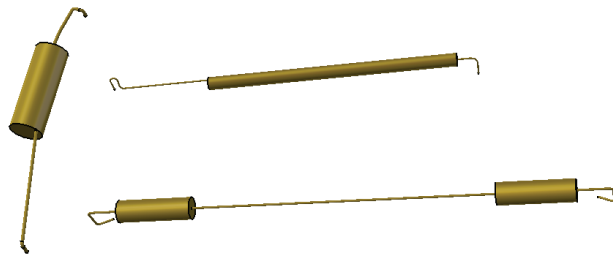
2. Bombín de doble émbolo



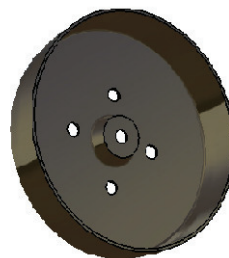
3. Zapatas



4. Dispositivos de ajuste



5. Resortes de retención y recuperadores



6. Tambor de freno

Imagen 90. Modelado en CATIA de las distintas partes del freno tambor del vehículo eléctrico

4.1.4 Frenos de disco



Imagen 91. Modelado en CATIA de la localización de frenos de disco del vehículo eléctrico

Elementos de frenos de disco

Este sistema se compone:

1. Disco, y la pinza con sus émbolos y pastillas que se encuentran fijas.
2. Pinza con sus émbolos y pastillas

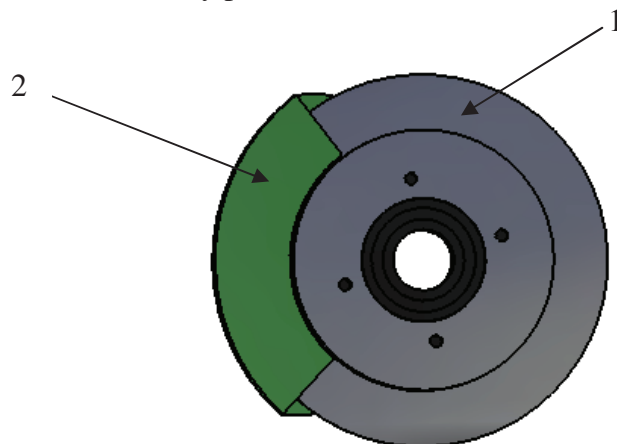


Imagen 92. Modelado en CATIA del conjunto freno de disco del vehículo eléctrico

En la siguiente imagen podemos observar las partes por separado

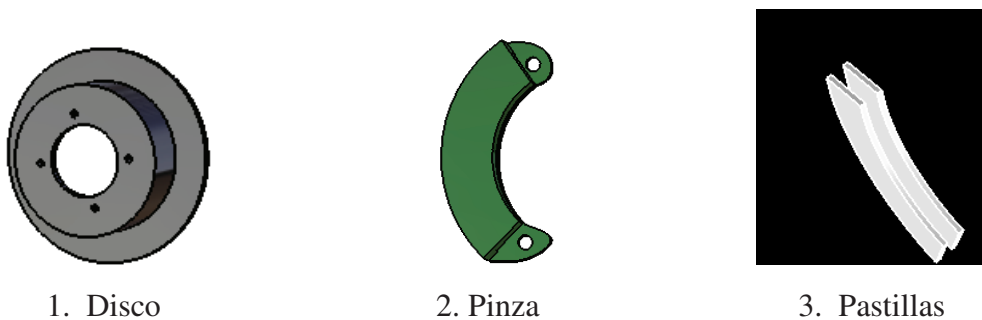


Imagen 93. Modelado en CATIA de las distintas partes del freno de disco del vehículo eléctrico

4.1.5 Canalizaciones

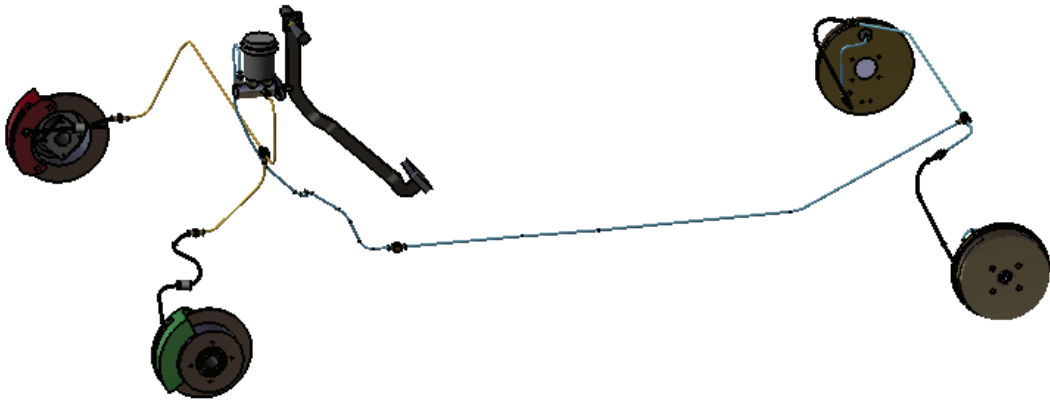


Imagen 94. Modelado en CATIA de las canalizaciones del sistema de frenado del vehículo eléctrico

Las tuberías, de acero, azules corresponden al eje trasero, y las doradas al eje delantero, cada una con sus correspondientes tuberías recubiertas de goma próximas a las ruedas.

Ver Anexo 1: Planos. Plano 2 Canalizaciones.

4.1.6 Freno de mano

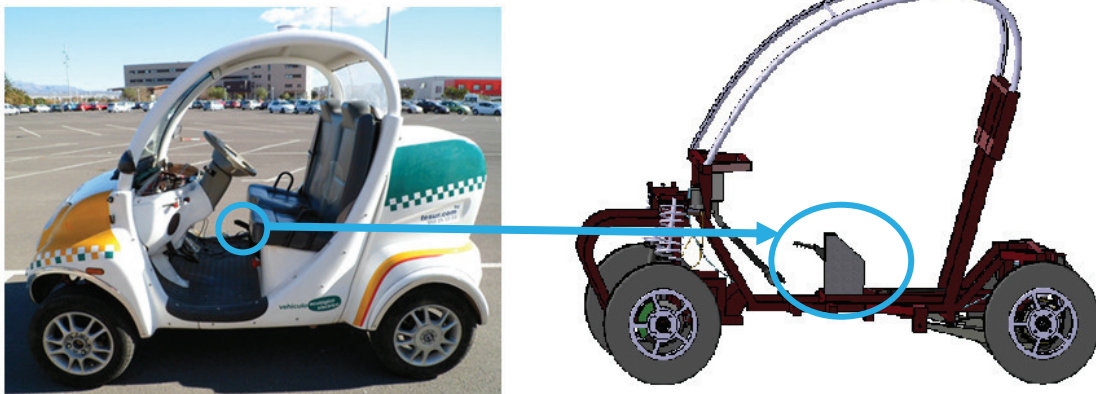
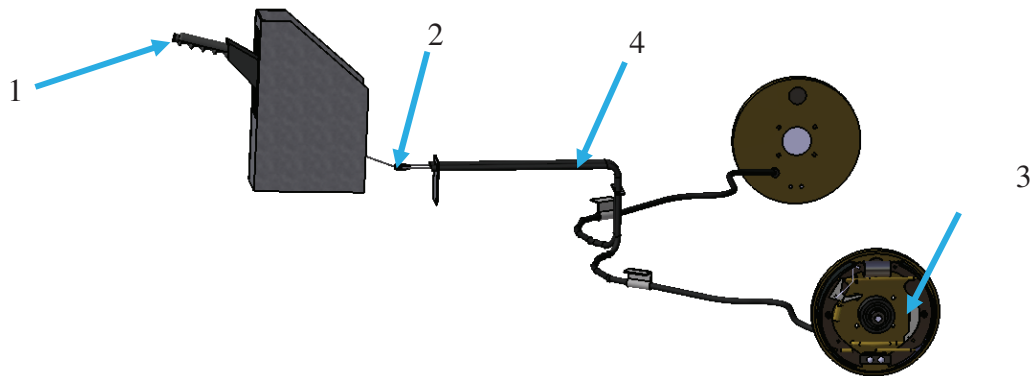


Imagen 95. Modelado en CATIA de la localización del freno de mano del vehículo eléctrico

Elementos del freno de mano

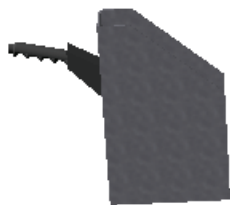
Este sistema se compone fundamentalmente de:



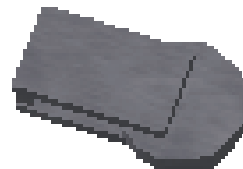
1. Dispositivo de palanca
2. Polea
3. Palanca del tambor del freno
4. Cables

Imagen 96. Modelado en CATIA del conjunto freno de mano del vehículo eléctrico

En la siguiente imagen podemos observar las partes por separado



1. Dispositivo de palanca



2. Polea

3. Palanca de freno de mano

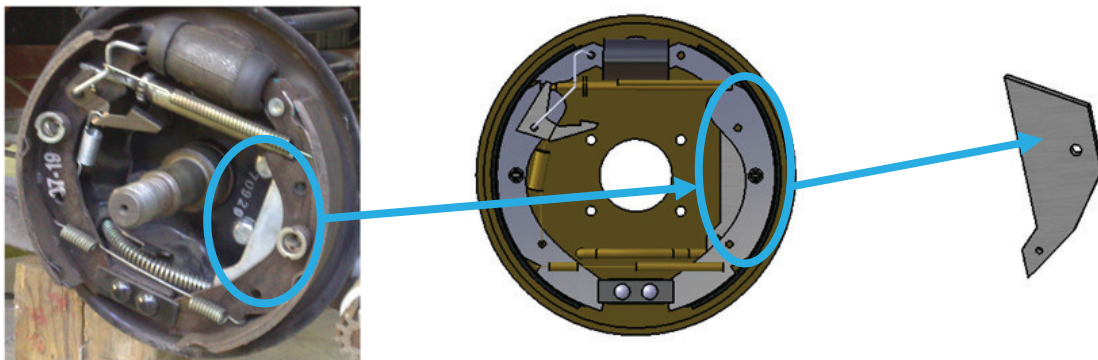


Imagen 97. Modelado en CATIA de las distintas partes del freno de mano del vehículo eléctrico

4.2 RESULTADOS DEL ENSAYO DE FRENADO

Para la realización de los ensayos, primero delimitamos la zona de seguridad del ensayo mediante conos (cada 10 m).



Imagen 98. Parking de la universidad de Almería

Después marcamos, mediante un cono y con tiza en el suelo, la señalización de donde empezamos el ensayo y de dónde soltamos el acelerador y accionamos el freno. Así como, pintando en el suelo con tiza, marcamos distancias cada 10 m para tener una idea “in situ” de la distancia recorrida durante el proceso de frenada.



Imagen 99. Ensayo de frenada

En la siguiente imagen vemos la lectura real in situ proporcionada por los distintos sensores.

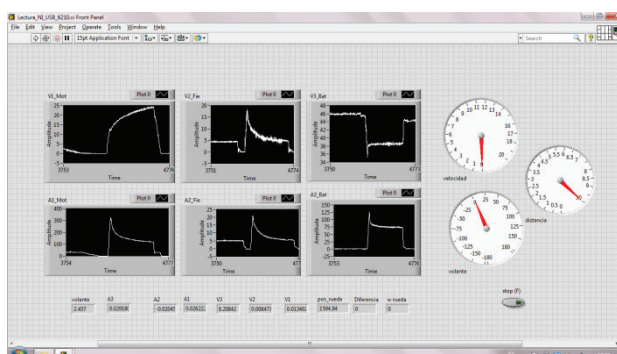


Imagen 100. Ensayo de frenada

En cada ensayo, hemos obtenido 4 gráficas: intensidad, voltaje, distancia y velocidad, todo esto con respecto al tiempo.

Para la gráfica de la corriente eléctrica (intensidad), como los sensores de intensidad de la corriente no detectan el sentido de la corriente eléctrica, necesitamos detectar la posición en el vector en el instante en que soltamos el pedal o pisamos el acelerador en el archivo generado por Labview a través de Matlab. Para así poder convertir, a partir de este punto (punto B), en sentido negativo.

El punto A corresponde al momento en que se pisa el acelerador. Después de ese instante se produce un pico en la intensidad debido a que al principio el vehículo necesita más intensidad para vencer la fuerza de inercia, y una vez vencida esta fuerza solo tiene que vencer el rozamiento.

El punto B corresponde al momento en que se suelta el acelerador (Ensayo 1) y en que pisamos el freno (Ensayo 2). Hasta este punto vemos el consumo eléctrico que se ha producido, y a partir de este punto, comienza la regeneración de energía (intensidad negativa) hasta el punto C.

El punto C corresponde al instante en que el vehículo se detiene por completo, bien por fuerzas de rozamiento con el suelo y por fuerzas de rozamiento de elementos internos ajenos a nuestra voluntad (Ensayo 1) o bien por el accionamiento de los frenos (ensayo 2).

A partir de los puntos B y C medimos sobre las gráficas en Matlab los distintos tiempos, velocidades y distancias que necesitamos para el análisis de los distintos ensayos.

A partir de B hasta C observamos en la gráfica de intensidad la corriente generada durante el frenado del vehículo.

Ensayo 1.1 → Pendiente ascendente (1 ocupante). Sin frenar

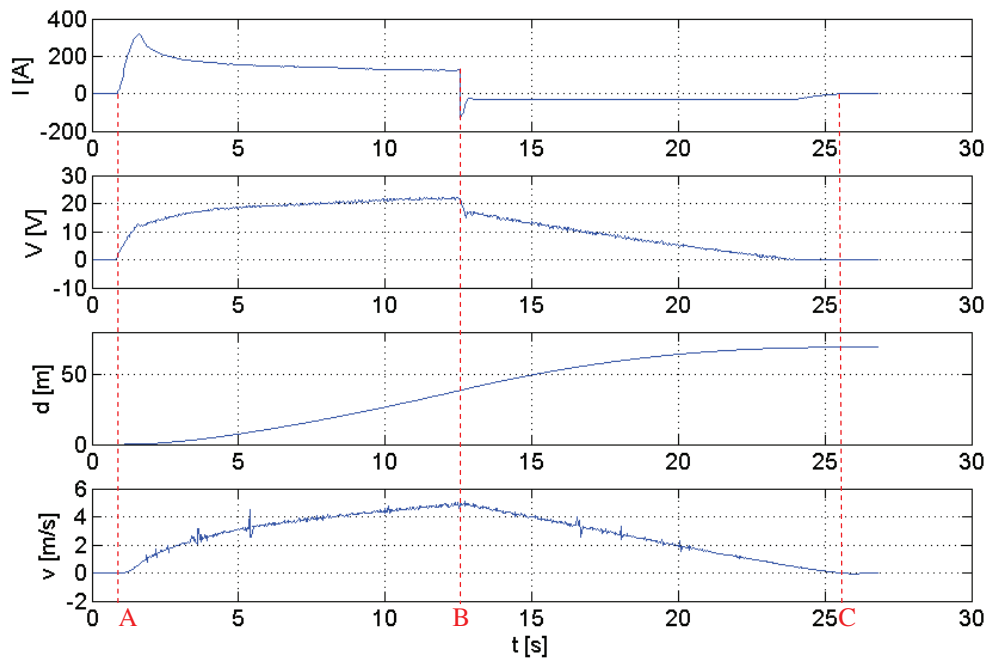


Gráfico 1. Ensayo 1.1

Ensayo 1.2 → pendiente ascendente (2 ocupantes). Sin frenar.

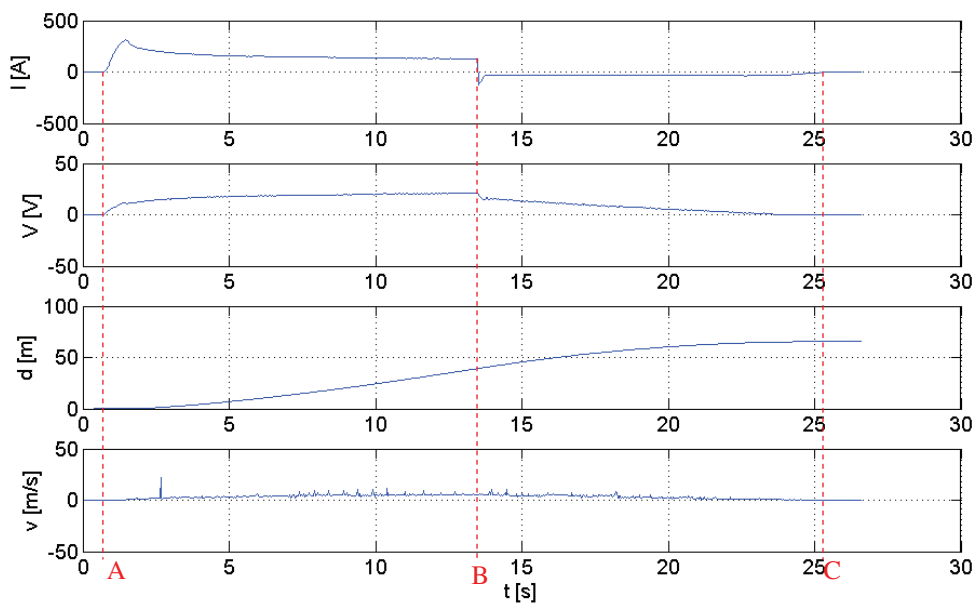


Gráfico 2. Ensayo 1.2

Ensayo 1.3 → pendiente descendente (1 ocupante). Sin frenar.

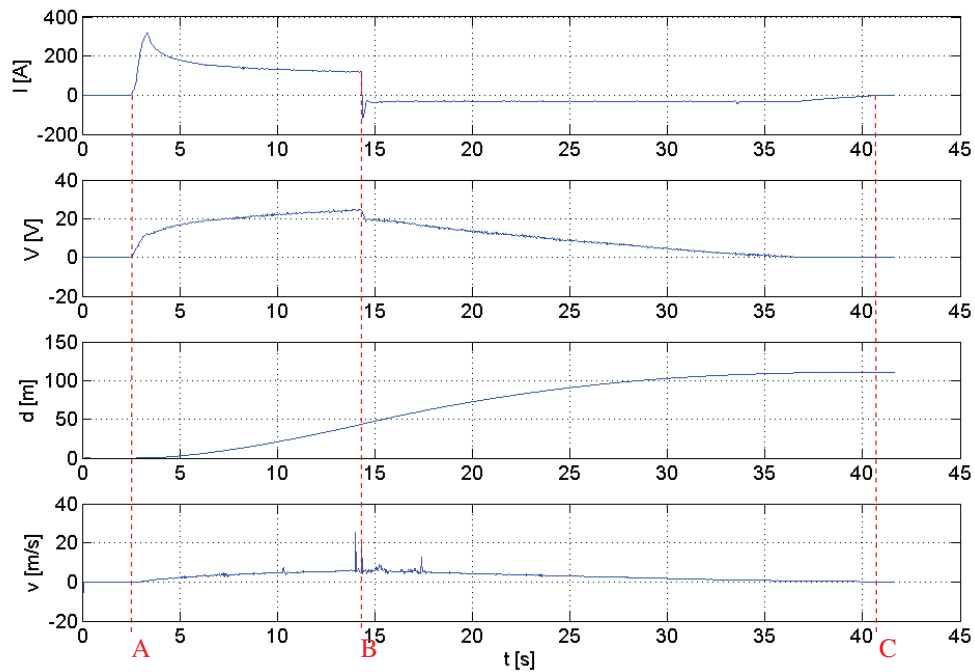


Gráfico 3. Ensayo 1.3

Ensayo 1.4 → pendiente descendente (2 ocupantes). Sin frenar.

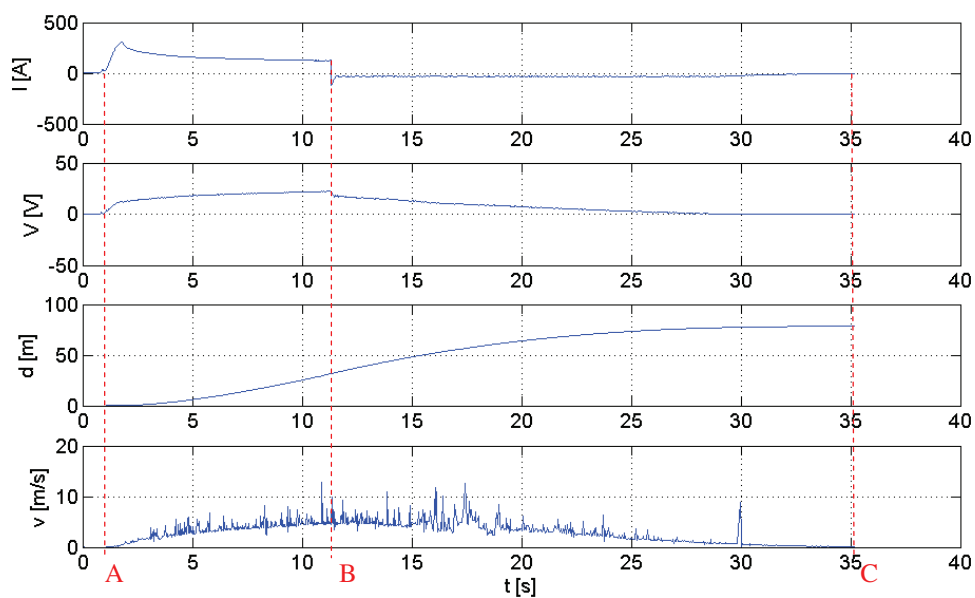


Gráfico 4. Ensayo 1.4

Ensayo 2.1 → pendiente ascendente (1 ocupante). Frenado.

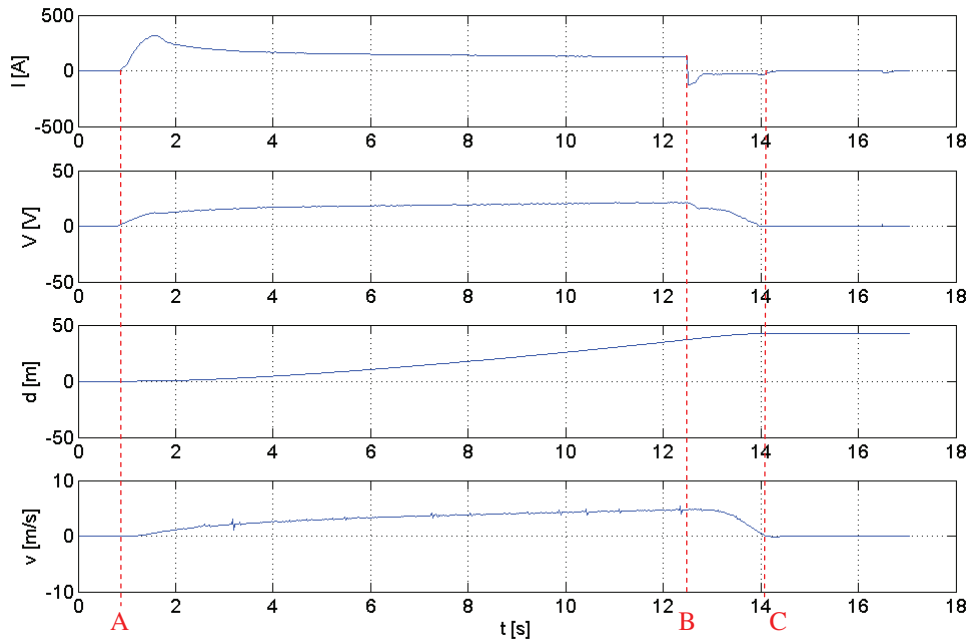


Gráfico 5. Ensayo 2.1

Ensayo 2.2 → pendiente ascendente (2 ocupantes). Frenado.

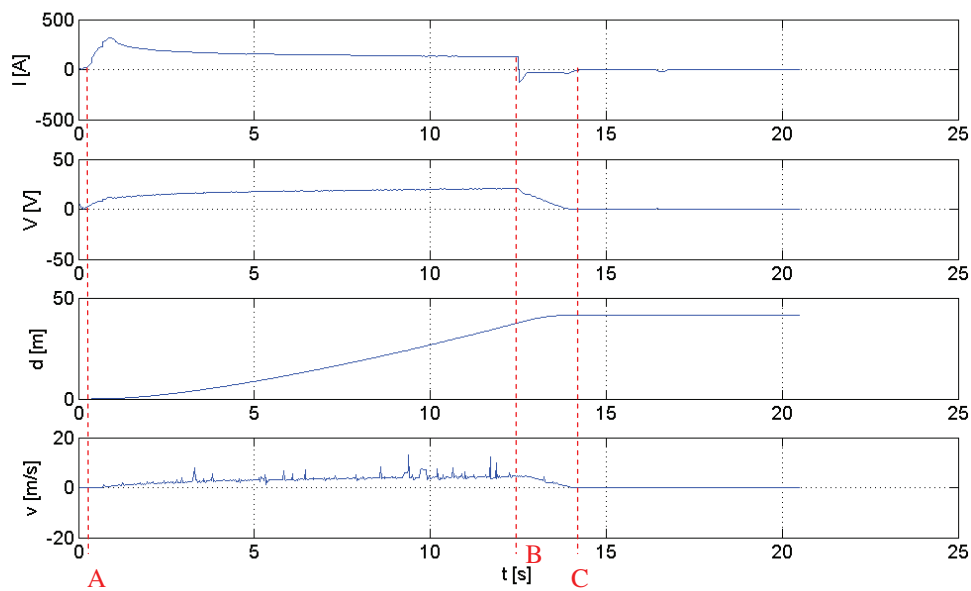


Gráfico 6. Ensayo 2.2

Ensayo 2.3 → pendiente descendente (1 ocupante). Frenado.

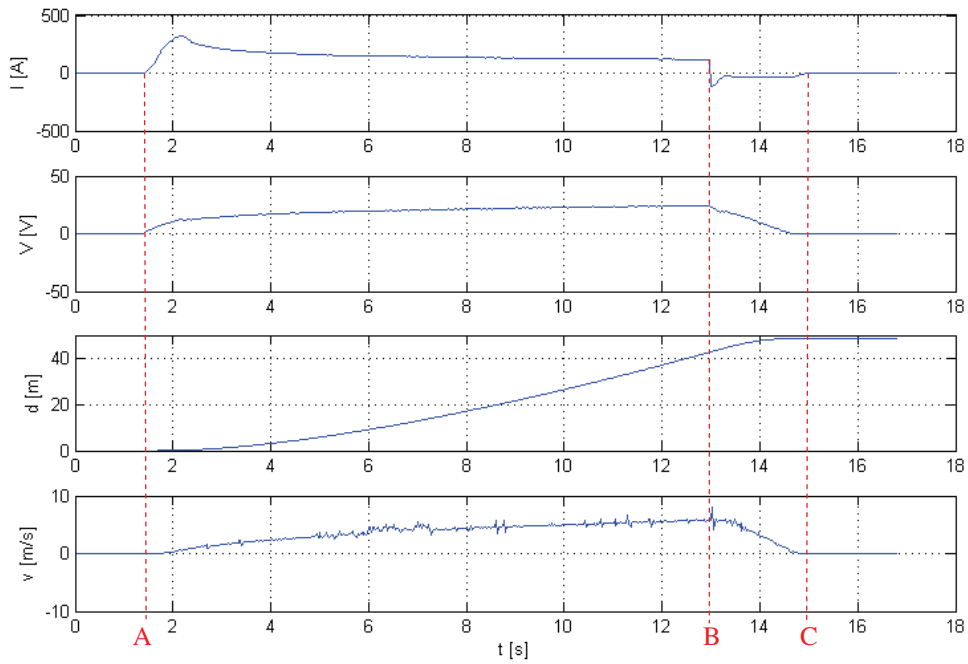


Gráfico 7. Ensayo 2.3

Ensayo 2.4 → pendiente descendente (2 ocupantes). Frenado.

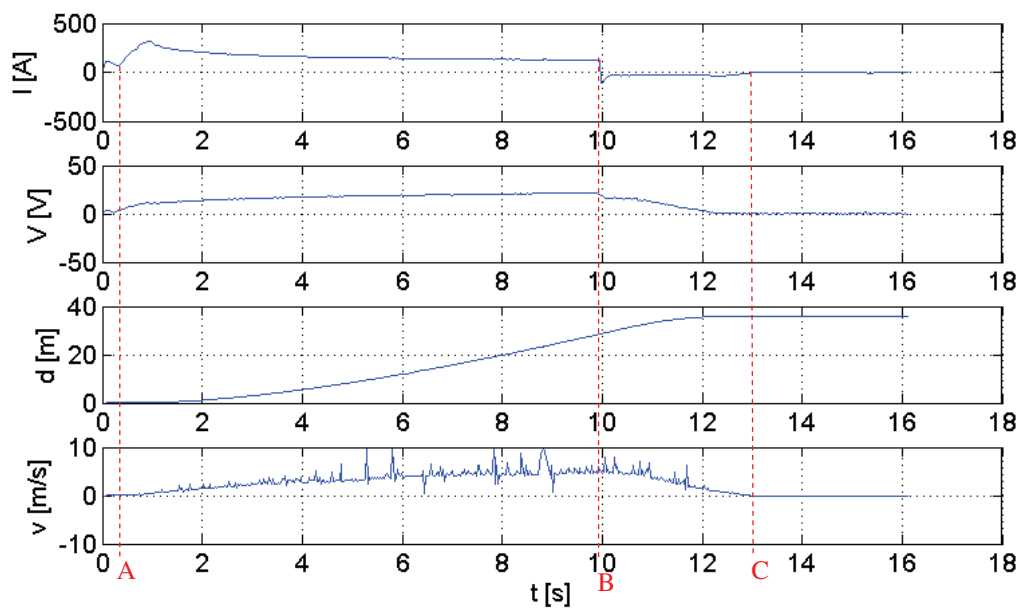


Gráfico 8. Ensayo 2.4

Tabla de medidas sobre las gráficas

Donde para cada una de las gráficas tenemos:

T_B → Instante en el momento que se suelta el acelerador y se pisa o no el freno

T_C → Instante en que el coche se detiene por completo

T_f → Tiempo de frenado. Tiempo transcurrido entre T_B y T_C

D_B → Posición en el instante T_B

D_C → Posición en el instante T_C

D_f → Distancia de frenado. Distancia recorrida entre el instante T_B y T_C

V_B → Velocidad en el instante T_B

a_v → Deceleración lineal del vehículo. $a_v = (V_B - V_i)/T_f$. Siendo $V_i = 0$ m/s.

Ensayo ascendente

	T_B (s)	T_C (s)	T_f (s)	D_B (m)	D_C (m)	D_f (m)	V_B (m/s)	a_v (m/s ²)
1.1	12.54	25.54	13	38.4	69.08	30.68	4.837	0.372
1.2	13.47	25.66	12.19	39.16	65.48	26.32	5.347	0.438
2.1	12.49	14.12	1.63	36.97	42.24	5.27	4.712	2.88
2.2	12.49	14.21	1.72	37.62	41.46	3.83	4.5	2.622

Tabla 4. Ensayo 1

- Ensayo 1.1 → pendiente ascendente (1 ocupante). Sin frenar.
- Ensayo 1.2 → pendiente ascendente (2 ocupantes). Sin frenar.
- Ensayo 2.1 → pendiente ascendente (1 ocupante). Frenando.
- Ensayo 2.2 → pendiente ascendente (2 ocupantes). Frenando.

Ensayo descendente

	T_B (s)	T_C (s)	T_f (s)	D_B (m)	D_C (m)	D_f (m)	V_B (m/s)	D_x (m/s ²)
1.3	14.33	41.2	26.87	43.73	111	67.27	6.342	0.236
1.4	11.3	35.15	23.85	31.43	78.53	47.1	4.51	0.189
2.3	12.96	15.16	2.2	42.55	48.72	6.17	5.88	2.6727
2.4	9.93	12.92	2.99	28.51	36.07	7.56	5.092	1.703

Tabla 5. Ensayo 2

- Ensayo 1.3 → pendiente descendente (1 ocupante). Sin frenar.
- Ensayo 1.4 → pendiente descendente (2 ocupantes). Sin frenar.
- Ensayo 2.3 → pendiente descendente (1 ocupante). Frenando.
- Ensayo 2.4 → pendiente descendente (2 ocupantes). Frenando.

Discusión de los datos obtenidos.

Entre B y C es donde ocurre el proceso de frenado.

Comparando los datos obtenidos observamos que existen errores, ascendiendo con 1 persona accionando los frenos (Ensayo 2.1) tiene una deceleración ($2,88 \text{ m/s}^2$) mayor que con 2 personas accionando los frenos ($2,622 \text{ m/s}^2$) (Ensayo 2.2). Dicho resultado experimental no concuerda con la realidad porque la deceleración con 2 personas debe ser mayor que con 1 persona. Este tipo de error es debido a que cuando una persona pisa el pedal del freno no lo hace siempre con la misma fuerza (aquí uno de los motivos por los cuales es necesario implantar un motor automático en el pedal) y también por los errores de los sensores debido al ruido u otros factores.

Aun así, con los datos obtenidos vemos claramente cómo influye la pendiente y la carga del vehículo en el frenado. Vemos, por ejemplo, que la desaceleración en pendiente ascendente sin frenar con 2 personas ($0,44 \text{ m/s}^2$) (Ensayo 1.12) es mayor que con 1 persona ($0,372 \text{ m/s}^2$) (Ensayo 1.1).

También podemos observar cómo se reduce las distancias y tiempos de frenado cuando accionamos los frenos. Siendo menor la distancia y el tiempo cuanto más carga lleve, es decir, con 2 ocupantes.

Aunque en el tiempo de frenada en subida con 2 ocupantes (1,72 s) (Ensayo 2.2) es mayor que con 1 ocupante (1.63 s) (Ensayo 2.1), esto ocurre por los errores descritos anteriormente.

En pendiente descendente ocurre exactamente lo mismo, incluso el error.

En conclusión, con los datos obtenidos, podemos ver cómo influye la carga y la pendiente en las distancias y tiempos de frenado. Y para corregir los errores habría que afinar más los sensores y con respecto a la fuerza aplicada sobre el pedal, se solucionará con la implantación del motor automático en el eje del pedal.

4.3 OBTENCIÓN DE PARÁMETROS DINÁMICOS

Una vez estudiados los diferentes elementos que componen el sistema de frenado del vehículo eléctrico así como los resultados de los ensayos realizados vamos a realizar un análisis dinámico del proceso de frenado.

Durante todo el análisis consideramos una desaceleración constante, no hay pendiente y no se producen desplazamientos laterales.

4.3.1 Transferencia de carga entre ejes.

Partimos del peso del vehículo (W_T) a plena carga, es decir, con 2 ocupantes:

$$W_T = 760 \text{ Kg} + 180 \text{ Kg} = 940 \text{ Kg}; \quad 940 \text{ Kg} \times \frac{9.81 \text{ N}}{1 \text{ Kg}} = 9221.4 \text{ N}$$

Con aceleración nula, se produce un reparto de pesos entre sus dos ejes, este reparto de pesos viene condicionado por la posición en el eje X del centro de gravedad. Dicha posición en el vehículo eléctrico es conocida (calculada por el profesorado del CITE IV de la Universidad de Almería), estando a 1.006 m del eje delantero y a 0.8375 m del eje trasero.

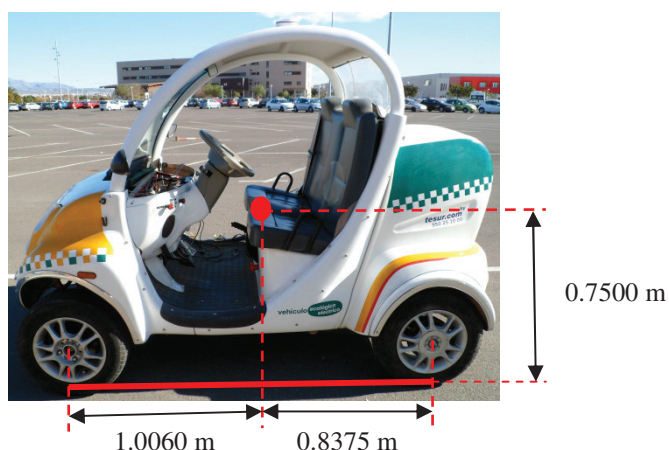


Imagen 101. Posición c.d.g.

Peso que soporta el eje delantero (W_{ed}):

$$W_{ed} = \frac{1.006 \text{ m}}{1.8375 \text{ m}} \times 9221.4 \text{ N} = 5048.55 \text{ N} \rightarrow \text{Soporta un } 54.75\% \text{ del peso total.}$$

Peso que soporta el eje trasero (W_{et}):

$$W_{et} = \frac{0.8315 \text{ m}}{1.8375 \text{ m}} \times 9221.4 \text{ N} = 4172.84 \text{ N} \rightarrow \text{Soporta un } 45.25\% \text{ del peso total.}$$

Vamos a calcular la transferencia de carga (TC) cuando se realiza una frenada. Lo haremos para el caso más desfavorable, es decir, con la desaceleración máxima a la que puede llegar nuestro vehículo sin derrape, la cual depende del coeficiente de rozamiento entre el neumático y el asfalto (adherencia).

COEFICIENTES DE ROZAMIENTO NEUMÁTICO-ASFALTO			
Terreno	Estado del terreno	Neumáticos	
		Nuevos	Viejos
Hormigón	Seco	0.9 - 0.7	0.6 - 0.4
	Mojado	0.6 - 0.4	0.4 - 0.3
Asfalto grueso	Seco	0.9 - 0.7	0.6 - 0.4
	Mojado	0.6 - 0.4	0.4 - 0.3
Asfalto normal	Seco	0.9 - 0.7	0.6 - 0.4
	Mojado	0.6 - 0.4	0.4 - 0.3
Barro		0.2	0.1
Hielo		0.1	0.1

Tabla 6. [23] Coeficientes de rozamiento neumático-asfalto

Considerando

$$\mu = 0.6, \text{ tenemos una desaceleración máxima } a_v = 0.6 \times 9.81 \text{ m/s}^2 = \mathbf{5.89 \text{ m/s}^2}$$

Sabemos que cuando se produce una desaceleración, el peso ejercido en cada eje variará, siendo mayor en el delantero que en el trasero. Esta transferencia de carga depende de la posición del eje Y del centro de gravedad (hemos supuesto en la imagen anterior que se encuentra a 0.75 m del suelo) y de la desaceleración.

$$TC = \frac{5.89 \text{ m/s}^2}{9.81 \text{ m/s}^2} \times \frac{0.75 \text{ m}}{1.8375 \text{ m}} \times 9221.4 \text{ N} = \mathbf{2259.84 \text{ N}}$$

El peso total del vehículo se mantiene constante, pero esta transferencia de carga se transmite del eje trasero al delantero debido a la desaceleración.

$$W_{ed}^* = 5048.55 \text{ N} + 2259.84 \text{ N} = \mathbf{7308.4 \text{ N}} \rightarrow 79.25 \%$$

$$W_{et}^* = 4172.84 \text{ N} - 2259.84 \text{ N} = \mathbf{1913 \text{ N}} \rightarrow 20.75 \%$$

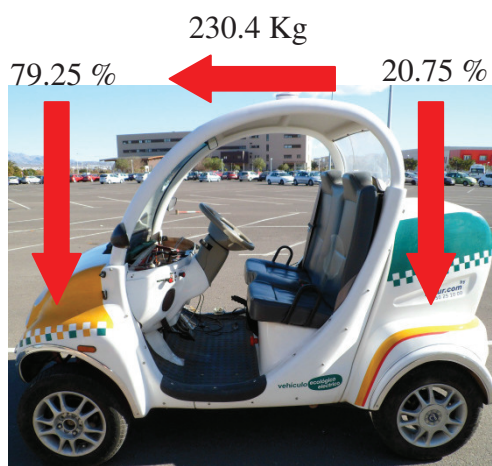


Imagen 102. Reparto de pesos

Con los datos obtenidos es fácil comprobar que con la transferencia de carga no se varía el peso total del vehículo.

$$W_{ed}^* + W_{et}^* = W_T \rightarrow 7308.4 \text{ N} + 1913 \text{ N} = 9221.4 \text{ N}$$

Tomando los distintos valores de desaceleración con los que hemos obtenido mediante los ensayos del punto 4.2 y aplicando el mismo cálculo obtenemos la siguiente gráfica de transferencia de carga en función de la desaceleración.

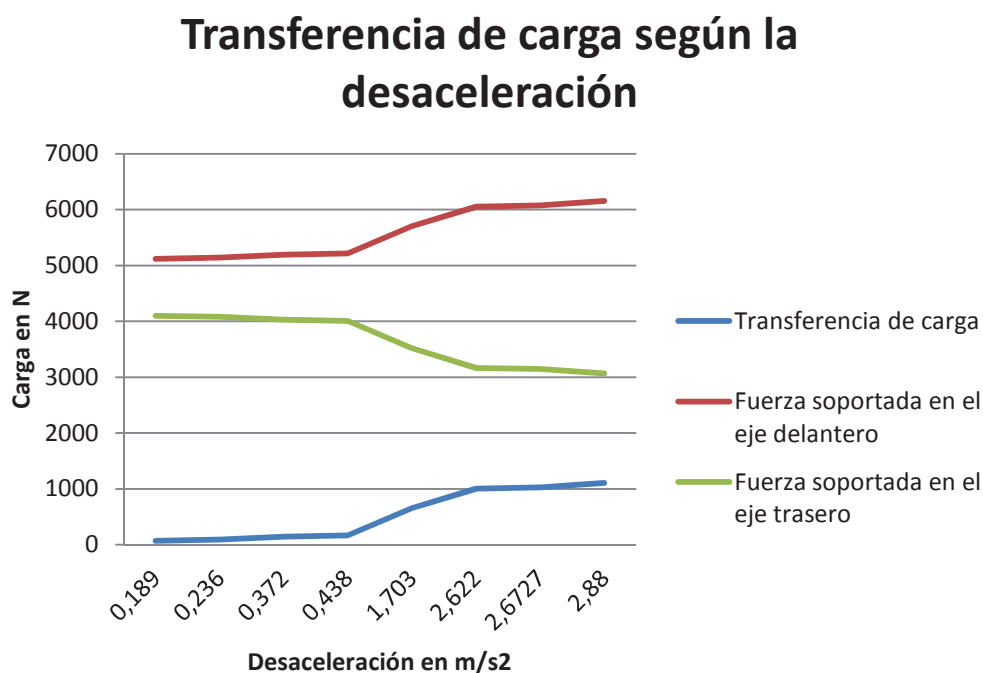


Gráfico 9. Transferencia de carga según la desaceleración

Mirando el gráfico obtenido vemos como la transferencia de carga aumenta cuando lo hace la desaceleración. También vemos como la fuerza que soporta el eje delantero es mayor a medida que aumenta la desaceleración y como disminuye en el eje trasero al aumentar la desaceleración.

4.3.2 Par de frenado neumático-asfalto

Una vez calculada la transferencia de pesos veremos el efecto que produce dicha transferencia en los neumáticos que depende del coeficiente de rozamiento entre éstos y el asfalto. Las fuerzas en cada eje serían:

$$F_{ed} = 0.6 \times 7308.4 \text{ N} = \mathbf{4385.04 \text{ N}}$$

$$F_{et} = 0.6 \times 1913 \text{ N} = \mathbf{1147.8 \text{ N}}$$

Por tanto la fuerza total máxima de frenada viene determinada por la suma de la fuerza del eje delantero y el trasero.

$$F_{\max} = 4385.04 \text{ N} + 1147.8 \text{ N} = \mathbf{5532.84 \text{ N}}$$

Nuestro vehículo al experimentar una fuerza contraria al movimiento desarrolla una desaceleración, dicha desaceleración vendrá determinada por la fuerza máxima de frenado y por la masa del vehículo.

$$a_v = \frac{5532.84 \text{ N}}{940 \text{ Kg}} = \mathbf{5.89 \text{ m/s}^2}$$

Con el cálculo anterior hemos comprobado que nos da, obviamente, la misma desaceleración.

Visto la fuerza ejercida en cada eje, calcularemos el par máximo de frenado de oposición al movimiento. Dicho cálculo se realiza a partir del radio efectivo de la rueda.



Imagen 103. Radio efectivo de la rueda

$$N_{ed} = 4385.04 \text{ N} \times 0.27 \text{ m} = \mathbf{1183.96 \text{ Nm}}$$

$$N_{et} = 1147.8 \text{ N} \times 0.27 \text{ m} = \mathbf{309.91 \text{ Nm}}$$

A partir de estos pares obtenidos para cada eje, debemos saber que al aplicarle la frenada no podemos sobrepasar estos pares, ya que a partir de dichos valores se produce el derrape del vehículo (bloqueo de la ruedas).

Estos cálculos son muy efectivos para el dimensionamiento de los distintos elementos del sistema de frenado, tales como discos, pastillas, tambores, zapatas y correctores de frenada, ya que conocemos el par máximo que podemos aplicar al vehículo en cada uno de sus ejes para un frenado proporcional.

4.3.3 Balance óptimo de frenada

Trasladando los datos de las fuerzas verticales y horizontales en cada en eje, para una desaceleración constante de 5.89 m/s^2 , se constata que el cociente entre dichas fuerzas es precisamente el coeficiente de rozamiento entre el neumático y la carretera anteriormente supuesto (0.6), y el cociente entre las fuerzas de frenado es igual al cociente entre las fuerzas verticales (3.82).

$$\frac{4385.04 \text{ N}}{7308.4 \text{ N}} = \frac{1147.8 \text{ N}}{1913 \text{ N}} \rightarrow \frac{4385.04 \text{ N}}{1147.8 \text{ N}} = \frac{7308.4 \text{ N}}{1913 \text{ N}}$$

4.3.4 Transmisión de la fuerza

En este subapartado veremos las distintas fuerzas y presiones desde que presionamos el pedal del freno hasta que se accionan los dispositivos de tensado (pinzas y bombines). Tomamos como ejemplo de cálculo que accionamos el pedal con una fuerza de 20 Kg (196 N).

4.3.4.1 Fuerzas en el pedal del freno

En la siguiente imagen podemos ver las medidas de la relación del pedal necesaria para dicho cálculo.

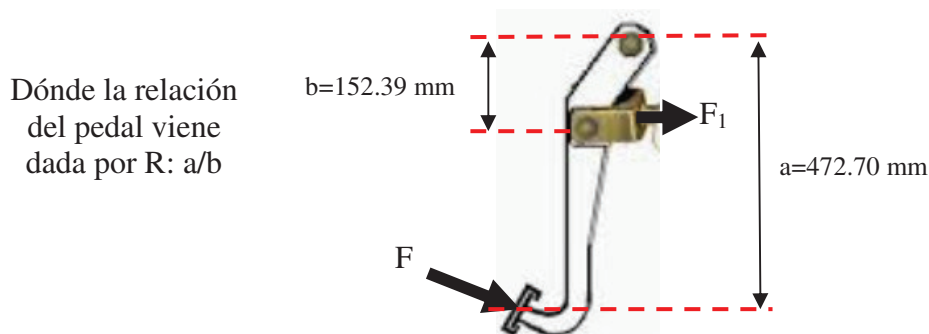


Imagen 104. Medidas pedal de freno

Siendo

F= Fuerza ejercida con el pie = 20Kg = 196 N

F₁= Fuerza transmitida a la bomba de frenos

$$F_1 = 196 \text{ N} \times \frac{472.70}{152.39} = 607.97 \text{ N}$$

Observamos cómo se ha multiplicado la fuerza a través del pedal del freno.

4.3.4.2 Presiones proporcionadas por la bomba de frenos.

Una vez obtenida la fuerza que empuja al émbolo en tándem de la bomba de frenos podremos calcular la presión transmitida para cada circuito del sistema de frenado. Como hemos visto anteriormente el circuito del eje trasero necesita menor par que el delantero, por eso, aunque el vehículo no dispone de corrector o limitador de frenada, el diámetro de la parte del émbolo correspondiente al eje trasero es mayor para ejercer una menor presión en el circuito.

- Presión de salida para el circuito delantero (P_{CD})

Dónde el diámetro de la parte del émbolo para el circuito delantero es de 15 mm.

$$P_{CD} = \frac{607.97 \text{ N}}{\frac{(15\text{mm})^2 \times \pi}{4}} = 3.44 \text{ N/mm}^2$$

- Presión de salida para el circuito trasero (P_{CT})

Dónde el diámetro de la parte del émbolo para el circuito trasero es de 17 mm.

$$P_{CT} = \frac{607.97 \text{ N}}{\frac{(17\text{mm})^2 \times \pi}{4}} = 2.67 \text{ N/mm}^2$$

Como podemos ver la presión en el circuito trasero es menor que en el circuito delantero.

4.3.4.3 Presiones en los dispositivos de tensado (pinzas y bombines)

Considerando que no se producen pérdidas a lo largo de las canalizaciones y que el líquido es incomprensible, a través del principio de Pascal, la presión se transmite por cada circuito íntegramente a todos sus puntos.

Para la simplificación de los cálculos y suponiendo que cada émbolo tenga los mismos diámetros la $P_{CD} = P_{pinza}$ y $P_{CT} = P_{bombín}$

4.3.5 Par de frenado disco-pastilla

Una vez calculadas las distintas presiones ya podemos calcular los pares de frenado que ejercen estas presiones a través de los distintos sistemas de frenado, en este caso el freno de disco.

Para el cálculo del par de frenado disco-pastilla tendremos en cuenta la presión en la pinza calculada en el apartado anterior.

Debido a la dificultad de desmontar la pinza de freno y medirla supondremos un área de pastilla de 1000 mm^2

$$F_{pinza} = 1 \text{ pistón} \times 3.44 \text{ N/mm}^2 \times 1000 \text{ mm}^2 = 3440 \text{ N}$$

Debido a que no conocemos el fabricante de las pastillas de frenos supondremos un valor dado por un fabricante. [27] Compuesto "H" (DS 2.500) Coef. Fricción 0.42

Por tanto la fuerza de fricción disco-pastilla vendrá dada por:

$$F_{fricción\text{disco-pastilla}} = 3440 \text{ N} \times 0.42 = 1444.8 \text{ N}$$

El par de frenado en cada rueda se puede calcular a partir de esta fuerza de fricción y del radio efectivo de la pastilla de freno. Dicho radio efectivo. Medido según suposiciones con el CATIA).

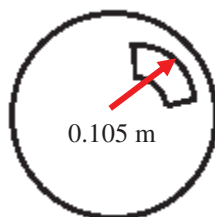


Imagen 105. Radio efectivo pastilla de freno.

$$N_{\text{frenado}}_{\text{rueda}} = 2 \text{ pastillas} \times 1444.8 \text{ N} \times 0.105 \text{ m} = \mathbf{303.41 \text{ Nm}}$$

Como en el eje delantero disponemos de dos ruedas, el par de frenado total en el eje delantero será:

$$N_{\text{frenado}}_{\text{eje-delantero}} = 2 \text{ ruedas} \times 303.41 \text{ Nm} = \mathbf{606.82 \text{ Nm}}$$

Como podemos ver este par de frenado en el eje delantero no sobrepasa el límite establecido en el apartado 4.3.2 (1183.96 Nm)

Al conocer el radio efectivo de la rueda podremos conocer la fuerza de frenado en el eje delantero:

$$F_{\text{frenado}}_{\text{eje-delantero}} = \frac{606.82 \text{ Nm}}{0.27 \text{ m}} = \mathbf{2247.48 \text{ N}}$$

4.3.6 Par de frenado zapata-tambor

De igual forma que en el apartado anterior calcularemos el par de frenado zapata-tambor.

Para el cálculo del par de frenado zapata-tambor tendremos en cuenta la presión en el bombín calculado anteriormente.

Debido a la dificultad de desmontar el tambor de freno y medir la zapata supondremos un área de 400 mm².

$$F_{\text{bombín}} = 1 \text{ pistón} \times 2.67 \text{ N/mm}^2 \times 400 \text{ mm}^2 = \mathbf{1068 \text{ N}}$$

Debido a que no conocemos el fabricante de las zapatas del tambor de freno supondremos un valor dado por un fabricante. [8]

Por tanto la fuerza de fricción zapata-tambor vendrá dada por:

$$F_{\text{fricción}_{\text{zapata-tambor}}} = 1068 \text{ N} \times 0.32 = \mathbf{341.76 \text{ N}}$$

El par de frenado en cada rueda se puede calcular a partir de esta fuerza de fricción y del radio efectivo de la zapata. Dicho radio efectivo. Medido según suposiciones con el CATIA).

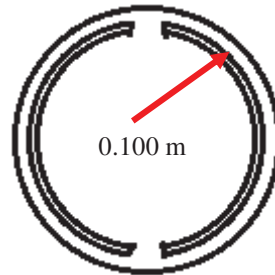


Imagen 106. Radio efectivo zapata.

$$N_{\text{frenado}_{\text{rueda}}} = 2 \text{ zapatas} \times 341.76 \text{ N} \times 0.100 \text{ m} = \mathbf{68.35 \text{ Nm}}$$

Como en el eje trasero también disponemos de dos ruedas, el par de frenado total en el eje trasero será:

$$N_{\text{frenado}_{\text{eje-trasero}}} = 2 \text{ ruedas} \times 68.35 \text{ Nm} = \mathbf{136.70 \text{ Nm}}$$

Como podemos ver este par de frenado en el eje trasero no sobrepasa el límite establecido en el apartado 4.3.2 (309.906 Nm).

Al conocer el radio efectivo de la rueda podremos conocer la fuerza de frenado en el eje delantero:

$$F_{\text{frenado}_{\text{eje-trasero}}} = \frac{136.70 \text{ Nm}}{0.27 \text{ m}} = \mathbf{506.31 \text{ N}}$$

4.3.7 Desaceleración proporcionada por el sistema de frenos.

Para calcular la desaceleración proporcionada por el sistema de frenos basta con sumar las fuerzas de frenado en el eje delantero y trasero y dividirla entre la masa del vehículo eléctrico. Por tanto, al pisar el pedal con 20 Kg obtendremos una desaceleración de:

$$a_v = \frac{2247.48 \text{ N} + 506.31 \text{ N}}{940 \text{ Kg}} = 2.93 \text{ m/s}^2$$

4.3.8 Pares de frenado y desaceleración en función de la fuerza en el pedal del freno

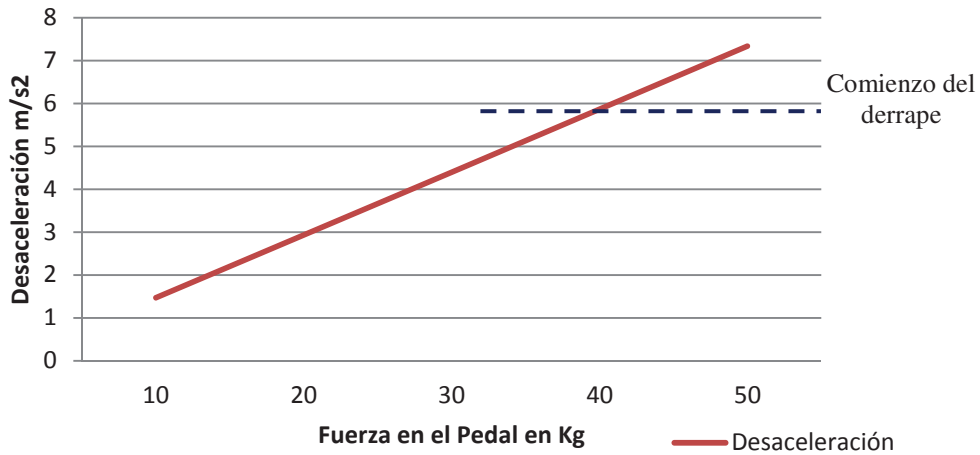
Utilizando los cálculos anteriores veremos cómo cambian los pares de frenado en cada eje y la desaceleración según la fuerza con la que se accione el sistema de frenos.

FUERZA (Kg)	PARES DE FRENADO (Nm)		DESACELERACIÓN (m/s ²)
	EJE DELANTERO	EJE TRASERO	
10	303.45	68.57	1.47
20	606.82	136.70	2.93
30	910.36	205.72	4.39
40	1213.81	274.28	5.86
50	1517.26	342.86	7.33

Tabla 7. Fuerzas, pares de frenado y desaceleración

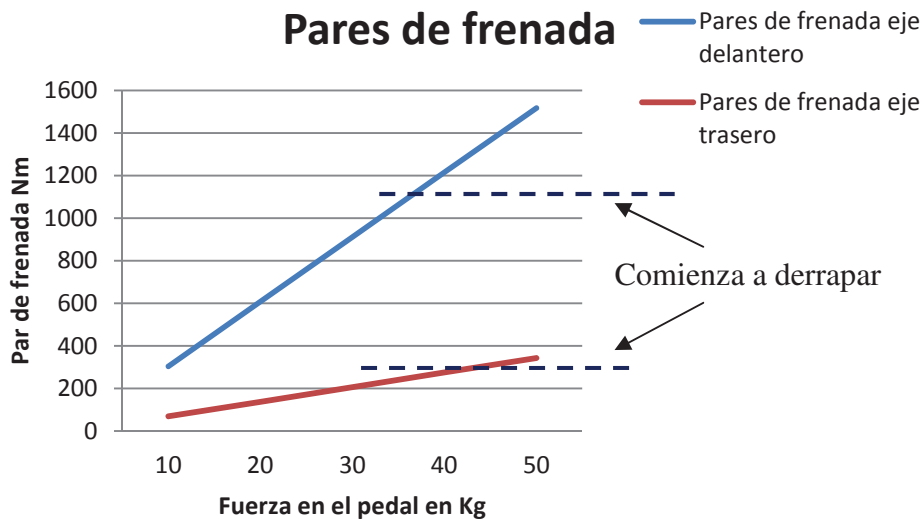
La tabla anterior representa los datos obtenidos teóricamente para cada fuerza aplicada en el pedal. Podemos observar que al aplicarle una fuerza de 40 kg en el pedal, el eje delantero derraparía ya que sobrepasa el límite para el par de frenado establecido anteriormente, mientras que el eje trasero comenzaría a derrapar al aplicarle una fuerza de 50 Kg,

Desaceleración



Gráfica 10. Desaceleración en función del eje de la fuerza en el pedal

En la gráfica superior, podemos ver cómo se incrementa la desaceleración en función de la fuerza en el pedal. Sabemos que el límite que establecimos para nuestro vehículo para que no derrapase era aplicándole una desaceleración de 5.89 m/s^2 . Superando esta desaceleración dada por el sistema de frenado el vehículo derrapa. De igual forma podemos ver en la gráfica inferior que si se ejerce una fuerza de unos 40 kg el coche derraparía, ya que supera el par de frenado definido anteriormente.



Gráfica 11. Pares de frenada en función del eje de la fuerza en el pedal

4.3.9 Tiempos y distancias de frenado

Para el cálculo del tiempo y la distancia de frenado utilizaremos las desaceleraciones calculadas anteriormente. Supondremos que comienza a frenar a 2 velocidades distintas a 20 km/h, y a 50 km/h.

VELOCIDAD Km/h	DESACELERACIÓN m/s²	TIEMPO DE FRENADA s
20 (5.55 m/s)	1.47	3.77
	2.93	1.89
	4.39	1.26
	5.86	0.94
50 (13.88 m/s)	1.47	9.44
	2.93	4.73
	4.39	3.16
	5.86	2.36

Tabla 8. Tiempos de frenado

VELOCIDAD Km/h	DESACELERACIÓN m/s²	DISTANCIA DE FRENADA m
20 (5.55 m/s)	1.47	10.48
	2.93	5.25
	4.39	3.51
	5.86	2.61
50 (13.88 m/s)	1.47	65.53
	2.93	32.87
	4.39	21.94
	5.86	16.44

Tabla 9. Distancias de frenado

En ambas tablas vemos, obviamente, como va disminuyendo las distancias y tiempos de frenado con la desaceleración. Pero también vemos como las distancias de frenado siguen siendo muy grandes aún para grandes desaceleraciones (sin llegar al derrape) y por tanto necesitamos mejorar dicho sistema de frenado para reducir dichas distancias.

4.3.10 Potencia del freno

Considerando el análisis supuesto de frenada máxima sin derrape (5.89 m/s²) a 50 km/h en un tiempo de 2.36 s y una distancia de 16.44 m:

La potencia máxima desarrollada por el sistema de frenado es:

$$P = \frac{940 \text{ Kg}}{2} \times \frac{(13.88 \text{ m/s})^2}{2.36 \text{ s}} = 38367.61 \text{ W} = \mathbf{52.13 \text{ CV}}$$

4.4 DISEÑO Y DESARROLLO DE LAS MEJORAS A IMPLANTAR

En este apartado veremos los nuevos modelados en CATIA de las mejoras que proponemos.

4.4.1 Conjunto servofreno

Este conjunto se compone del servofreno propiamente dicho y de una bomba de vacío.

4.4.1.1 Servofreno

El servofreno se une a la bomba de freno mediante tornillos dados por el fabricante del servofreno. Para el modelado en CATIA se han supuesto las medidas, pues es difícil conseguir unas medidas reales sin compararlo.

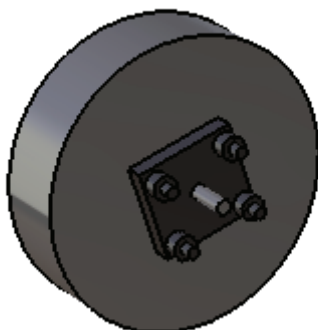


Imagen 107. Modelado en CATIA del servofreno del vehículo eléctrico

Como no disponemos de datos suficientes del servofreno a implantar, vemos un ejemplo tipo de lo que ayudaría un servofreno a frenar:

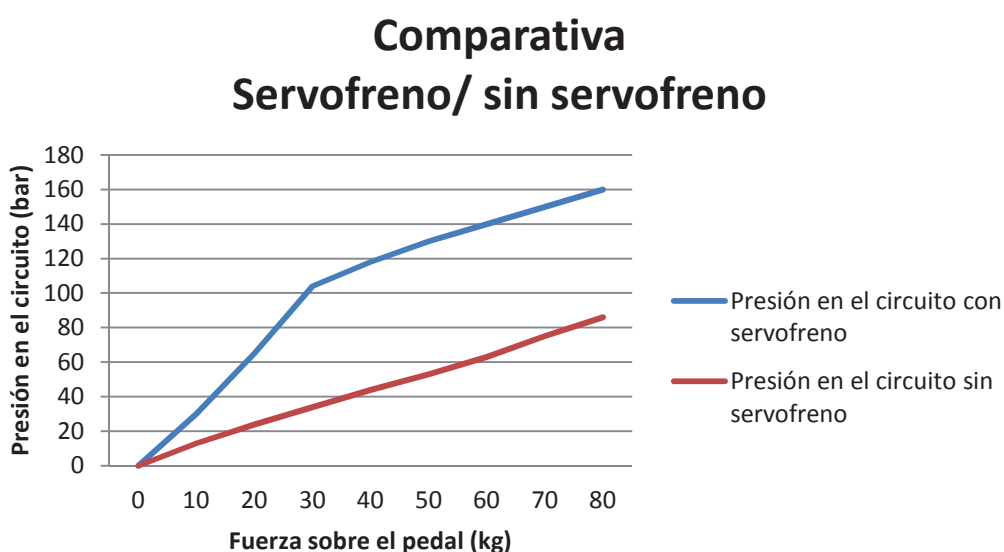


Gráfico 12. Comparativa con servofreno/sin servofreno

En la siguiente tabla vemos los valores típicos de esfuerzo pedal - servo para el sistema tipo representado [6]:

Fuerza sobre el pedal (kg)	Presión en el circuito con servo (bar)	Presión en el circuito sin servo (bar)
0	0	0
10	30	13
20	65	24
30	104	34
40	118	44
50	130	53
60	140	63
70	150	75
80	160	86

Tabla 10. Datos comparativa

Por tanto con la instalación del servofreno, y a partir de las gráficas podemos deducir:

- Para una misma desaceleración con servofreno se necesita menor fuerza sobre el pedal.
- Para la misma fuerza sobre el pedal de freno con servofreno obtenemos una mayor deceleración.

Localización real del servofreno y de los nuevos soportes y su modelado en CATIA V5:

El servofreno se colocaría entre la bomba de freno y el pedal de freno, el servofreno recibe la fuerza directamente al pisar el pedal de freno, para esta instalación necesitamos el diseño y fabricación de nuevos soportes.

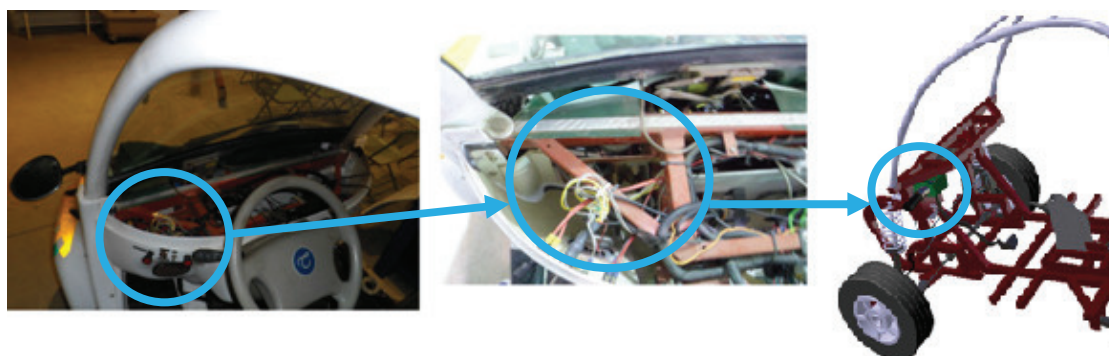


Imagen 108. Modelado en CATIA de la localización del servofreno del vehículo eléctrico

4.4.1.2 Bomba de vacío

Con la bomba de vacío ocurre lo mismo que con el servofreno para su modelado en CATIA, hemos supuesto unas medidas, puesto que normalmente dicha bomba de vacío es vendida para un modelo determinado de servofreno.

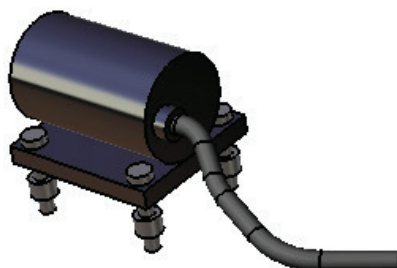


Imagen 109. Modelado en CATIA de la bomba de vacío del servofreno del vehículo eléctrico

Localización real y modelado en CATIA V5 de donde iría colocado la bomba de vacío:

Para la colocación de la bomba de vacío vemos un espacio libre en el chasis, donde simplemente abriendo cuatro taladros al chasis podríamos fijar dicha bomba de vacío, al no disponer de las medidas reales de la bomba de vacío suponemos unas medidas que podrían parecerse a la realidad.

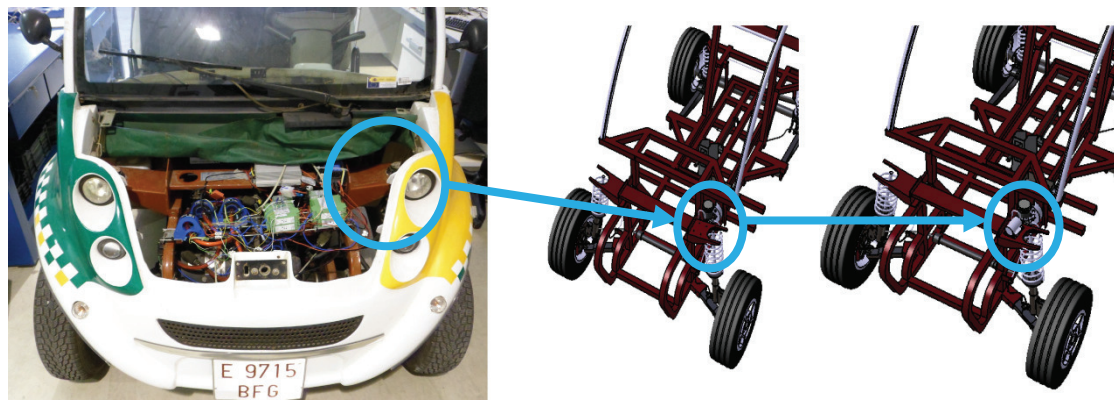


Imagen 110. Modelado en CATIA de la localización de la bomba de vacío del servofreno del vehículo eléctrico

4.4.2 Motor automático para el pedal del freno

Este dispositivo está formado por:

- Un motor.
- Un reductor. (Especificaciones técnicas en el Anexo 2)
- Sensor. (Especificaciones técnicas en el Anexo 2)
- Controladora. (Especificaciones técnicas en el Anexo 2)
- Fuente de alimentación

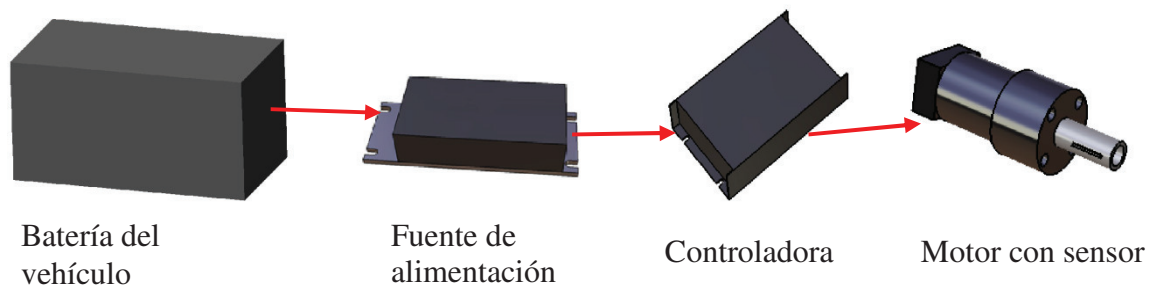


Imagen 111. Esquema del conjunto del motor automático

4.4.2.1 Motor, reductor y sensor

Para la elección del motor hemos tenido en cuenta el par necesario que necesitamos en el eje del pedal del freno.

[28]Esta combinación de 3 piezas tiene una referencia conjunta en la página de internet de Maxon Motor: 387756

El motor se colocaría en el mismo eje de rotación que el pedal de freno, e iría sujeto al soporte del pedal de freno fijado a través de 4 tornillos con rosca.

Al no disponer de espacio, es necesario la colocación del nuevo soporte que más adelante explicaremos con su correspondiente modificación en la carrocería.

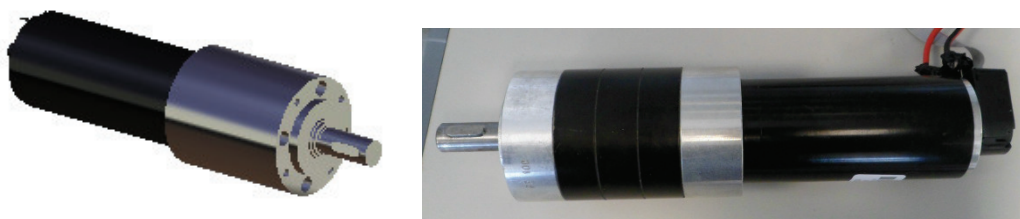


Imagen 112. Modelado en CATIA del motor con la reductora para el eje del pedal de freno

Características del motor

Marca: Maxon motor
Número de artículo: 370354
RE 50 d50mm, Escobillas de grafito, 200 vatios
Diámetro: 50 mm
Potencia de tipo: 200 W
Tensión nominal: 24 V
Velocidad en vacío: 5950 rpm
Par nominal (par continuo máximo): 450 mNm

Ver Anexo 3: Data-sheet de los nuevos dispositivos. Data sheet del motor

Características del reductor

Marca: Maxon motor
Número de artículo: 110505
Reductor planetario GP 62 A d62mm, 8-50 Nm
Diámetro: 62
Ratios: 100:1
Torque: 50 Nm

Ver Anexo 3: Data-sheet de los nuevos dispositivos. Data sheet de la reductora

Características del sensor

Marca: Maxon motor
Número de artículo: 110518
Encoder HEDL 5540, 500 ppv, 3 canales, con line driver RS 422
Ppv: 500
Canales: 3
Line Driver: DS26LS31

Ver Anexo 3: Data-sheet de los nuevos dispositivos. Data sheet del sensor

Cálculos del motor

La potencia es el producto de la velocidad angular por el par, en sus unidades correspondientes, así como la intensidad de corriente por el voltaje. El voltaje está relacionado con la velocidad angular, y una vez fijado, el motor es capaz de vencer tanto par como la intensidad le permita (sin sobrepasar los límites de potencia).

$$P_e = W \times T = V \times I$$

Dónde

P_e	Potencia eléctrica del motor
W	Velocidad angular
T	Par en el eje del pedal
V	Voltaje
I	Intensidad de la corriente

Sabemos que el eje del pedal se encuentra a 472.70 mm del pedal, por tanto según la fuerza que queramos aplicar necesitaremos un par en el eje que nos lo debe proporcionar el motor:

Fuerza en Kg	Par en el eje del pedal Nm
20 (196 N)	92.65
30 (294 N)	138.97
40 (392 N)	185.30

Tabla 11. Par en el eje del pedal según fuerza

El hecho de llevar una reductora hace que, manteniendo la potencia, el par se multiplique por 100 al tiempo que la velocidad se ve reducida en la misma proporción. Por tanto, sabiendo que el par de arranque del motor es de 8920 mNm y la reductora tiene una relación de 100:1 con el motor y que el rango de funcionamiento del motor será discontinuo prevemos que no se producirá calentamiento del motor, ya que:

$$T_m = 8,920 \text{ Nm} \times 100 = \mathbf{892 \text{ Nm}} \quad T_m > \mathbf{\text{Par demandado para el frenado}}$$

Dónde: T_m Par proporcionado por el motor

Por tanto, como hemos previsto que no necesitaremos un par superior a 185.30 Nm para el frenado sin bloqueo de las ruedas vemos como el par máximo que demandaremos está muy por debajo de los 892 Nm que nos puede proporcionar el motor.

Además, sabemos que el motor tiene una potencia máxima de 200 W. así que no podemos sobrepasar una demanda de potencia superior a dicho valor.

$$P_e = W \times T < \mathbf{200 \text{ W}}$$

Por tanto con el máximo par que necesitamos es de 185,30 N y suponemos que gira a 1 rad/s:

$P = 185 \text{ Nm} \times 1 \text{ rad/s} = 185 \text{ Nm/s} = 185 \text{ W}$ Con lo cual no sobrepasaremos la máxima potencia del motor, de 200 W.

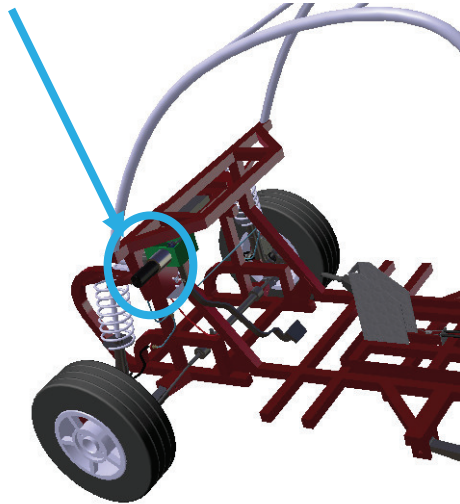


Imagen 113. Modelado en CATIA de la localización del motor automático en el vehículo eléctrico

4.4.2.2 Controladora

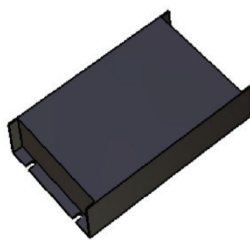


Imagen 114. Modelado en CATIA de la controladora del motor automático

[28]Características

Marca: Maxon motor

Número de artículo: 375711

EPOS2 70/10, digital control de posición, 10 A, 11-70 Vdc

Ver Anexo 3: Data-sheet de los nuevos dispositivos. Data sheet de la controladora

Como el voltaje que nos proporciona la fuente de alimentación es de 12.2 Vdc y el rango de la controladora es entre 11-70 Vdc pues estaríamos dentro del rango adecuado.

Este controlador es necesario para poder controlar el par deseado en el motor. El programa de dicho aparato es suministrado gratuitamente por la empresa al cual fue comprada.

Para la colocación abriremos 4 taladros en el chasis en el lugar indicado.

Localización de donde iría colocado la controladora en el vehículo eléctrico y su modelado en CATIA V5:

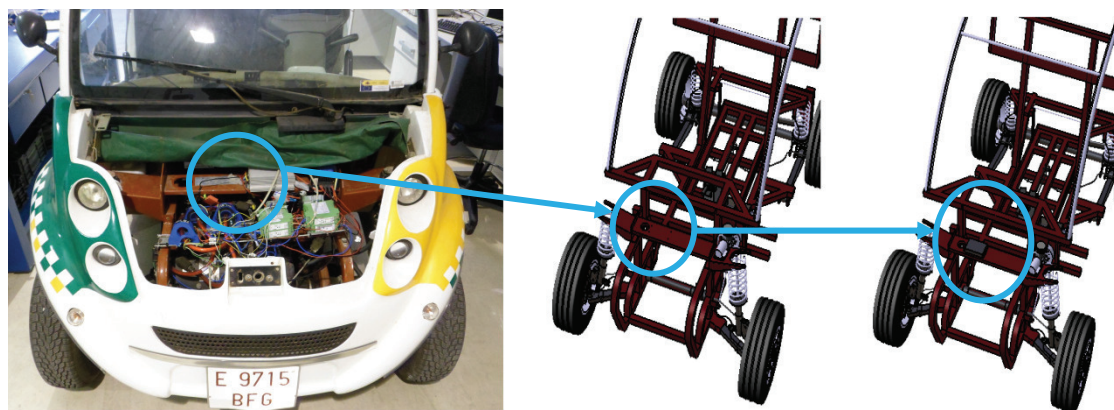


Imagen 115. Modelado en CATIA de la localización de la controladora del motor automático del vehículo eléctrico

4.4.2.3 Fuente de alimentación

Las baterías nos proporcionan 48 V así que vemos la necesidad de instalación de una fuente de alimentación que convierta esos 48 V en 12 voltios.

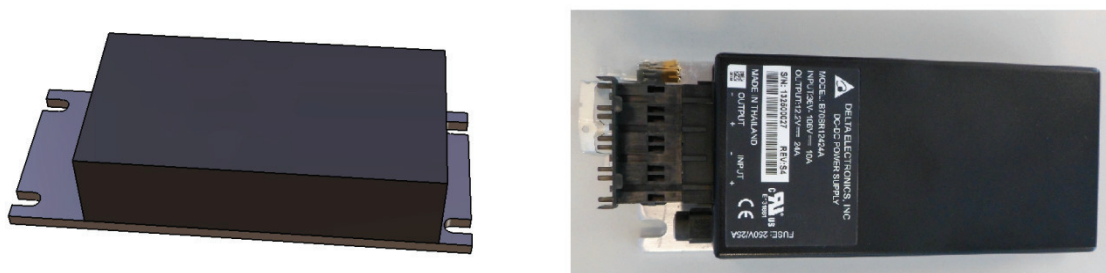


Imagen 116. Modelado en CATIA de la fuente de alimentación para el motor automático

[29]Características:

Marca: Delta Electronics

Modelo: DC-DC POWER SUPPLY B70SR12424A

Input: 36 V – 106 V → 10 A

Output: 12.2 V → 24 A

Ver Anexo 3: Data-sheet de los nuevos dispositivos. Data sheet de la fuente de alimentación.

Localización de donde iría colocado fuente de alimentación en el vehículo eléctrico y su modelado en CATIA V5:

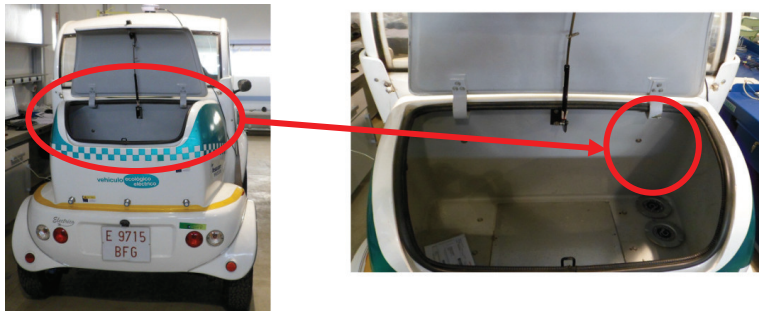


Imagen 117. Modelado en CATIA de la localización de la fuente de alimentación del vehículo eléctrico

Para la colocación abriremos con un taladro portátil los orificios necesarios para su fijación.

Ver Anexo 1: Planos. Plano 3 Nuevo sistema de frenado

4.4.3 Modelado en Catia de los distintos soportes y modificaciones

Ver Anexo 1: Planos. Plano 4 Soportes y modificaciones conjunto.

- Modificación del chasis

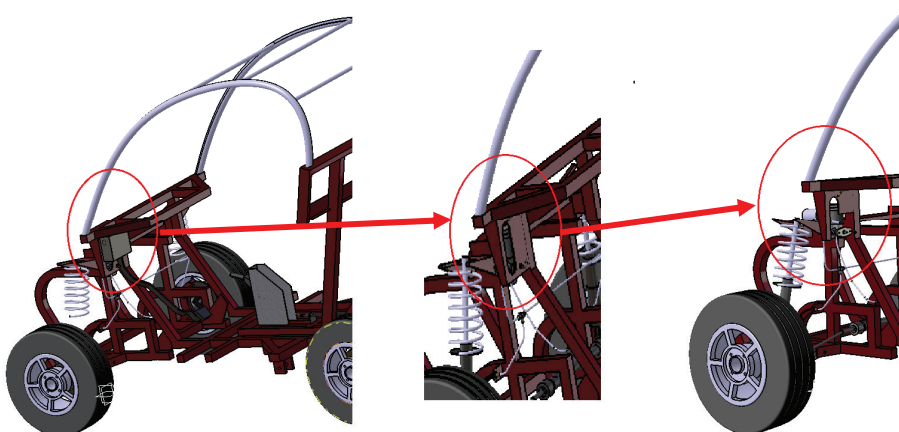


Imagen 118. Modelado en CATIA de la localización de la modificación en el chasis

Ver Anexo 1: Planos. Plano 5 Modificación en el chasis.

- Nuevo soporte soldado al chasis

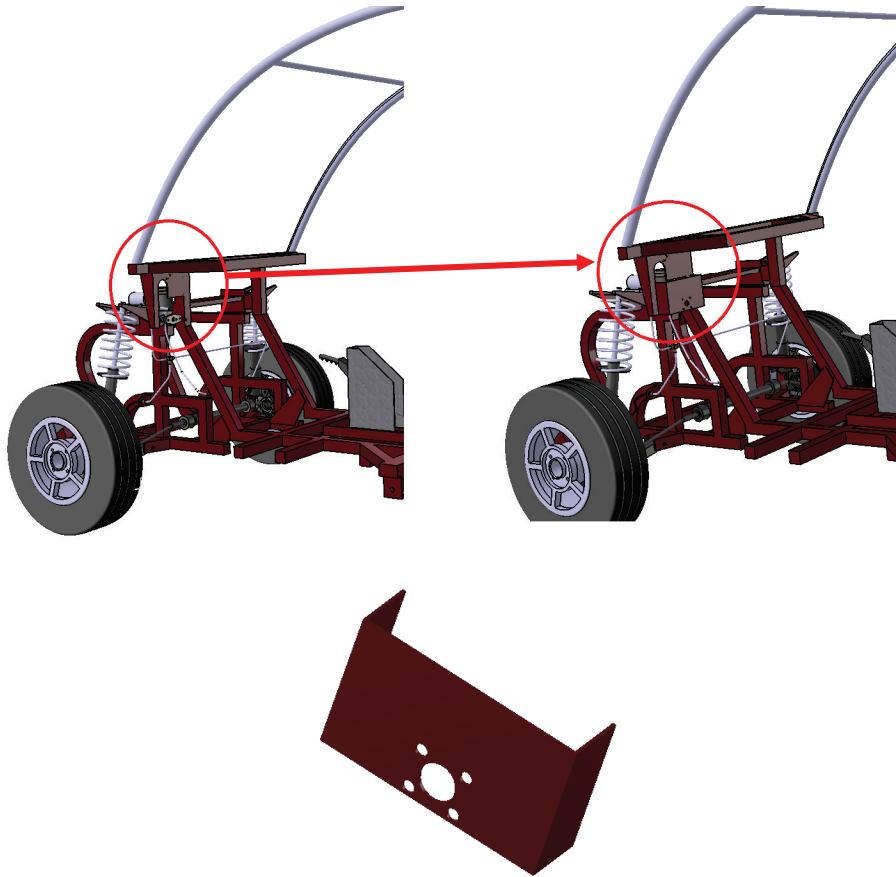


Imagen 119. Modelado en CATIA del nuevo soporte para el servofreno

Ver Anexo 1: Planos. Plano 7 Soporte Servofreno. Para sus correspondientes medidas, pliegues y taladros. (Todas estas medidas son supuestas ya que no conocemos las medidas reales del servofreno).

- Nuevo soporte para el eje del pedal de freno y el motor automático.

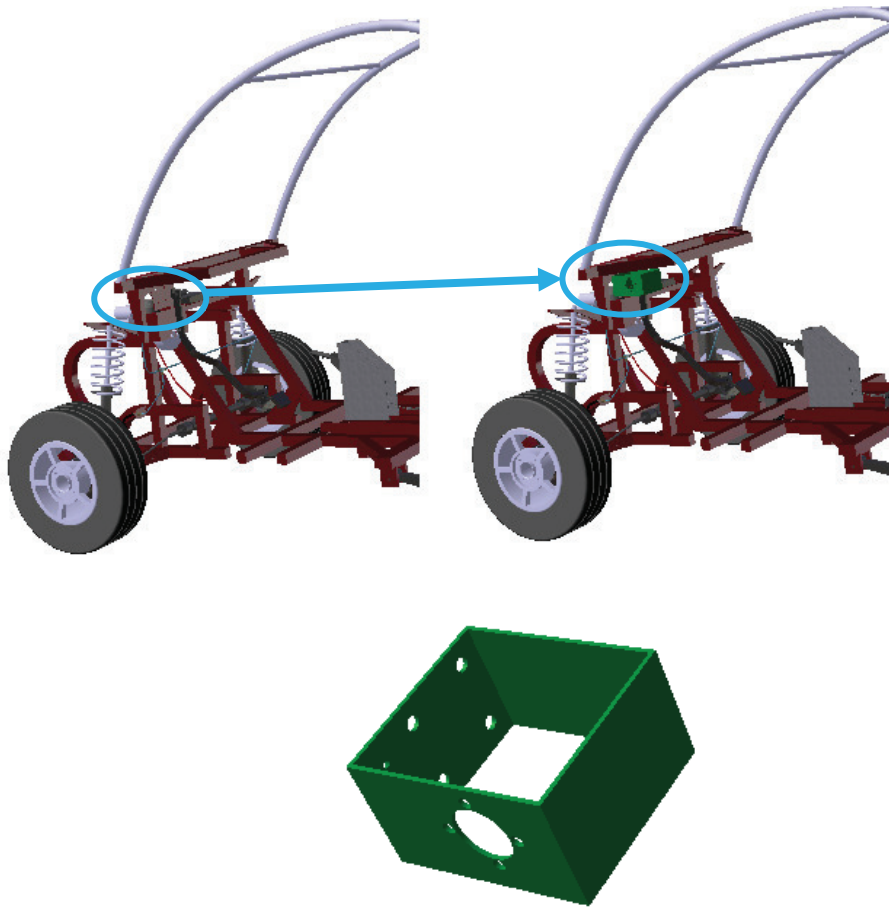


Imagen 120. Modelado en CATIA del nuevo soporte para el pedal del freno

Ver Anexo 1: Planos. Plano 6 Soporte motor auto.-pedal freno

- Nuevo soporte de acoplamiento motor – eje del pedal.

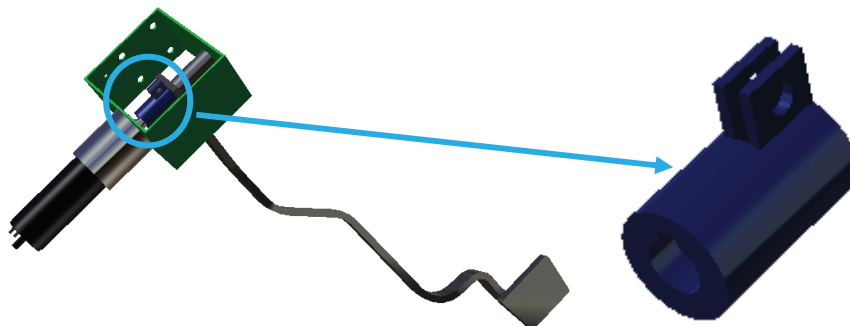


Imagen 121. Modelado en CATIA de la brida eje pedal-motor

Ver Anexo 1: Planos. Plano 8 Brida motor auto.-pedal freno

- Realización de taladros en el chasis del vehículo eléctrico

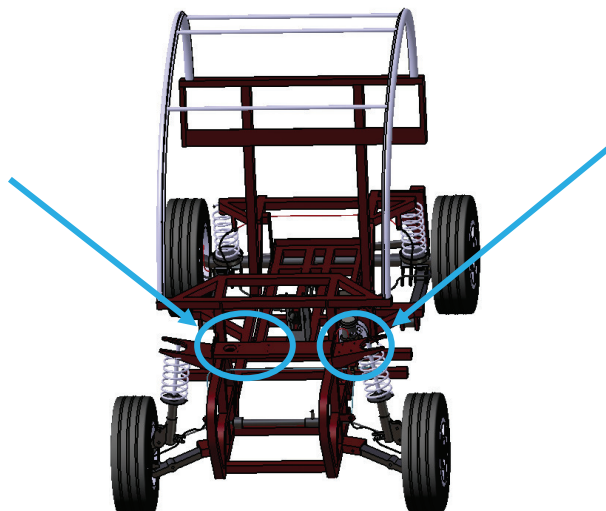


Imagen 122. Modelado en CATIA de la localización de los taladros

Ver Anexo 1: Planos. Plano 5 Modificación en el chasis.

4.4.4 Montaje de las distintas nuevas partes

Una vez contruidos los distintos soportes y los taladros pertinentes al chasis, fijaremos sus correspondientes elementos a los nuevos soportes a través de tornillos con tuerca.

- Nuevo soporte para el eje del pedal de freno y el motor automático.

El soporte se fijará al chasis a través de 4 tornillos DIN 933 M10 con sus correspondientes tuercas DIN 934 M10.

- Motor del freno automático

Irá fijado al nuevo soporte a través de 4 tornillos DIN 933 M8.

- Controladora

Irá fijado al chasis a través de 4 tornillos DIN 933 M3 con sus correspondientes tuercas DIN 934 M3.


- Fuente de alimentación

Irá fijado en el maletero a la carrocería a través de 4 tornillos DIN 933 M7 con sus correspondientes tuercas DIN 934 M7.

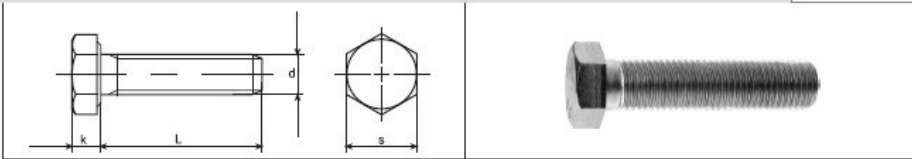
- Brida

Irá fijado al nuevo soporte a través de 4 tornillos DIN 933 M8 con sus correspondientes tuercas DIN 934 M8.

Catálogos de tornillos y tuercas según normativa [30]:

DIN 933 Tornillo de cabeza hexagonal, totalmente roscado 


ISO 4017 EN 24017



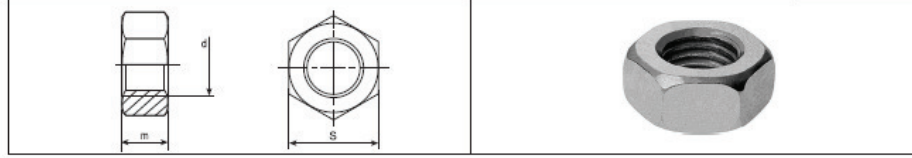
d	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12
P	0,5	0,7	0,8	1	1	1,25	1,5	1,75
k	2	2,8	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5
s	5,5	7	8	10	11	13	17/16*	19/18*
L	(4-30)	(5-70)	(6-80)	(6-80)	(7-100)	(8-120)	(8-150)	(10-150)
d	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
P	2	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5
k	8,8	1	11,5	12,5	14	15	17	18,7
s	22/21*	24	27	30	32/34*	36	41	46
L	(10-150)	(12-150)	(16-200)	(16-200)	(16-200)	(16-200)	(22-200)	(35-200)
d	M33	M36	M39	M42	M45	M48	M52	
P	3,5	4	4	4,5	4,5	5	5	
k	21	22,5	25	26	28	30	33	
s	50	55	60	65	70	75	80	
L	(35-200)	(35-200)	(35-200)	(40-200)	(40-200)	(40-200)	(50-200)	
4.6	4.8	5.6	5.8	6.8 ●	8.8 ●	10.9 ●	12.9 ●	A2 ● A4 ●

* Tamaño según norma ISO.

Tabla 12. Catálogo de tornillos de cabeza hexagonal

DIN 934 Tuercas hexagonal 

ISO 4032 EN 24032



d	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M10	M12	M14
P	0,5	0,7	0,8	1	1	1,25	1,5	1,75	2
m	2,4	3,2	4	5	5,5	6,5	8	10	11
s	5,5	7	8	10	11	13	17/16*	19/18*	22/21*
d	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30	M33	M36
P	2	2,5	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4
m	13	15	16	18	19	22	24	26	29
s	24	27	30	32/34*	36	41	46	50	55
d	M39	M42	M45	M48	M52	M56	M60	M64	M68
P	4	4,5	4,5	5	5	5,5	5,5	6	6
m	31	34	36	37	42	45	48	51	54
s	60	65	70	75	80	85	90	95	100
d	M72	M76	M80	M90	M100	M110			
P	6	6	6	6	6	6			
m	58	61	64	72	80	88			
s	105	110	111,5	130	145	155			
5 ●	8 ●		10 ●		A2 ●		A4 ●		

* Tamaño según norma ISO.

Tabla 13. Catálogo de tuercas hexagonal

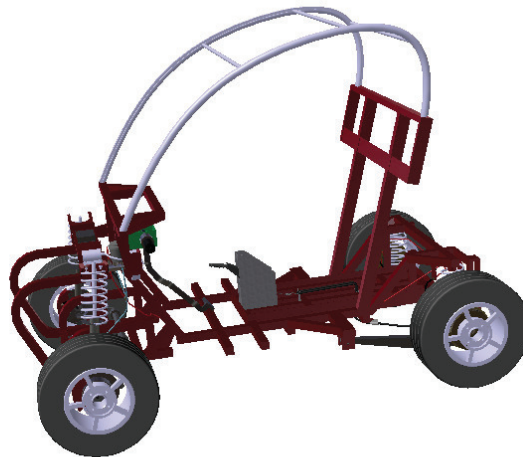


Imagen 123. Modelado en CATIA del vehículo eléctrico con las nuevas modificaciones

5. CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

Una vez analizadas las distintas partes que componen un sistema de frenado, así como los nuevos diseños propuestos a realizar, llegamos a las siguientes conclusiones:

- El vehículo eléctrico, cuando circula a una velocidad considerable, hemos visto empíricamente que frena con una desaceleración muy reducida. Para aumentar dicha desaceleración hemos propuesto la incorporación de un servofreno que aliviaría este problema, ya que se aumentaría la fuerza que le llega a la bomba de frenos por medio de dicho servofreno, pisando con la misma fuerza el pedal del freno.
- A través de los ensayos, podemos concluir que para un análisis más exhaustivo del sistema de frenado es necesario una afinación mayor de los sensores para evitar, en la medida de lo posible, los errores de la lectura de los distintos sensores y así poder tener unos resultados más acordes con la realidad.
- Cuando una persona pisa el pedal no lo hace siempre con la misma fuerza, por esto se ha propuesto la incorporación del motor descrito anteriormente para frenar a la fuerza deseada y, a su vez, dispondríamos de la capacidad del vehículo a frenar de manera automática e incluso a distancia. Además esto nos va a permitir asegurarnos de la repetitividad de los experimentos.
- Sabemos que para implantar una frenada regenerativa es necesario conocer en profundidad el sistema de freno mecánico del que disponemos, ya que hemos visto que el freno regenerativo siempre deberá convivir con un freno mecánico, por sus problemas ante una frenada brusca o inmovilización del vehículo.
- Como conclusión más importante, vemos actualmente que las compañías automovilísticas apuestan cada vez más por los vehículos eléctricos y uno de los principales problemas que existen es la autonomía de éstos. Con la ayuda de esta primera aproximación en el análisis del sistema de frenado de este vehículo eléctrico proponemos, para un futuro no muy lejano, la incorporación a dicho vehículo eléctrico de un sistema de frenada regenerativa que ayude a recuperar energía desperdiciada durante el proceso de frenada y aprovecharla para la carga de las baterías y así alargar la autonomía del vehículo eléctrico.

6. BIBLIOGRAFIA

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Ferrer, J. y Domínguez, E.J. (2006). *Sistemas de transmisión y Frenado*. Madrid: Editorial Editex, S.A
- [2] Font Mezquita, José y Dols Ruiz, Juan F. (2004). *Tratado sobre automóviles (Tomo II)*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.
- [3] Ribas Lagares, Juan. (2012). *Aprender Catia V5 con ejercicios. Diseño en contexto. (1ª ed)*. Barcelona: Editorial Marcombo S.A
- [4] Font Mezquita, José y Dols Ruiz, Juan F. (2004). *Tratado sobre automóviles (Tomo IV)*. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.
- [5] Aparicio Izquierdo, F; Vera Álvarez, V y Diaz López, V. (2001). *Teoría de los Vehículos Automóviles (2ª ed.)*. Madrid: ETS Ingenieros Industriales.
- [6] Rodríguez Ortega, Jesús (2006). *Diseño, cálculo y construcción/adaptación del sistema de frenado para un prototipo de Fórmula SAE*. Proyecto fin de carrera. Madrid: ETS Ingenieros Industriales.
- [7] Criado Ocaña, Elena (2012). *Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo Fórmula Student*. Proyecto fin de carrera. Leganés (Madrid): Escuela Politécnica Superior.
- [8] Martínez Lao, Juan Antonio. *Cálculo de Máquinas* (2012). Apuntes. Almería: Escuela Politécnica superior de Ingeniería y Facultad de Ciencias Experimentales
- [9] Villar Pérez, Carlos Pelayo (2013). *Estudio sobre instalación, montaje y funcionamiento de un codificador para calcular posición y velocidad de un vehículo eléctrico*. Proyecto fin de carrera. Almería: Escuela Politécnica Superior y Facultad de Ciencias Experimentales.
- [10] Arias-Paz, M. (2004). *Manual de Automóviles (55 ed.)*. Madrid: Editoriales Dossat S.L.

Otros recursos electrónicos:

- [11] *Introducción al frenado*. Disponible en:
<http://www.circulaseguro.com/pisa-el-freno-1-por-que-es-necesario/>
- [12] *Apuntes de la Universidad Politécnica de Catalunya*. Disponible en:
<https://upcommons.upc.edu/pfc/bitstream/2099.1/2665/2/31095-2.pdf>
- [13] *Frenos de tambor*. Disponible en:
<http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-2.htm>

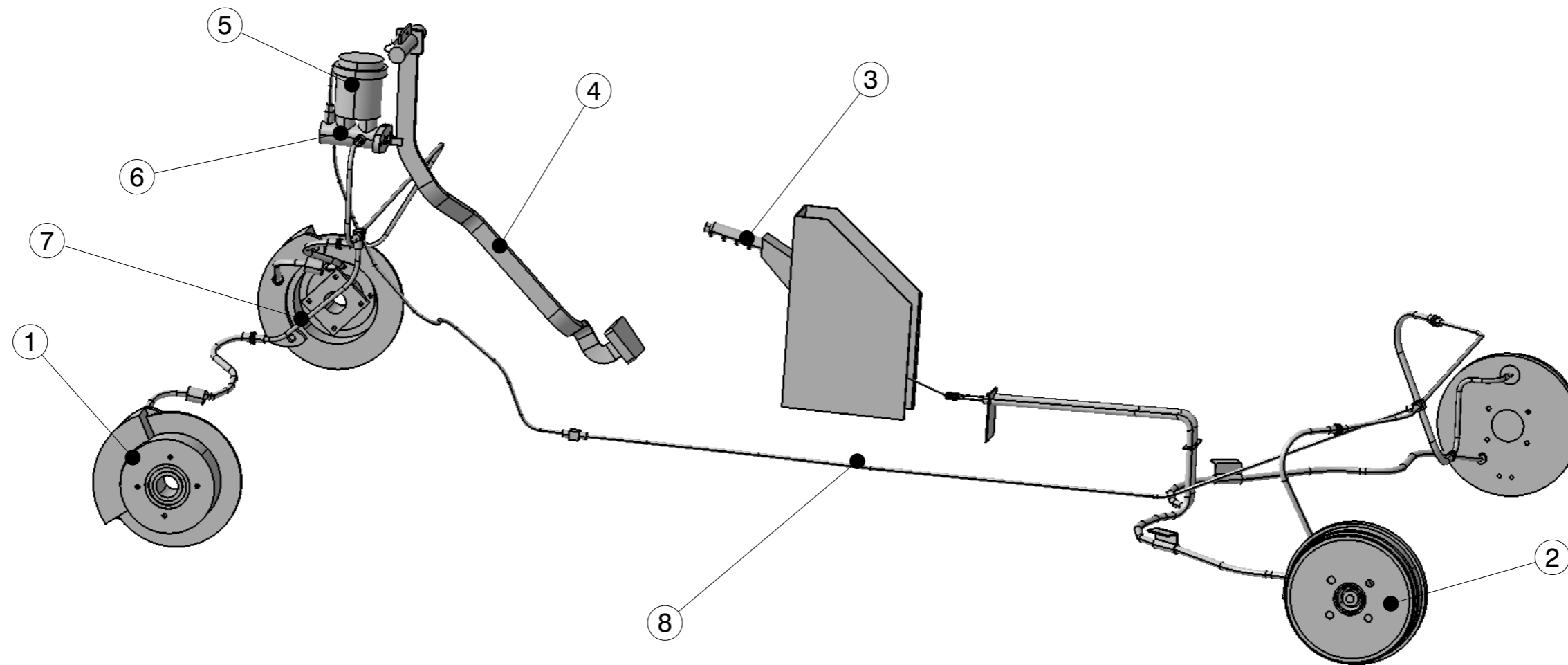
- [14] *Frenos de disco*. Disponible en:
<http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>
- [15] *Freno de mano*. Disponible en:
<http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-4.htm>
- [16] *Líquidos de frenos*. Disponible en:
<http://www.pruebas.pieldetoro.net/web/bricos/perdamoselmiedoalamecanica-Frank67/09%20-%20LIQUIDOS%20DE%20FRENOS.pdf>
- [17] *Frenos regenerativos*. Disponible en:
<http://www.ABB.com/motors&drives>
- [18] *Frenos regenerativos*. Disponible en:
<http://www.motorpasionfuturo.com>
- [19] *Frenos regenerativos*. Disponible en:
<http://www.javenariana.edi.co>
- [20] *Frenos regenerativos*. Disponible en:
<http://www.ecomovilidad.net>
- [21] *Frenos regenerativos*. Disponible en:
<http://www.hypatia.morelos.gob.inx>
- [22] *Frenos regenerativos*. Disponible en:
<http://www.mecanicaymotores.com>
- [23] *Información Autocad*. Disponible en:
<http://www.autodesk.es/products/autodesk-autocad/overview>
- [24] *Información Labview*. Disponible en:
<http://estuelectronic.wordpress.com/2012/08/06/que-es-y-para-que-sirve-labview/>
- [25] *Información Matlab*. Disponible en:
<http://www.mathworks.es/>
- [26] *Manual de reconstrucción de accidentes*. Disponible en:
<http://www.mapfre.com/ccm/content/documentos/cesvimap/ficheros/MRATExtracto.pdf>
- [27] *Catálogo de la compañía de Ferodo Racind*. Disponible en:
<http://www.ttdmotorsport.com/marcas/ferodo-racing/ferodo.html>
- [28] *Datasheet del motor, reductora, sensor y controladora*. Disponible en:
<http://www.maxonmotor.es>
- [29] *Datasheet de la fuente de alimentación*. Disponible en:
<http://www.deltaww.com>

- [30] *Catálogo de tornillería de la compañía MS*. Disponible en:
<http://mstornilleria.com/CatalogoTecnico.pdf>
- [31] *Apuntes de la Universidad Salesiana de Ecuador*. Disponible en:
<http://www.dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1132/3/CAPITULO%20II.pdf>
- [32] *Grupo de investigación AMR*. Disponible en:
http://cvirtual.ual.es/webual/jsp/investigacion/nuevo/pInicio.jsp?id_grupo=TEP197&idioma=es

ANEXOS

ANEXO 1: PLANOS

Plano 1 Sistema de frenado actual



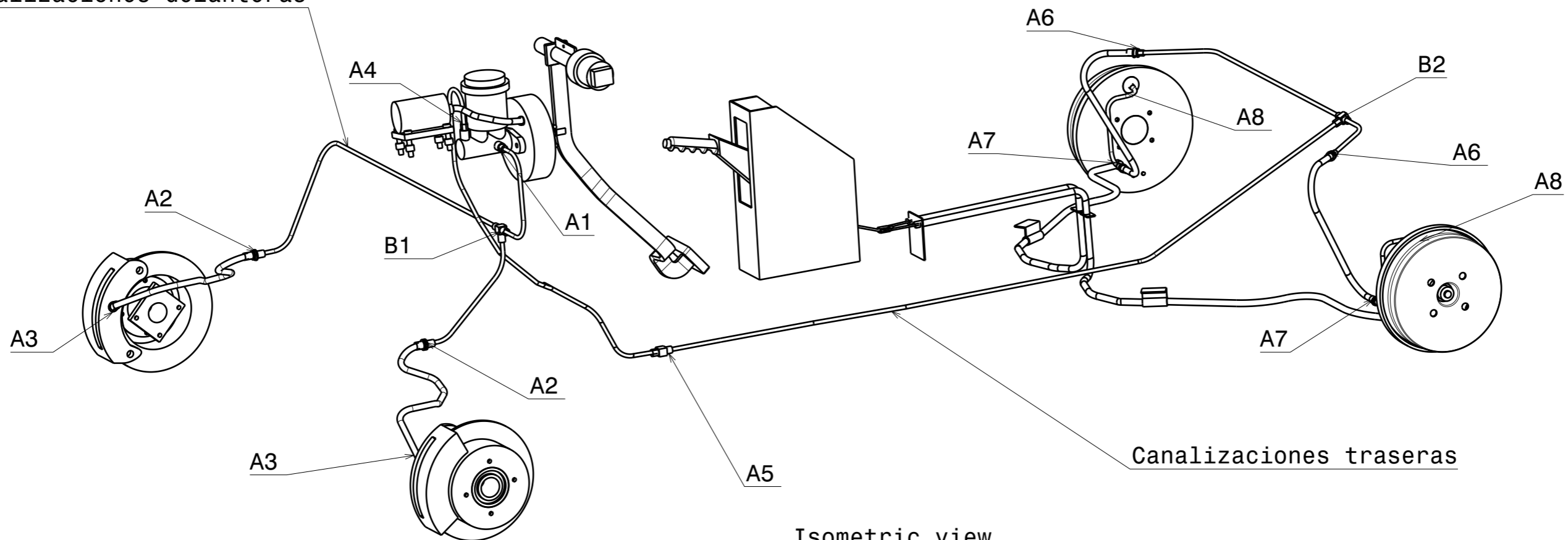
Isometric view
Scale: 1:8

Número	Nombre
1	Freno de disco
2	Freno de tambor
3	Freno de mano
4	Pedal de freno
5	Depósito del líquido de frenos
6	Bomba de frenos
7	Canalizaciones delanteras
8	Canalizaciones traseras

	Título				
	Sistema de frenado actual				
Dibujado por J. Lacalle	Fecha 24/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA			
Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A3	Plano Número 1	Material	
I.T.I MECANICA			Cotas mm	Escala 1:8	Hoja 1/1

Plano 2 Canalizaciones

Canalizaciones delanteras



Isometric view
Scale: 1:8

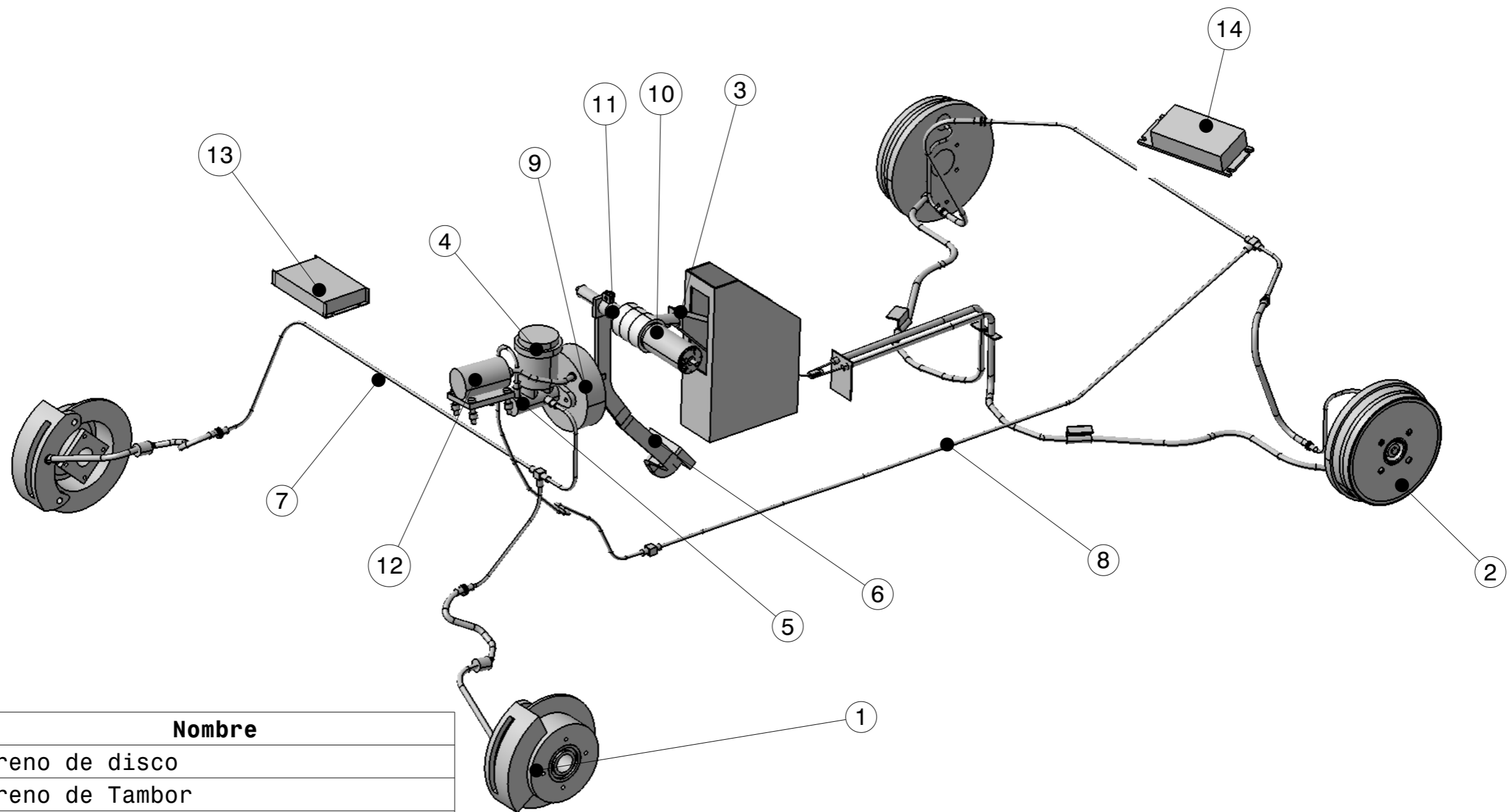
Canalización delantera		
TRAMO	DIAMETRO	MATERIAL
A1-B1	6.5	Revestimiento de acero
B1-A2	6.5	Revestimiento de acero
A2-A3	10	Revestimiento de caucho flexible

Canalización Trasera		
TRAMO	DIAMETRO	MATERIAL
A4-A5	6.5	Revestimiento de acero
A5-B2	6.5	Revestimiento de acero
B2-A6	6.5	Revestimiento de acero
A6-A7	10	Revestimiento de caucho flexible
A7-A8	6.5	Revestimiento de acero

Racores de conexión		
	Tipo	Cantidad
A	Normal Tipo ISO	13
B	En T Tipo ISO	2


	Título			
	Canalizaciones			
Dibujado por J. Lacalle	Fecha 24/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA		
Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A3	Plano Número 2	Material
I.T.I MECANICA			Cotas mm	Escala 1:8
			Hoja	1/1

Plano 3 Nuevo sistema de frenado



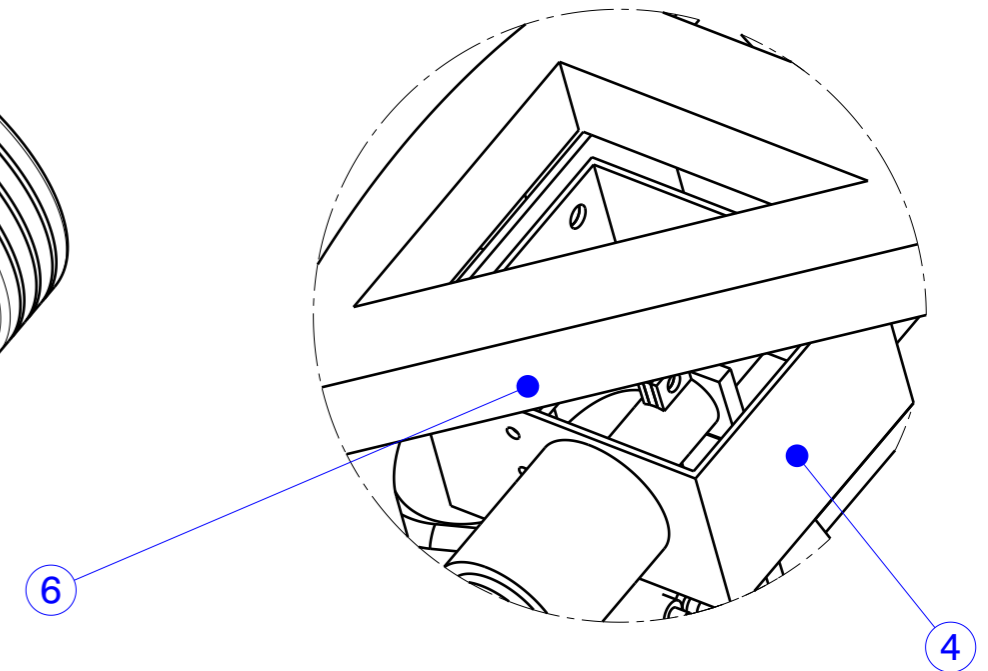
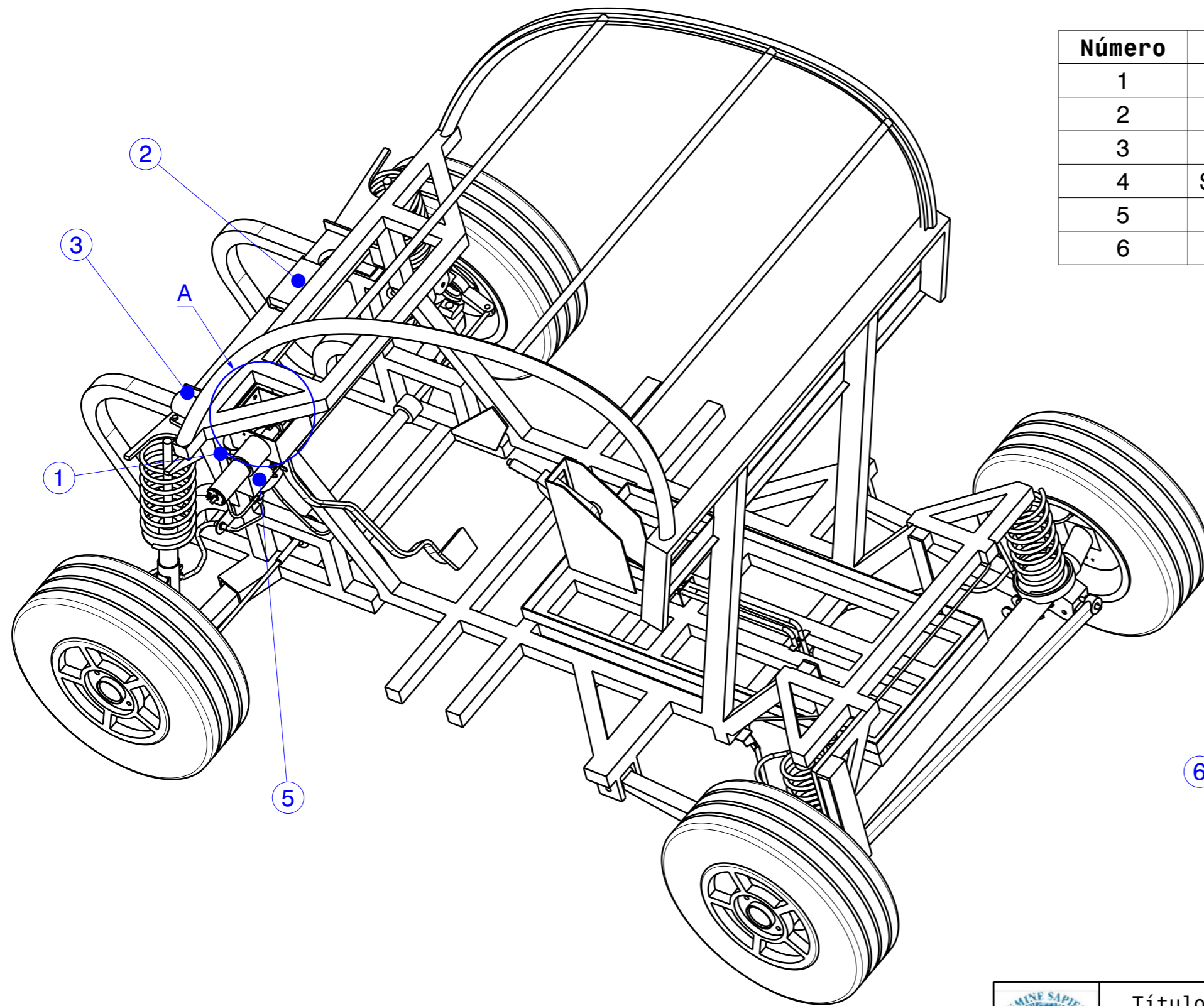
Isometric view
Scale: 1:8

Número	Nombre
1	Freno de disco
2	Freno de Tambor
3	Freno de mano
4	Depósito de líquido de frenos
5	Bomba de frenos
6	Pedal de frenos
7	Canalizaciones delanteras
8	Canalizaciones traseras
9	Servofreno
10	Motor eje del pedal de freno
11	Brida eje pedal-motor
12	Bomba de vacío
13	Controladora
14	Fuente de alimentación

	Título				
	Nuevo sistema de frenado				
Dibujado por J. Lacalle	Fecha 24/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA			
Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A3	Plano Número 3	Material	
I.T.I MECANICA			Cotas mm	Escala 1:8	Hoja 1/1

Plano 4 Soportes y modificaciones conjunto

Número	Nombre	Plano
1	Modificación en el chasis-1	5.1
2	Modificación en el chasis-2	5.2
3	Modificación en el chasis-3	5.3
4	Soporte motor auto.-pedal freno	6.1-6.2
5	Soporte servofreno	7.1-7.2
6	Brida motor auto.-pedal freno	8.1

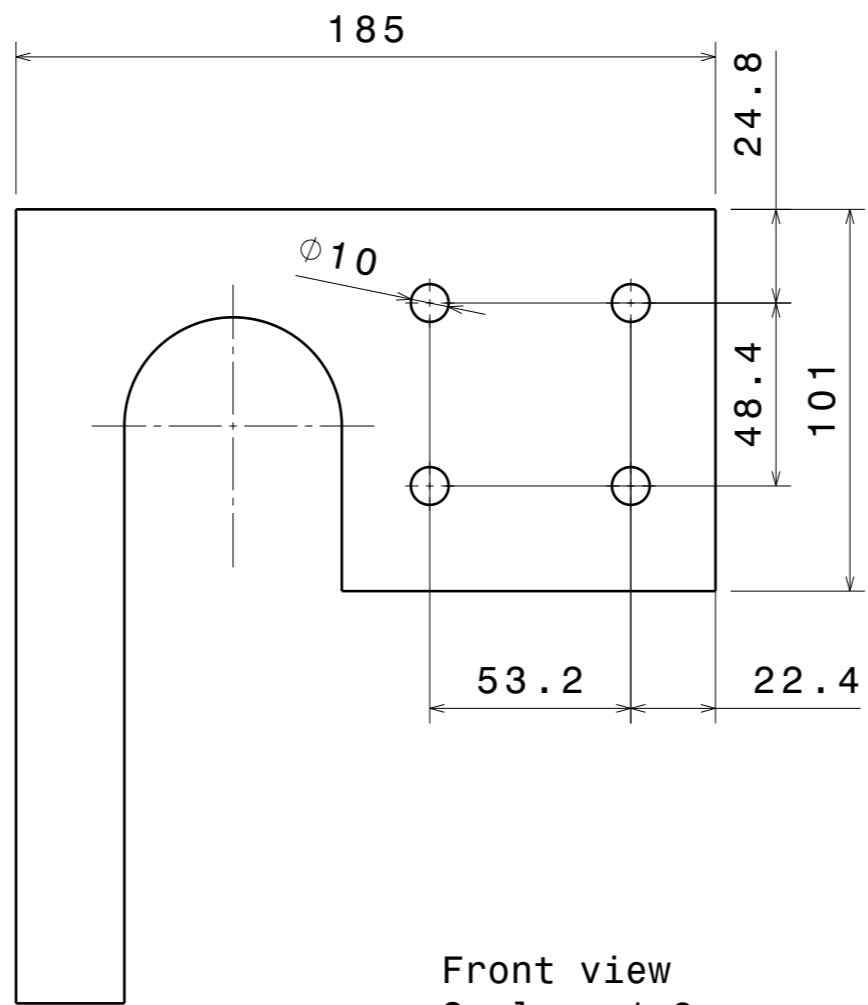
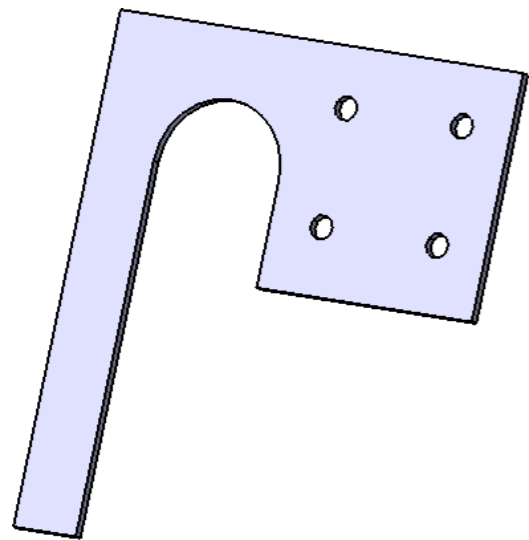


Detail A
Scale: 1:3

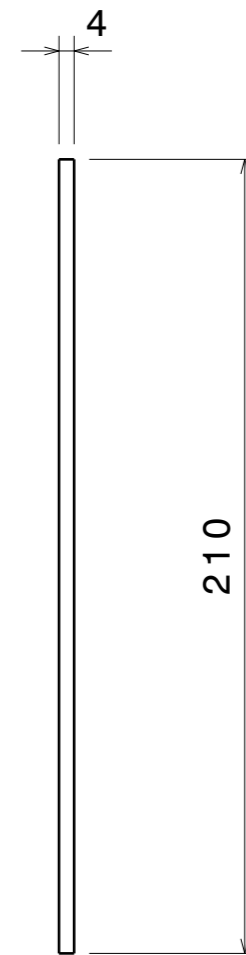
Isometric view
Scale: 1:11

	Título				
	Soportes y modificaciones conjunto				
Dibujado por J. Lacalle	Fecha 24/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA			
Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A3	Plano Número 4	Material	
I.T.I MECANICA			Cotas mm	Escala 1:3,1:11	Hoja 1/1


Plano 5 Modificación en el chasis

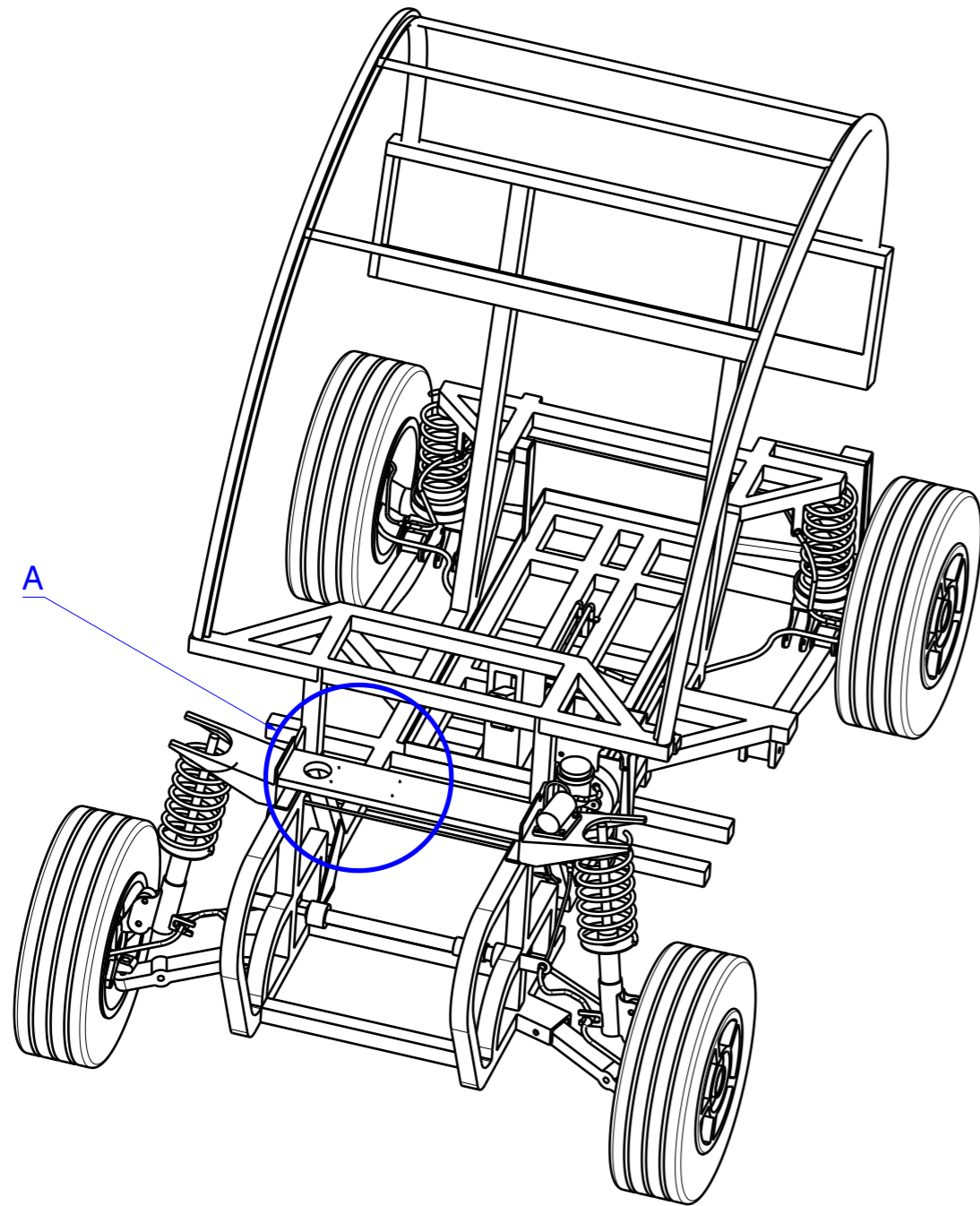


Front view
Scale: 1:2

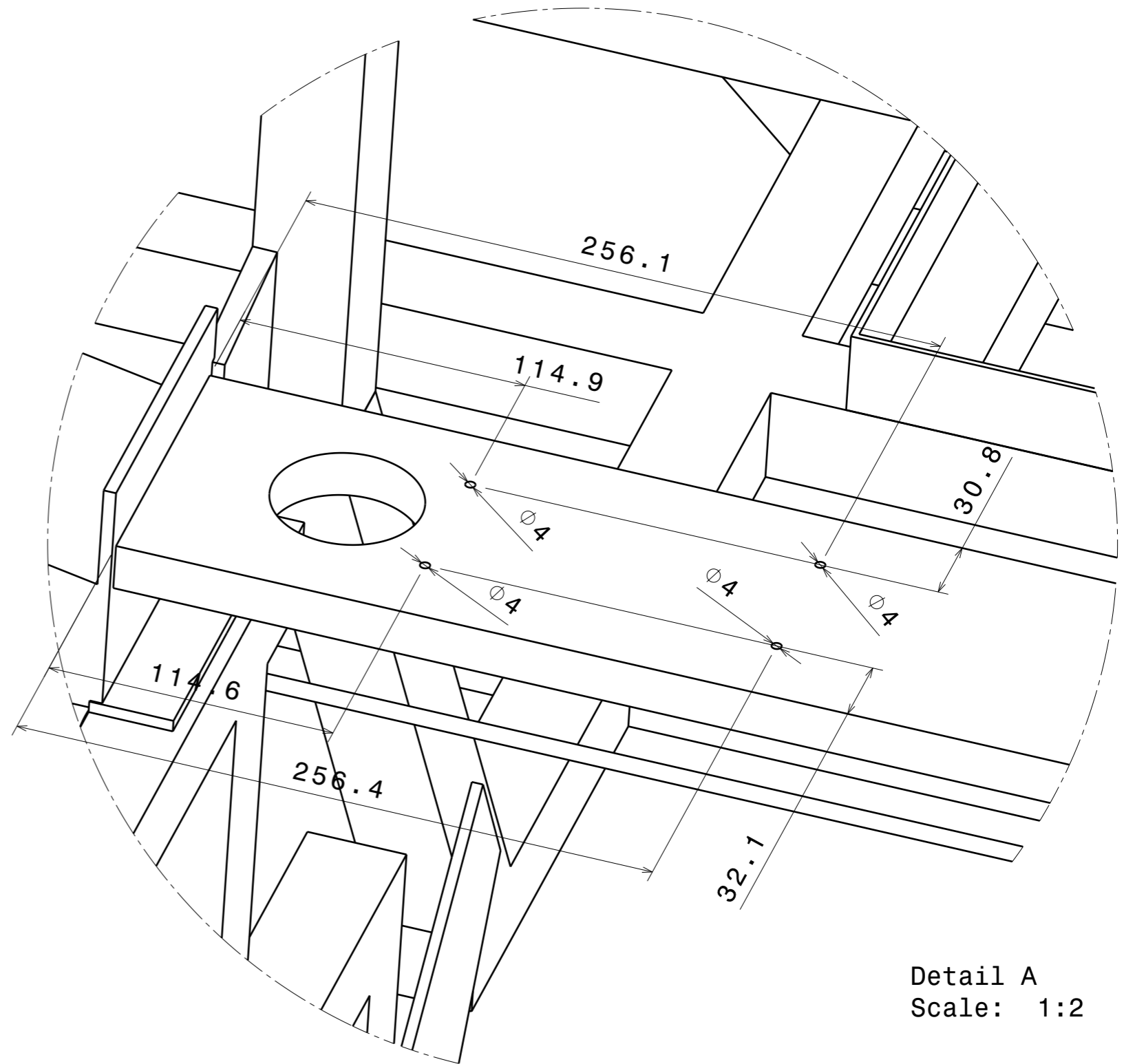


Left view
Scale: 1:2


	Título				
	Modificación en el chasis-1				
	Dibujado por J. Lacalle	Fecha 24/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA		
	Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A3	Plano Número 5.1	Material Acero
I.T.I MECANICA			Cotas mm	Escala 1:2	Hoja 1/3

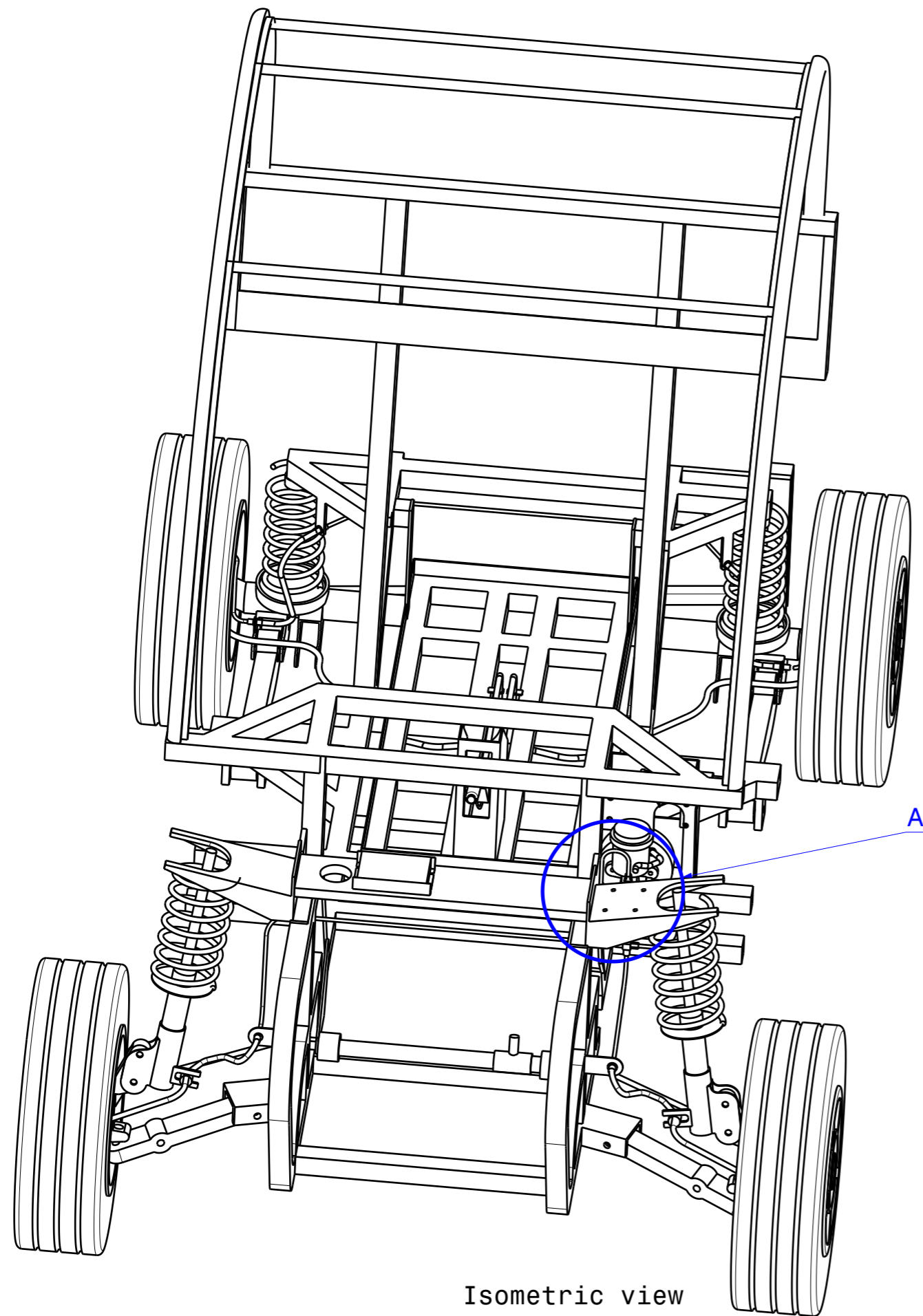


Isometric view
Scale: 1:15

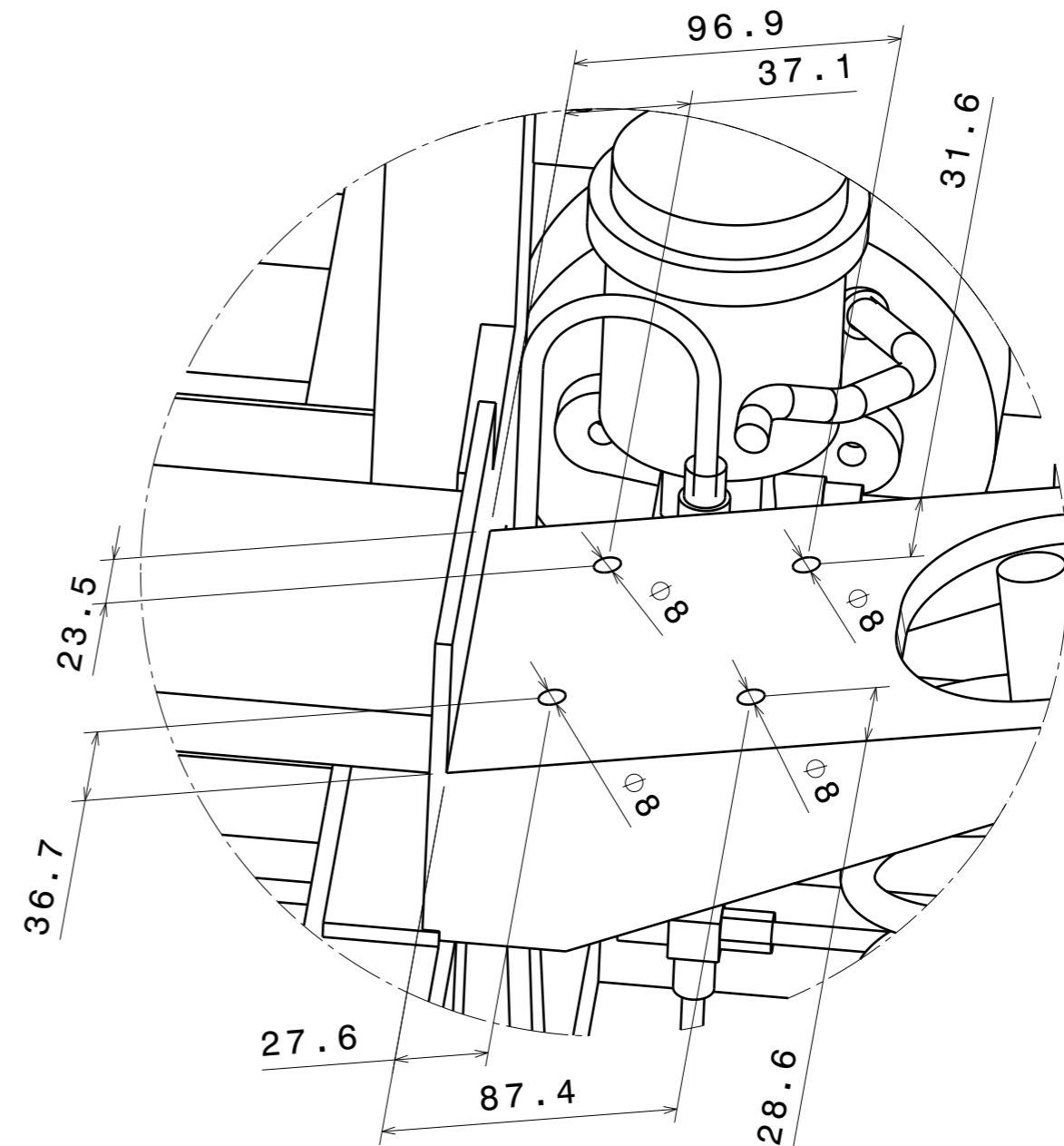


Detail A
Scale: 1:2


	Título				
	Modificación en el chasis-2				
	Dibujado por J. Lacalle	Fecha 24/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA		
	Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A3	Plano Número 5.2	Material Acero
I.T.I MECANICA			Cotas mm	Escala 1:2,1:15	Hoja 2/3



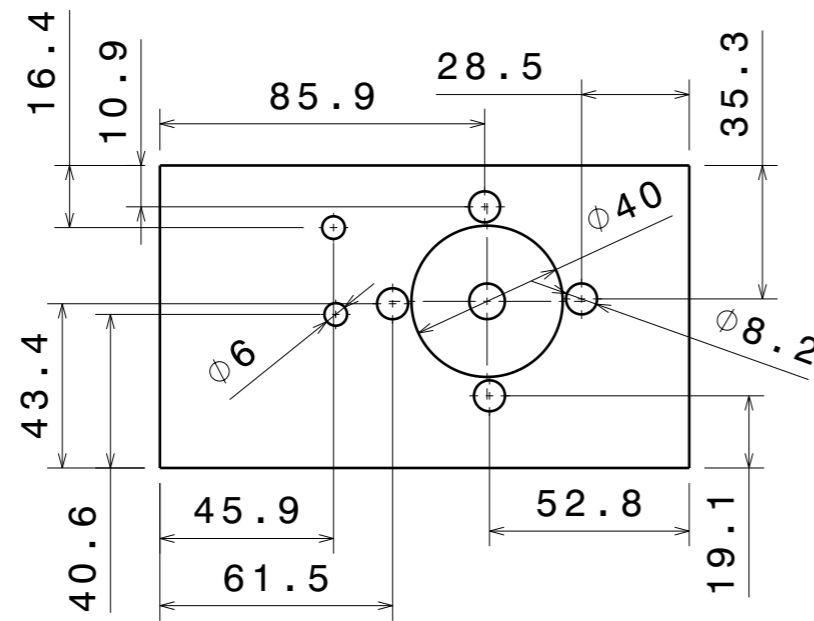
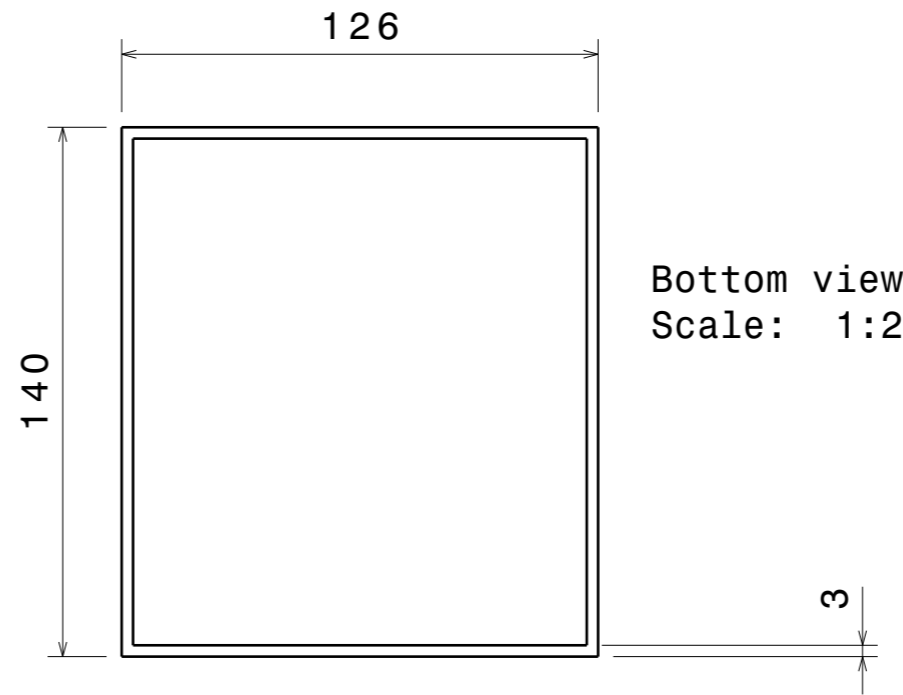
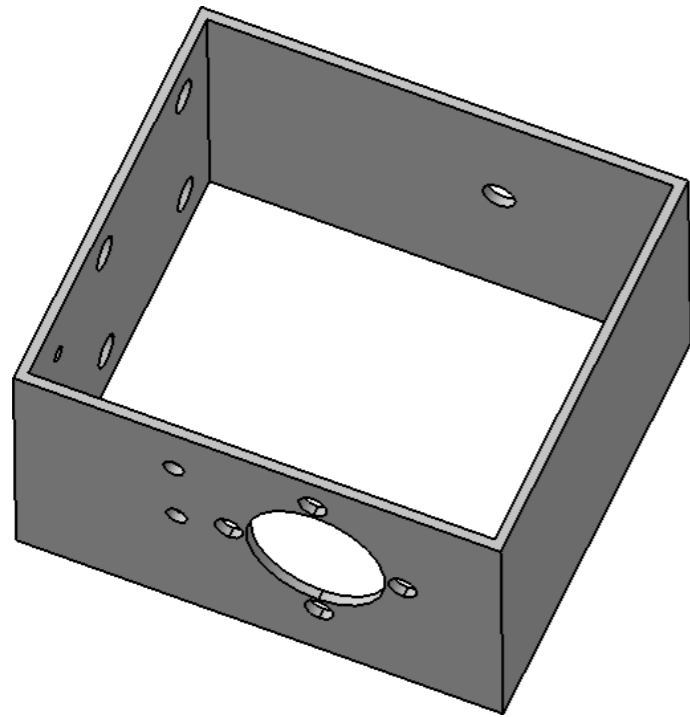
Isometric view
Scale: 1:10



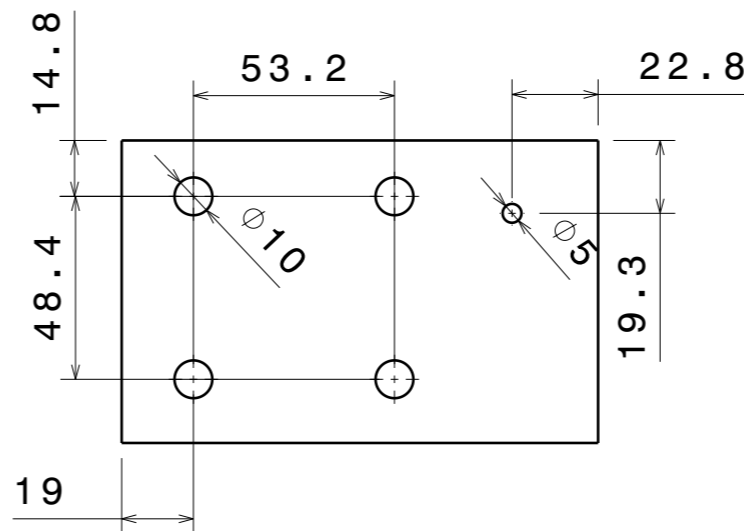
Detail A
Scale: 1:2

	Título				
	Modificación en el chasis-3				
Dibujado por J. Lacalle	Fecha 24/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA			
Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A3	Plano Número 5.3	Material Acero	
I.T.I MECANICA			Cotas mm	Escala 1:2,1:10	Hoja 3/3

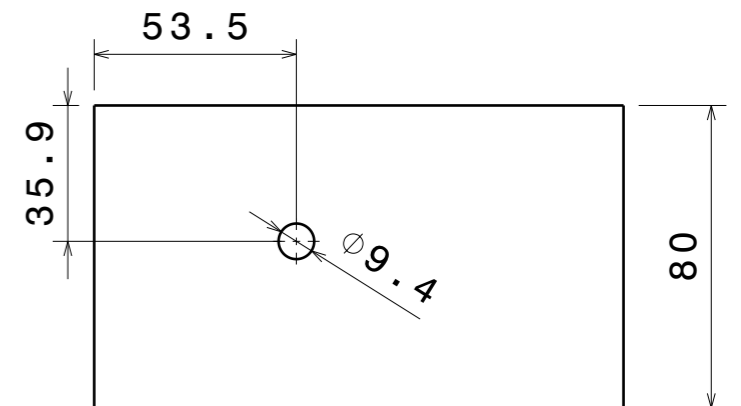
Plano 6 Soporte motor auto.-pedal freno



Right view
Scale: 1:2

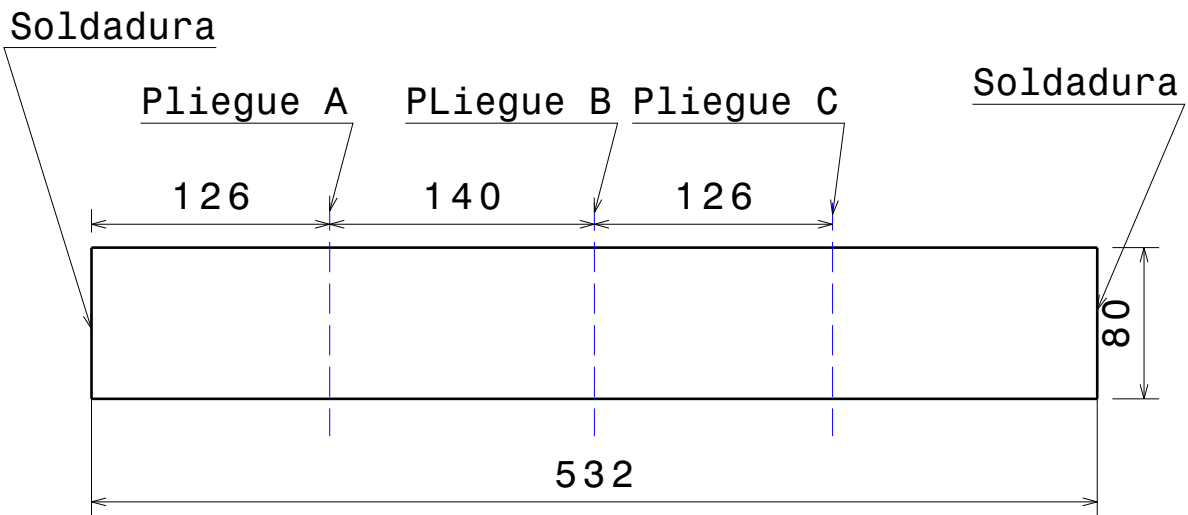
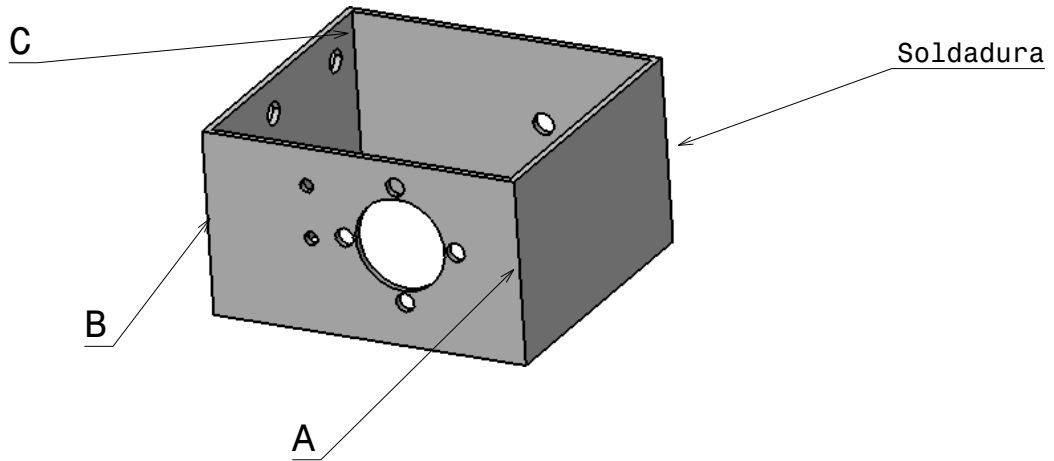


Front view
Scale: 1:2



Left view
Scale: 1:2

	Título				
	Sopor motor auto.-pedal freno-1				
	Dibujado por J. Lacalle	Fecha 24/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA		
Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A3	Plano Número 6.1	Material Aluminio	
I.T.I MECANICA			Cotas mm	Escala 1:2	Hoja 1/2



Front view
Scale: 1:4

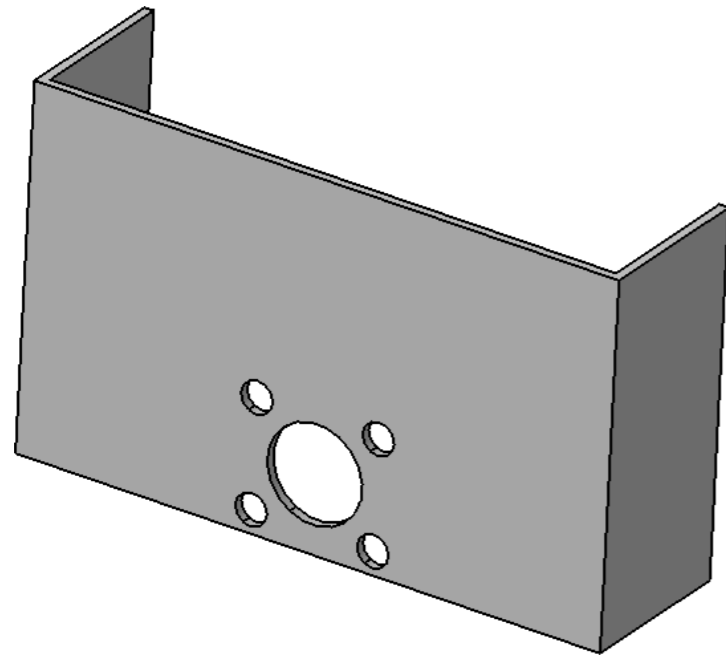


Título

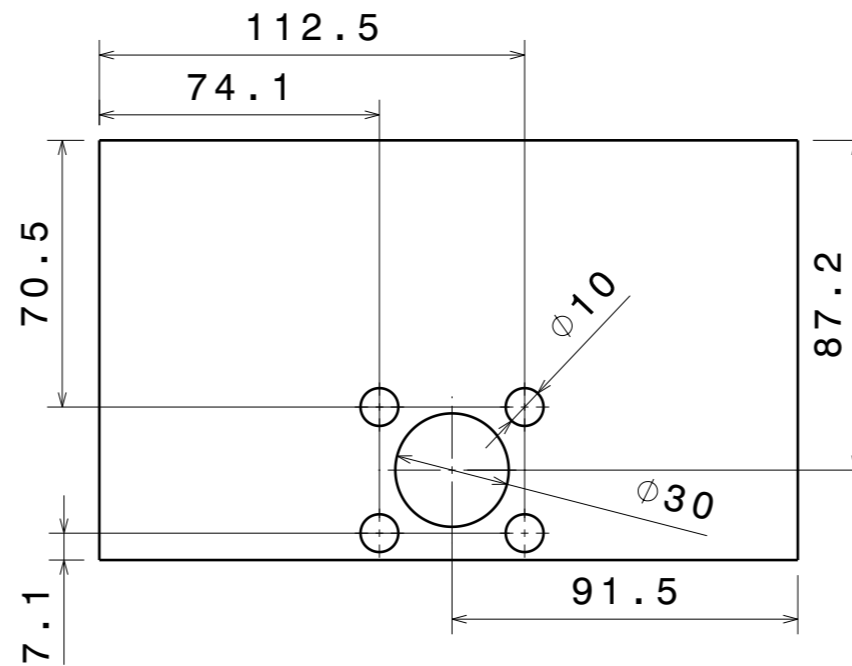
Soporte motor auto.-pedal freno-2

Dibujado por J. Lacalle	Fecha 25/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA		
Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A4	Plano número 6.2	Material Aluminio
I. T. I MECANICA		Cotas mm	Escala 1:4	Hoja 2/2

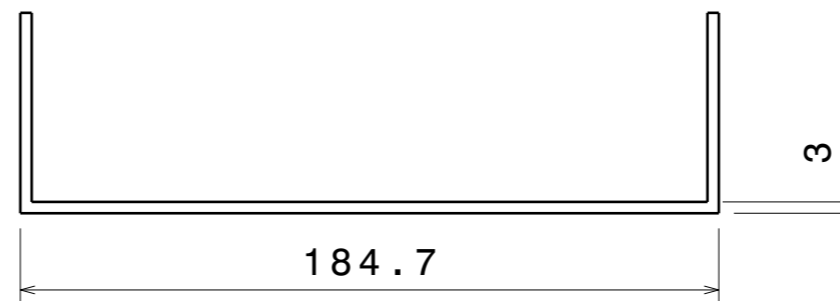
Plano 7 Soporte servofreno




Front view
Scale: 1:2

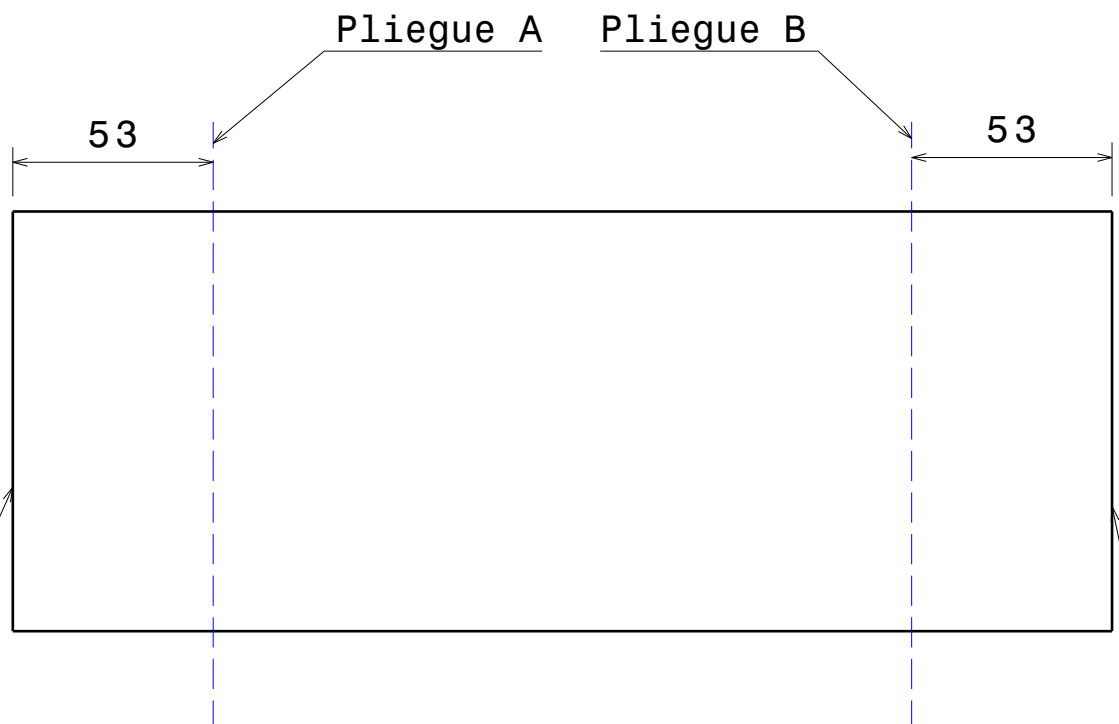
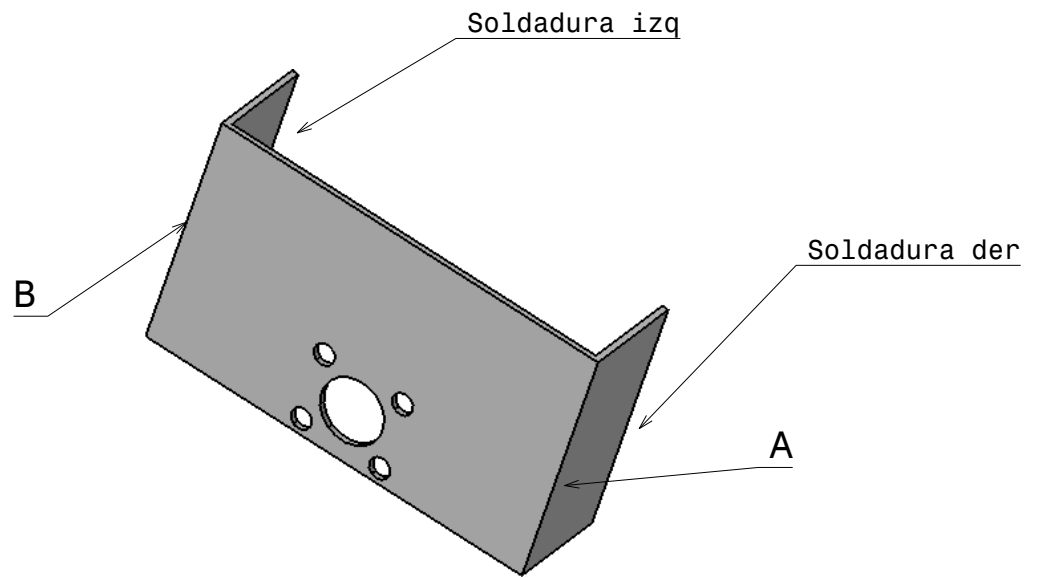


Left view
Scale: 1:2



Top view
Scale: 1:2

	Título				
	Soporte servofreno-1				
	Dibujado por J. Lacalle	Fecha 24/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA		
Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A3	Plano Número 7.1	Material Acero	
I.T.I MECANICA			Cotas mm	Escala 1:2	Hoja 1/2



Soldadura der
Front view
Soldadura izq
Scale: 1:2

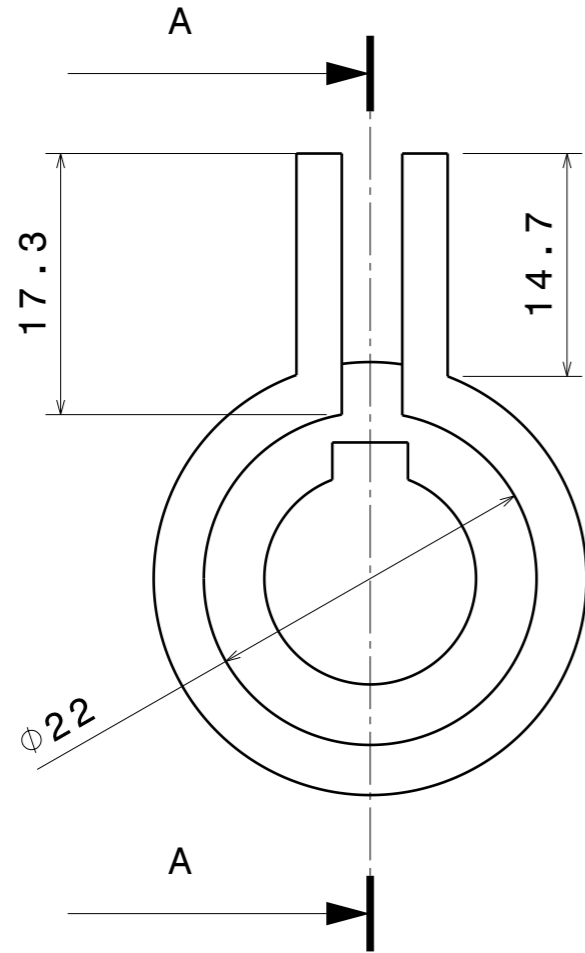
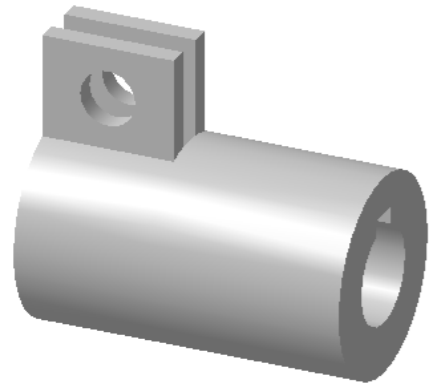


Título

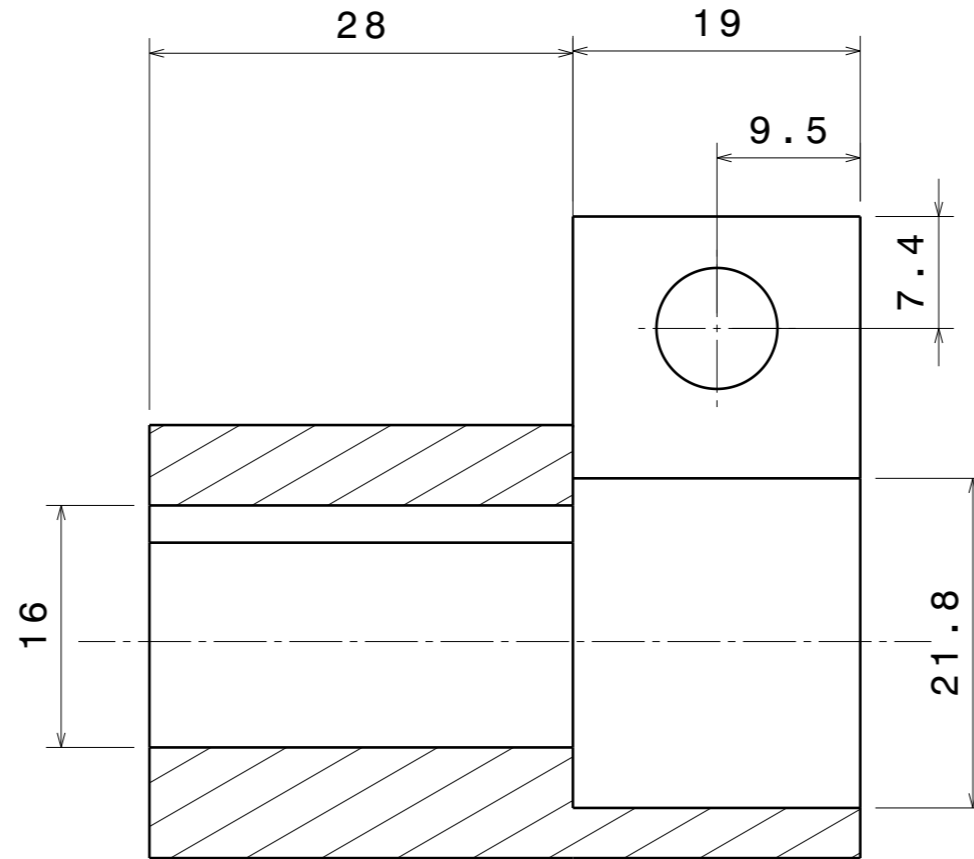
Soporte servofreno-2

Dibujado por J. Lacalle	Fecha 25/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA		
Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A4	Plano número 7.2	Material Acero
I. T. I MECANICA		Cotas mm	Escala 1:2	Hoja 2/2

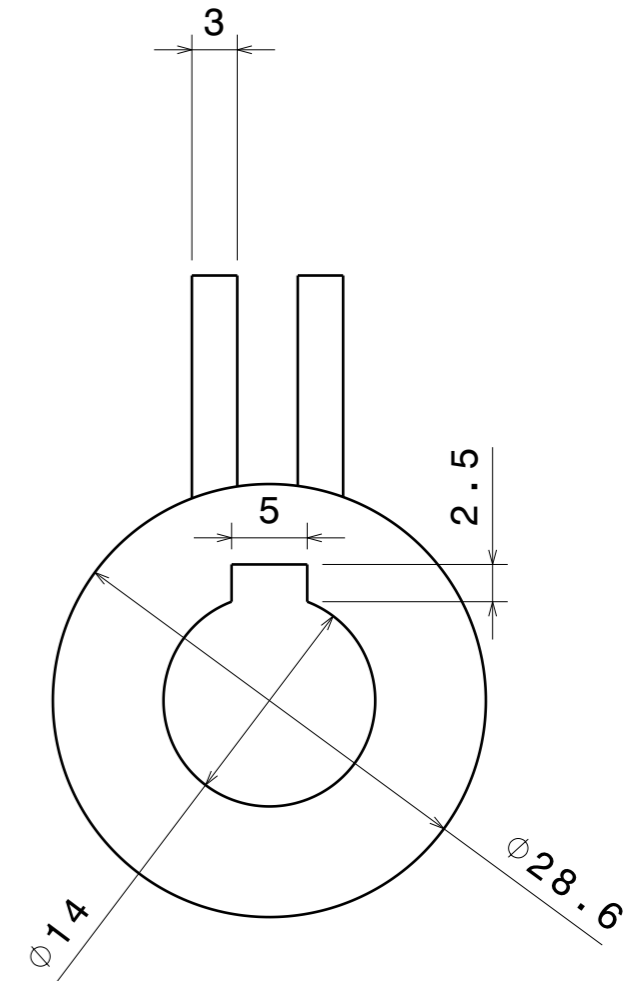
Plano 8 Brida motor auto.-pedal freno




Vista frontal
Escala 2:1

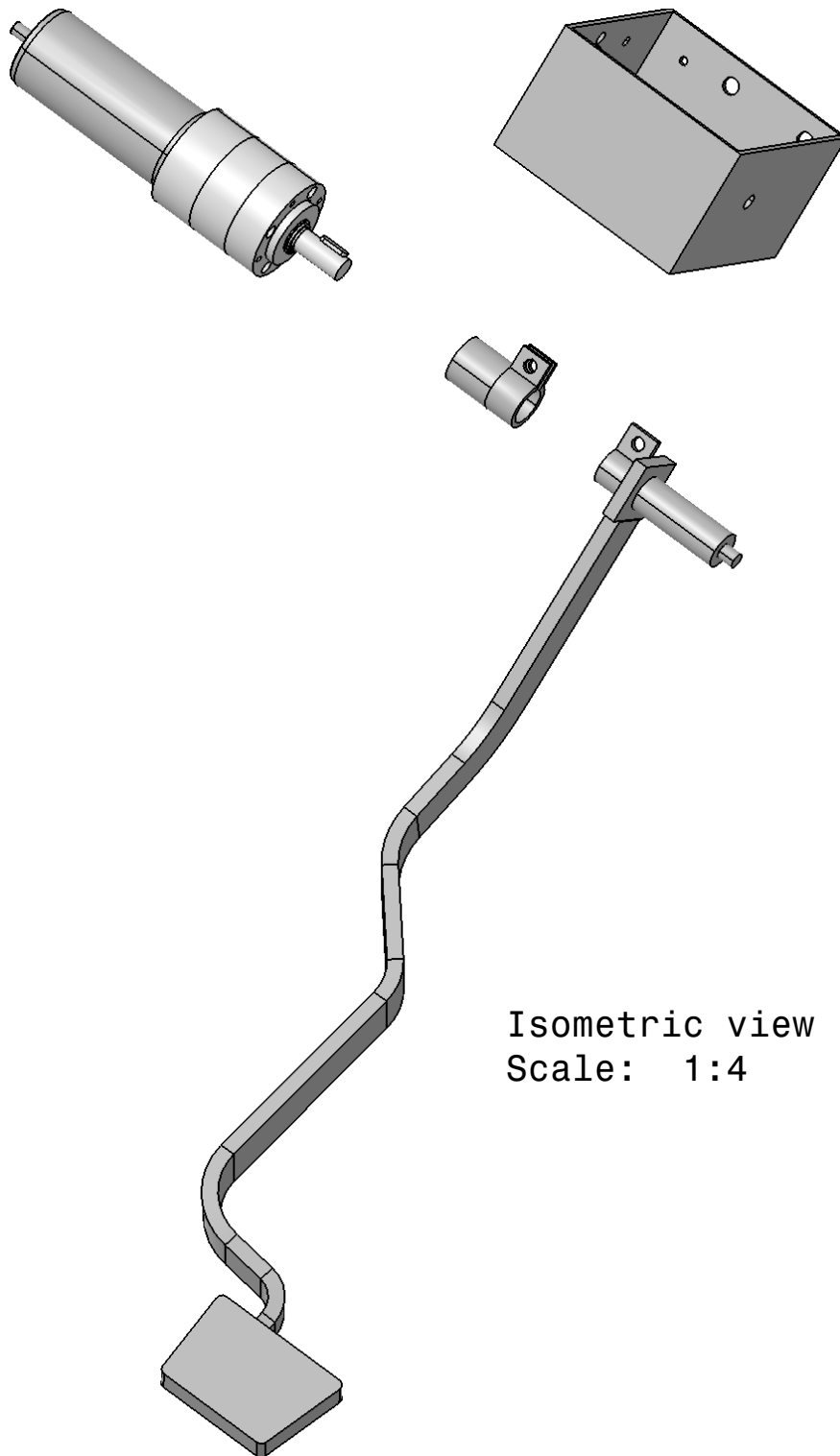


Vista sección A-A
Escala 2:1



Vista posterior
Escala 2:1

	Título				
	Brida motor auto.-pedal freno				
	Dibujado por J. Lacalle	Fecha 24/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA		
	Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A3	Plano Número 8.1	Material Acero
I.T.I MECANICA			Cotas mm	Escala 2:1	Hoja 1/2



Isometric view
Scale: 1:4

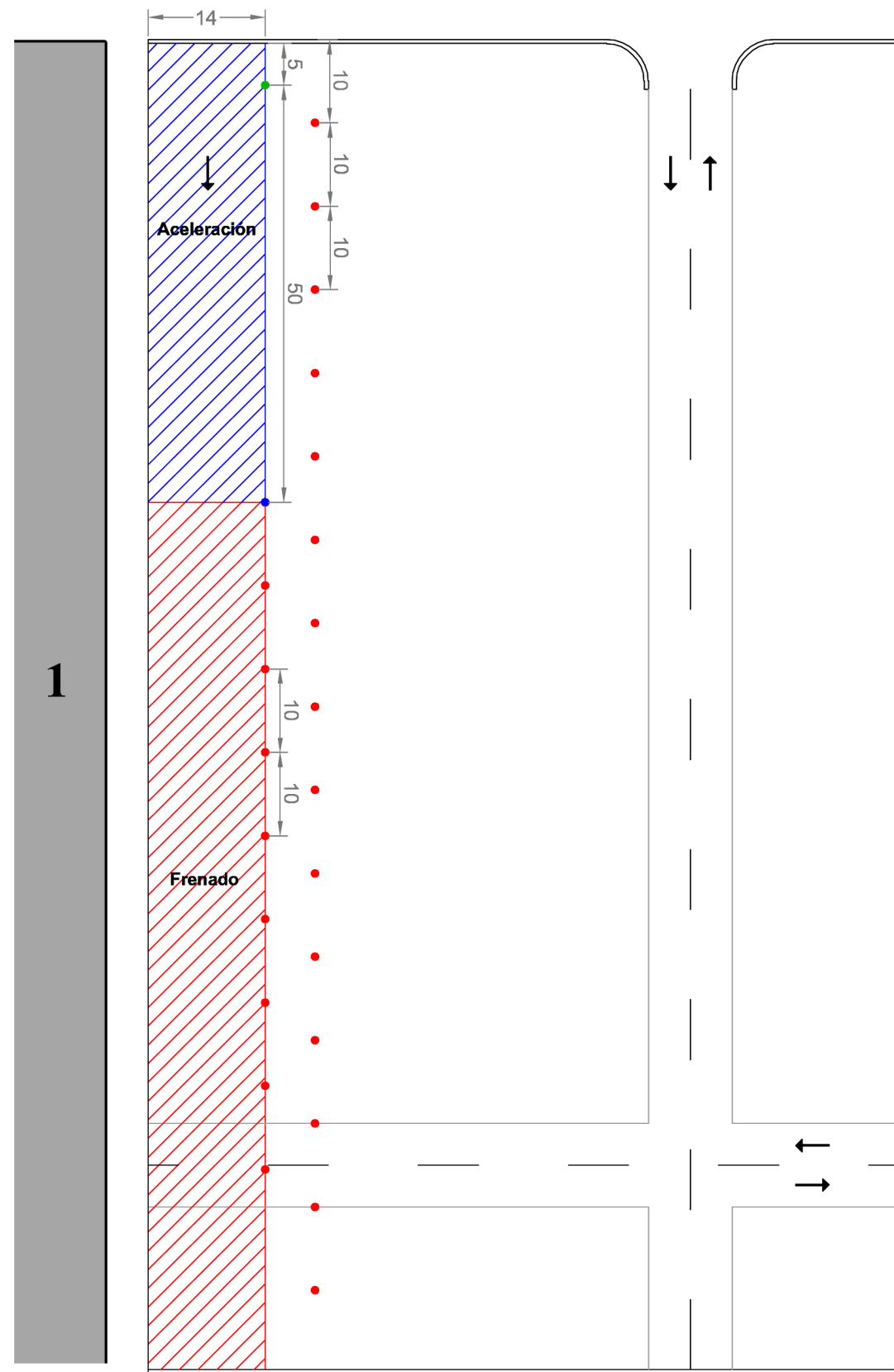


Título

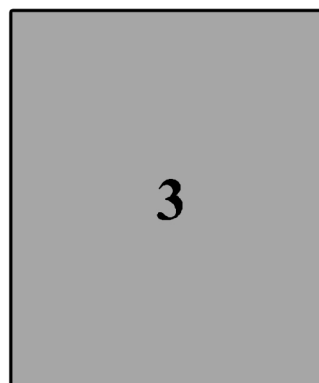
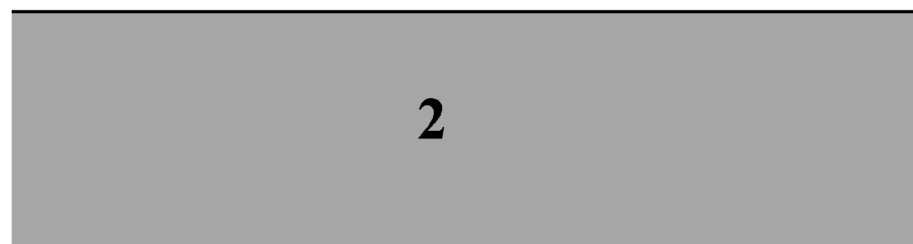
**Brida-motor auto.-pedal freno.
Esquema de montaje**

Dibujado por J. Lacalle	Fecha 25/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA		
Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A4	Plano número 8.2	Material Acero
I. T. I MECANICA		Cotas mm	Escala 1:4	Hoja 2/2

Plano 9 Ensayo de frenada



Leyenda	
1	Campo de fútbol cespced
2	Gimnasio
3	CITE IV
4	PITA
●	Cono de señalización
●	Cono de señalización aceleración
●	Cono de señalización frenado
	Zona de aceleración
	Zona de frenado



	Título			
	Ensayo de frenado			
Dibujado por J. Lacalle	Fecha 24/02/2014	UNIVERSIDAD DE ALMERIA		
Corregido por J.L Torres	Fecha 27/02/2014	Formato A3	Plano Número 9	Material
I.T.I MECANICA		Cotas m	Escala 1: 750	Hoja 1/1

ANEXO 2: DATA-SHEET DEL VEHÍCULO ELÉCTRICO

ANEXO 2: DATA-SHEET DEL VEHÍCULO ELÉCTRICO



[30]Características del vehículo eléctrico:

Modelo: Also

Distribuidor: Tesur

Longitud: 2680 mm

Ancho: 1525 mm

Altura: 1780 mm

Distancia entre ejes: 1830 mm

Paso rueda delantera: 1285 mm

Paso rueda trasera: 1260 mm

Radio de giro: 4.3 m

Subida: 20 %

Autonomía: 90 Km

Velocidad máx.: 45 Km/h

Peso: 700 Kg Peso sin baterías: 472 Kg

Peso máximo cargado: 950 Kg.

Ángulo de Ataque: 34°

Ángulo de salida: 45°

Motor: 4.3 Kw.

Voltaje Standard 48 VDC

Baterías Standard 210 A. (sin mantenimiento gel).

Motor DC Standard 4.3 Kw (48 Vdc).

Controlador motor standard Curtis 1268 (48 Vdc)

DC-DC convertidor standard 48-12Vdc 240 W

Cargador a bordo: 48V 25A.

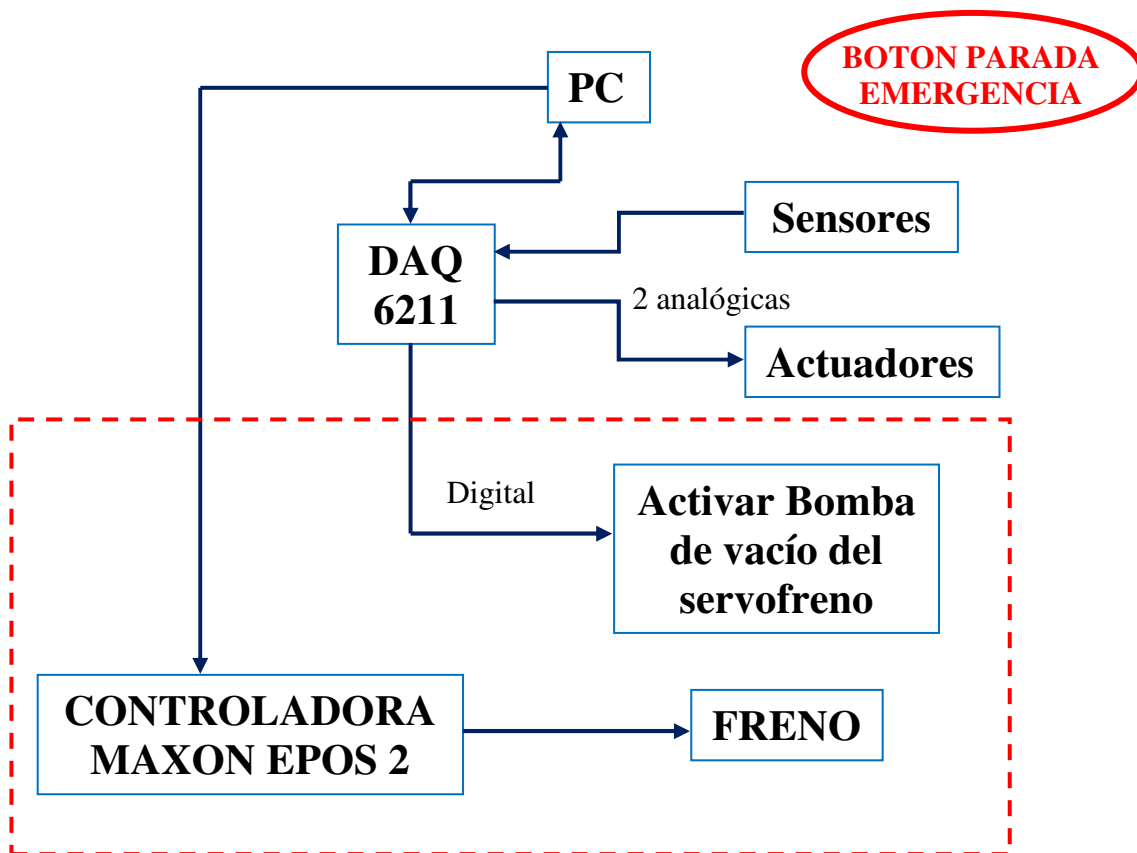
2 velocidades.

Tracción delantera.

Radio CD

El vehículo hoy en día puede controlarse manualmente (con un conductor) o a nivel automático. El sistema manual está compuesto por un volante, un acelerador, freno de servicio y freno de mano. El sistema automático está compuesto por un controlador de la velocidad y un controlador de la dirección a los cuales a través de un ordenador se les puede

enviar señales para realizar las acciones necesarias en el motor de tracción y de dirección. El vehículo dispone también de un botón de parada de emergencia.



Sensores:

- Cámaras
- Velocidad
- GPS
- IMU

Actuadores:

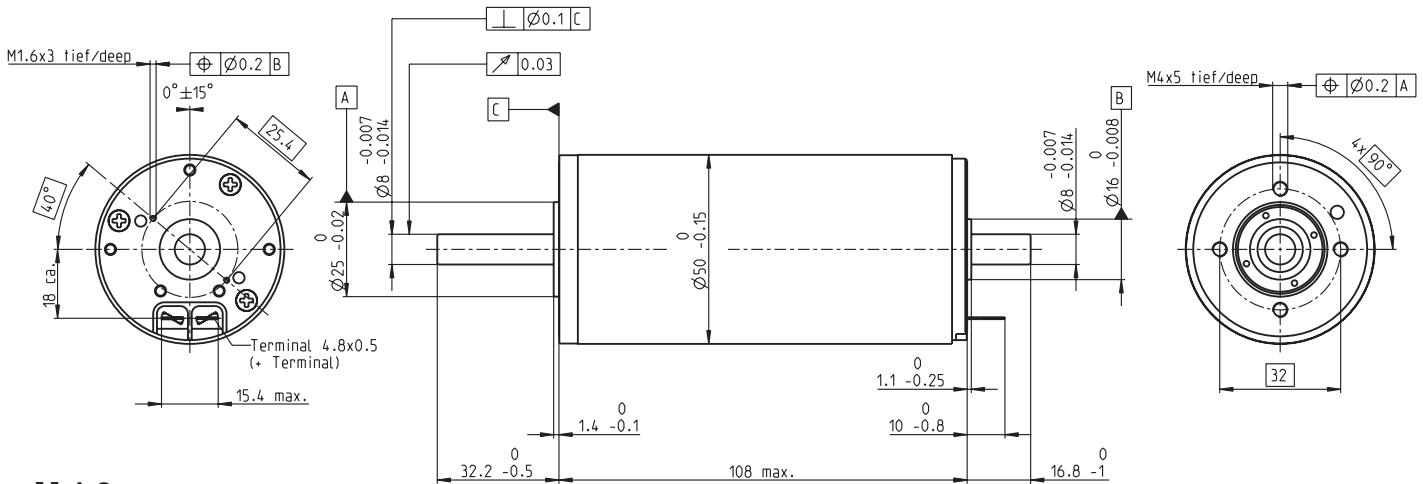
- Acelerador
- Dirección
- Freno

En la imagen podemos ver, en un recuadro en rojo, la nueva parte de sistema de frenado a instalar en el vehículo. El sensor capta la velocidad a la que va el vehículo y cuando accionamos el freno, si dicha velocidad es superior a 30 km/h, el sistema mandaría una señal digital a la bomba de vacío del servofreno para que actúe ayudando a la frenada.

ANEXO 3: DATA-SHEET DE LOS NUEVOS DISPOSITIVOS

Data sheet del motor

RE 50 Ø50 mm, Graphite Brushes, 200 Watt



M 1:2

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers

370354 370355 370356 370357

Motor Data		370354	370355	370356	370357
Values at nominal voltage					
1 Nominal voltage	V	24	36	48	70
2 No load speed	rpm	5950	5680	4900	2760
3 No load current	mA	236	147	88.4	27.4
4 Nominal speed	rpm	5680	5420	4620	2470
5 Nominal torque (max. continuous torque)	mNm	405	418	420	452
6 Nominal current (max. continuous current)	A	10.8	7.07	4.58	1.89
7 Stall torque	mNm	8920	8920	7370	4340
8 Starting current	A	232	148	78.9	17.9
9 Max. efficiency	%	94	94	94	92
Characteristics					
10 Terminal resistance	Ω	0.103	0.244	0.608	3.9
11 Terminal inductance	mH	0.0717	0.177	0.423	2.83
12 Torque constant	mNm/A	38.5	60.4	93.4	242
13 Speed constant	rpm/V	248	158	102	39.5
14 Speed / torque gradient	rpm/mNm	0.668	0.638	0.666	0.638
15 Mechanical time constant	ms	3.75	3.74	3.78	3.74
16 Rotor inertia	gcm ²	536	560	542	560

Specifications

Thermal data	
17 Thermal resistance housing-ambient	3.8 K/W
18 Thermal resistance winding-housing	1.2 K/W
19 Thermal time constant winding	71.7 s
20 Thermal time constant motor	1370 s
21 Ambient temperature	-30...+100°C
22 Max. permissible winding temperature	+125°C

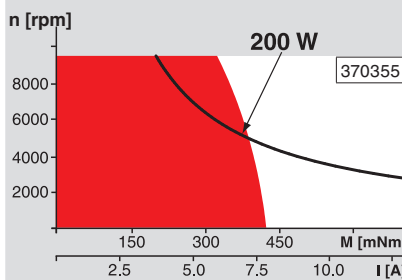
Mechanical data (preloaded ball bearings)	
23 Max. permissible speed	9500 rpm
24 Axial play at axial load < 11.5 N	0 mm
24 Axial play at axial load > 11.5 N	0.1 mm
25 Radial play	preloaded
26 Max. axial load (dynamic)	30 N
27 Max. force for press fits (static)	150 N
27 Max. force for press fits (static)	6000 N
28 Max. radial loading, 15 mm from flange	110 N

Other specifications	
29 Number of pole pairs	1
30 Number of commutator segments	15
31 Weight of motor	1100 g

Values listed in the table are nominal.
Explanation of the figures on page 71.

Industrial version with radial shaft seal ring
(resulting in increased no-load current)

Operating Range



Comments

Continuous operation
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient.
= Thermal limit.

Short term operation
The motor may be briefly overloaded (recurring).

Assigned power rating

maxon Modular System

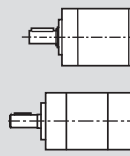
Overview on page 20 - 25

Planetary Gearhead

Ø52 mm
4 - 30 Nm
Page 273

Planetary Gearhead

Ø62 mm
8 - 50 Nm
Page 275



Recommended Electronics:

ESCON 50/5	Page 321
ESCON Module 50/5	321
ESCON 70/10	321
EPOS2 50/5	331
EPOS2 70/10	331
EPOS3 70/10 EtherCAT	337
Notes	22

Encoder HEDS 5540

500 CPT,
3 channels
Page 306

Encoder HEDL 5540

500 CPT,
3 channels
Page 308

Industrial Version IP54

Encoder HEDL 9140

Page 311

Brake AB 44

Page 352

End cap

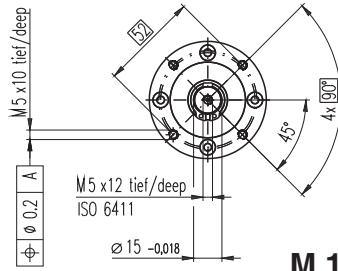
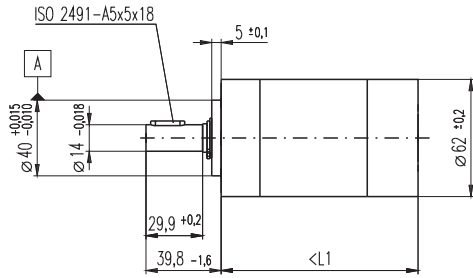
Page 353

Data sheet de la reductora

Planetary Gearhead GP 62 A $\varnothing 62$ mm, 8–50 Nm

Technical Data

Planetary Gearhead	straight teeth
Output shaft	steel
Bearing at output	ball bearing
Radial play, 7 mm from flange	max. 0.08 mm
Axial play	max. 1 mm
Max. permissible axial load	120 N
Max. permissible force for press fits	1000 N
Sense of rotation, drive to output	=
Recommended input speed	< 3000 rpm
Recommended temperature range	-30...+140°C
Number of stages	1 2 3
Max. radial load, 24 mm from flange	240 N 360 N 570 N



- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers

Gearhead Data	Part Numbers									
	110499	110501	110502	110503	110504	110505	110506	110507	110508	
1 Reduction	5.2:1	19:1	27:1	35:1	71:1	100:1	139:1	181:1	236:1	
2 Reduction absolute	$\frac{57}{11}$	$\frac{3591}{187}$	$\frac{3249}{121}$	$\frac{1539}{44}$	$\frac{226223}{3179}$	$\frac{204687}{2057}$	$\frac{185193}{1331}$	$\frac{87723}{484}$	$\frac{41553}{176}$	
3 Max. motor shaft diameter	mm 8	8	8	8	8	8	8	8	8	
4 Number of stages	1	2	2	2	3	3	3	3	3	
5 Max. continuous torque	Nm 8	25	25	25	50	50	50	50	50	
6 Intermittently permissible torque at gear output	Nm 12	37	37	37	75	75	75	75	75	
7 Max. efficiency	% 80	75	75	75	70	70	70	70	70	
8 Weight	g 950	1250	1250	1250	1540	1540	1540	1540	1540	
9 Average backlash no load	° 1.0	1.5	1.5	1.5	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	
10 Mass inertia	gcm ² 109	100	105	89	104	105	102	88	89	
11 Gearhead length L1	mm 72.5	88.3	88.3	88.3	104.2	104.2	104.2	104.2	104.2	



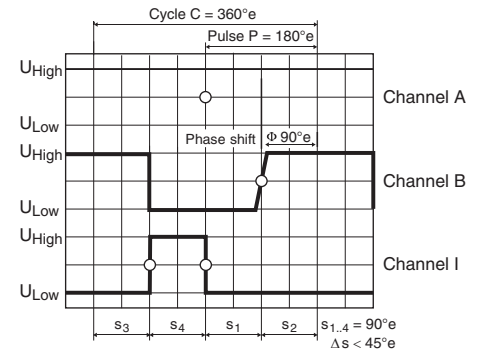
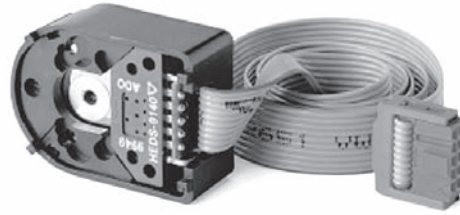
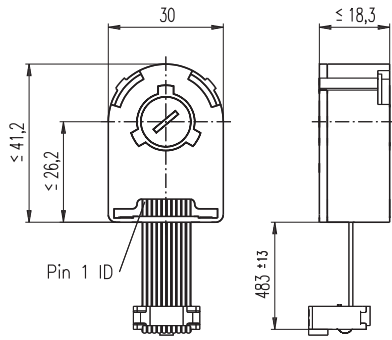
maxon Modular System

+ Motor	Page	+ Sensor	Page	Brake	Page	Overall length [mm] = Motor length + gearhead length + (sensor/brake) + assembly parts							
RE 50, 200 W	106				180.6	196.4	196.4	196.4	212.3	212.3	212.3	212.3	212.3
RE 50, 200 W	106	HEDS 5540	306		201.3	217.1	217.1	217.1	233.0	233.0	233.0	233.0	233.0
RE 50, 200 W	106	HEDL 5540	308		201.3	217.1	217.1	217.1	233.0	233.0	233.0	233.0	233.0
RE 50, 200 W	106	HEDL 9140	311		243.0	258.8	258.8	258.8	274.7	274.7	274.7	274.7	278.7
RE 50, 200 W	106			AB 44	352	243.0	258.8	258.8	258.8	274.7	274.7	274.7	278.7
RE 50, 200 W	106	HEDL 9140	311	AB 44	352	256.0	271.8	271.8	271.8	287.7	287.7	287.7	287.7
EC 45, 250 W	183				216.6	232.4	232.4	232.4	248.3	248.3	248.3	248.3	248.3
EC 45, 250 W	183	HEDL 9140	310		232.2	248.0	248.0	248.0	263.9	263.9	263.9	263.9	263.9
EC 45, 250 W	183	Res 26	316		216.6	232.4	232.4	232.4	248.3	248.3	248.3	248.3	248.3
EC 45, 250 W	183			AB 28	349	224.0	239.8	239.8	239.8	255.7	255.7	255.7	255.7
EC 45, 250 W	183	HEDL 9140	310	AB 28	349	241.0	256.8	256.8	256.8	272.7	272.7	272.7	272.7

maxon gear

Data sheet del sensor

Encoder HEDL 5540 500 CPT, 3 Channels, with Line Driver RS 422



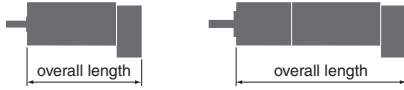
Direction of rotation cw (definition cw p. 70)

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers

110512	110514	110516
--------	--------	--------

Type	110512	110514	110516
Counts per turn	500	500	500
Number of channels	3	3	3
Max. operating frequency (kHz)	100	100	100
Max. speed (rpm)	12000	12000	12000
Shaft diameter (mm)	3	4	6



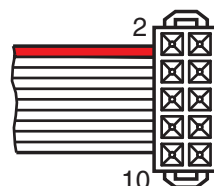
maxon Modular System

+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Brake	Page	Overall length [mm] / ● see Gearhead
RE 25	99/101					75.3
RE 25	99/101	GP 26/GP 32	257/259			●
RE 25	99/101	KD 32, 1.0 - 4.5 Nm	268			●
RE 25	99/101	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	260/263			●
RE 25	99/101	GP 32 S	286-288			●
RE 25, 20 W	101			AB 28	348	105.8
RE 25, 20 W	101	GP 26/GP 32	257/259	AB 28	348	●
RE 25, 20 W	101	KD 32, 1.0 - 4.5 Nm	268	AB 28	348	●
RE 25, 20 W	101	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	260/263	AB 28	348	●
RE 25, 20 W	101	GP 32 S	286-288	AB 28	348	●
RE 35, 90 W	104					91.7
RE 35, 90 W	104	GP 32, 0.75 - 8.0 Nm	259-266			●
RE 35, 90 W	104	GP 42, 3.0 - 15 Nm	270			●
RE 35, 90 W	104	GP 32 S	286-288			●
RE 35, 90 W	104			AB 28	348	124.3
RE 35, 90 W	104	GP 32, 0.75 - 8.0 Nm	259-266	AB 28	348	●
RE 35, 90 W	104	GP 42, 3.0 - 15 Nm	270	AB 28	348	●
RE 35, 90 W	104	GP 32 S	286-288	AB 28	348	●
RE 40, 150 W	105					91.7
RE 40, 150 W	105	GP 42, 3.0 - 15 Nm	270			●
RE 40, 150 W	105	GP 52, 4.0 - 30 Nm	273			●
RE 40, 150 W	105			AB 28	348	124.3
RE 40, 150 W	105	GP 42, 3.0 - 15 Nm	270	AB 28	348	●
RE 40, 150 W	105	GP 52, 4.0 - 30 Nm	273	AB 28	348	●
A-max 26	126-132					63.1
A-max 26	126-132	GP 26, 0.75 - 4.5 Nm	257			●
A-max 26	126-132	GS 30/GP 32	258/261			●
A-max 26	126-132	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	260/264			●
A-max 26	126-132	GS 38, 0.1 - 0.6 Nm	269			●
A-max 26	126-132	GP 32 S	286-288			●
A-max 32	134/136					82.3
A-max 32	134/136	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	259-265			●
A-max 32	134/136	GS 38, 0.1 - 0.6 Nm	269			●
A-max 32	134/136	GP 32 S	286-288			●

Technical Data

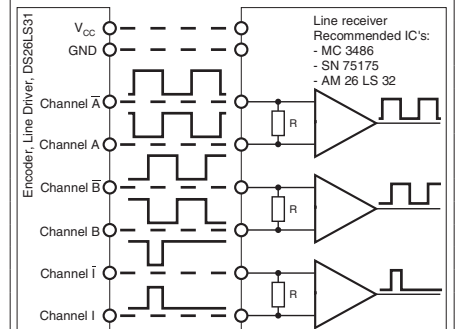
Supply voltage V _{CC}	5 V ± 10%
Output signal driver used:	EIA Standard RS 422 DS26LS31
Phase shift φ	90°e ± 45°e
Signal rise time (typically, at C _L = 25 pF, R _L = 2.7 kΩ, 25°C)	180 ns
Signal fall time (typically, at C _L = 25 pF, R _L = 2.7 kΩ, 25°C)	40 ns
Index pulse width	90°e
Operating temperature range	-40...+100°C
Moment of inertia of code wheel	≤ 0.6 gcm ²
Max. angular acceleration	250 000 rad s ⁻²
Output current per channel	min. -20 mA, max. 20 mA
Option	1000 Counts per turn, 2 Channels

Pin Allocation



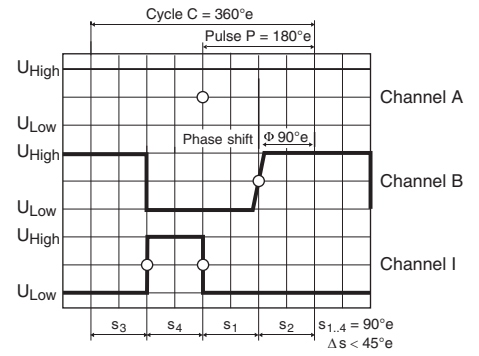
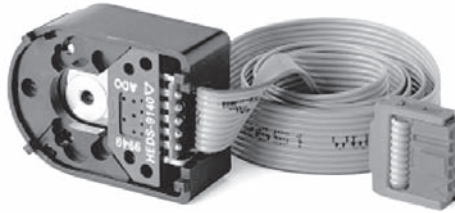
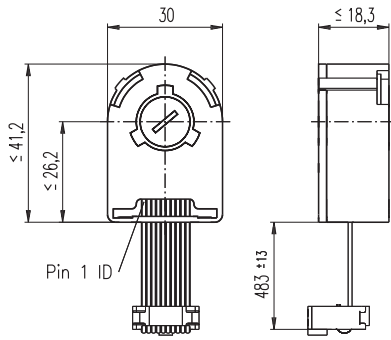
- 1 N.C.
 - 2 V_{CC}
 - 3 GND
 - 4 N.C.
 - 5 Channel A
 - 6 Channel A
 - 7 Channel B
 - 8 Channel B
 - 9 Channel I (Index)
 - 10 Channel I (Index)
- Pin type DIN 41651/ EN 60603-13 flat band cable AWG 28

Connection example



Terminal resistance R = typical 120 Ω

Encoder HEDL 5540 500 CPT, 3 Channels, with Line Driver RS 422



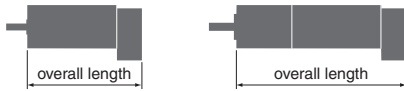
Direction of rotation cw (definition cw p. 70)

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers

110512	110514	110516	110518
--------	--------	--------	--------

Type	110512	110514	110516	110518
Counts per turn	500	500	500	500
Number of channels	3	3	3	3
Max. operating frequency (kHz)	100	100	100	100
Max. speed (rpm)	12000	12000	12000	12000
Shaft diameter (mm)	3	4	6	8



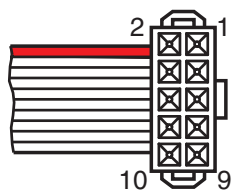
maxon Modular System

+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Brake	Page	Overall length [mm] / ● see Gearhead
RE 50, 200 W	106					128.7
RE 50, 200 W	106	GP 52, 4 - 30 Nm	274			●
RE 50, 200 W	106	GP 62, 8 - 50 Nm	275			●
RE 65, 250 W	107					157.3
RE 65, 250 W	107	GP 81, 20 - 120 Nm	276			●
EC 32, 80 W	180					78.4
EC 32, 80 W	180	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	259-265			●
EC 32, 80 W	180	GP 32 S	286-288			●
EC 40, 170 W	181					103.3
EC 40, 170 W	181	GP 42, 3.0 - 15 Nm	270			●
EC 40, 170 W	181	GP 52, 4.0 - 30 Nm	273			●
EC-max 30, 40 W	192					62.6
EC-max 30, 40 W	192	GP 32, 1 - 6 Nm	264			●
EC-max 30, 40 W	192			AB 20	346	98.4
EC-max 30, 40 W	192	GP 32, 1 - 6 Nm	264	AB 20	346	●
EC-max 30, 40 W	192	GP 32 S	286-288			●
EC-max 30, 40 W	192	GP 32, 4.0 - 8.0 Nm	266			●
EC-max 30, 60 W	193					84.6
EC-max 30, 60 W	193	GP 32, 4.0 - 8.0 Nm	266			●
EC-max 30, 60 W	193	GP 42, 3 - 15 Nm	271			●
EC-max 30, 60 W	193			AB 20	346	120.4
EC-max 30, 60 W	193	GP 42, 3 - 15 Nm	271	AB 20	346	●
EC-max 40, 70 W	194					81.4
EC-max 40, 70 W	194	GP 42, 3 - 15 Nm	271			●
EC-max 40, 70 W	194			AB 28	347	110.7
EC-max 40, 70 W	194	GP 42, 3 - 15 Nm	271	AB 28	347	●
EC-max 40, 120 W	195					111.4
EC-max 40, 120 W	195	GP 52, 4 - 30 Nm	274			●
EC-max 40, 120 W	195			AB 28	347	140.7
EC-max 40, 120 W	195	GP 52, 4 - 30 Nm	274	AB 28	347	●

Technical Data

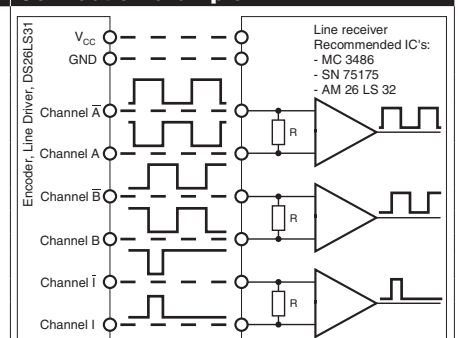
Supply voltage V_{CC}	5 V \pm 10%
Output signal driver used:	EIA Standard RS 422 DS26LS31
Phase shift ϕ	90°e \pm 45°e
Signal rise time (typically, at $C_L = 25$ pF, $R_L = 2.7$ k Ω , 25°C)	180 ns
Signal fall time (typically, at $C_L = 25$ pF, $R_L = 2.7$ k Ω , 25°C)	40 ns
Index pulse width	90°e
Operating temperature range	-40...+100°C
Moment of inertia of code wheel	≤ 0.6 gcm ²
Max. angular acceleration	250 000 rad s ⁻²
Output current per channel	min. -20 mA, max. 20 mA
Option	1000 Counts per turn, 2 Channels

Pin Allocation



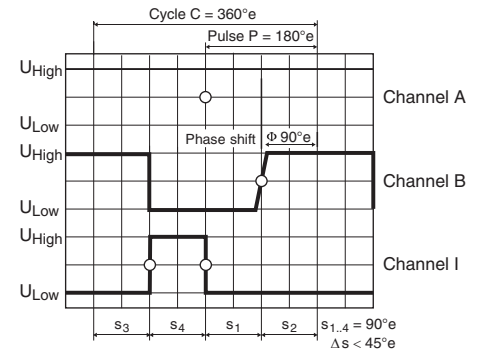
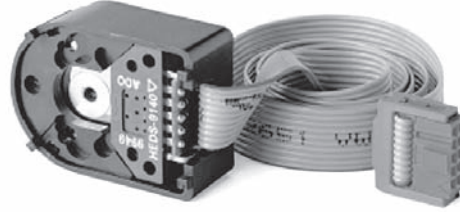
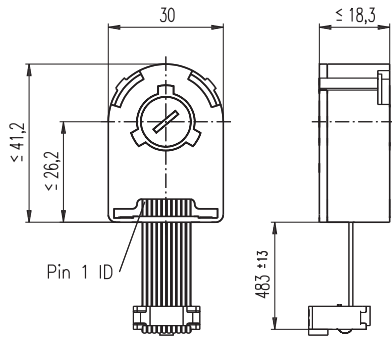
- 1 N.C.
 - 2 V_{CC}
 - 3 GND
 - 4 N.C.
 - 5 Channel A
 - 6 Channel A
 - 7 Channel B
 - 8 Channel B
 - 9 Channel I (Index)
 - 10 Channel I (Index)
- Pin type DIN 41651/
EN 60603-13
flat band cable AWG 28

Connection example



Terminal resistance R = typical 120 Ω

Encoder HEDL 5540 500 CPT, 3 Channels, with Line Driver RS 422



Direction of rotation cw (definition cw p. 70)

- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers

110512	110514	110516
--------	--------	--------

Type	110512	110514	110516
Counts per turn	500	500	500
Number of channels	3	3	3
Max. operating frequency (kHz)	100	100	100
Max. speed (rpm)	12000	12000	12000
Shaft diameter (mm)	3	4	6

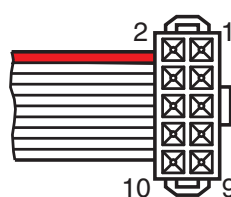
maxon Modular System

+ Motor	Page	+ Gearhead	Page	+ Brake	Page	Overall length [mm] / ● see Gearhead
RE 25	100					63.8
RE 25	100	GP 26/GP 32	257/259			●
RE 25	100	KD 32, 1.0 - 4.5 Nm	268			●
RE 25	100	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	260/263			●
RE 25	100	GP 32 S	286-288			●
RE 25, 20 W	100			AB 28	348	94.3
RE 25, 20 W	100	GP 26/GP 32	257/259	AB 28	348	●
RE 25, 20 W	100	KD 32, 1.0 - 4.5 Nm	268	AB 28	348	●
RE 25, 20 W	100	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	260/263	AB 28	348	●
RE 25, 20 W	100	GP 32 S	286-288	AB 28	348	●
RE 30, 15 W	102					88.8
RE 30, 15 W	102	GP 32, 0.75 - 4.5 Nm	261			●
RE 30, 60 W	103					88.8
RE 30, 60 W	103	GP 32, 0.75 - 6.0 Nm	259-265			●
RE 30, 60 W	103	KD 32, 1.0 - 4.5 Nm	268			●
RE 30, 60 W	103	GP 32 S	286-288			●
EC-4pole 22	199					70.1
EC-4pole 22	199	GP 22/GP 32	253/264			●
EC-4pole 22	199	GP 32 S	286-288			●
EC-4pole 22	200					87.5
EC-4pole 22	200	GP 22/GP 32	253/264			●
EC-4pole 22	200	GP 32 S	286-288			●
EC-4pole 30	201					67.6
EC-4pole 30	201	GP 32, 4.0 - 8.0 Nm	266			●
EC-4pole 30	201	GP 42, 3 - 15 Nm	271			●
EC-4pole 30	201			AB 20	346	104.0
EC-4pole 30	201	GP 32, 4.0 - 8.0 Nm	266	AB 20	346	●
EC-4pole 30	201	GP 42, 3 - 15 Nm	271	AB 20	346	●
EC-4pole 30	202					84.6
EC-4pole 30	202	GP 32, 4.0 - 8.0 Nm	266			●
EC-4pole 30	202	GP 42, 3 - 15 Nm	271			●
EC-4pole 30	202			AB 20	346	121.0
EC-4pole 30	202	GP 32, 4.0 - 8.0 Nm	266	AB 20	346	●
EC-4pole 30	202	GP 42, 3 - 15 Nm	271	AB 20	346	●
EC-i 40, 50 W	216					49.0
EC-i 40, 50 W	216	GP 32, 1 - 6 Nm	264			●
EC-i 40, 50 W	216	GP 32 S	286-288			●
EC-i 40, 70 W	217					59.0
EC-i 40, 70 W	217	GP 32, 1 - 6 Nm	264			●
EC-i 40, 70 W	217	GP 32 S	286-288			●

Technical Data

Supply voltage V_{CC}	$5V \pm 10\%$
Output signal driver used:	EIA Standard RS 422 DS26LS31
Phase shift Φ	$90^\circ e \pm 45^\circ e$
Signal rise time (typically, at $C_L = 25$ pF, $R_L = 2.7$ k Ω , 25°C)	180 ns
Signal fall time (typically, at $C_L = 25$ pF, $R_L = 2.7$ k Ω , 25°C)	40 ns
Index pulse width	$90^\circ e$
Operating temperature range	-40...+100°C
Moment of inertia of code wheel	≤ 0.6 gcm ²
Max. angular acceleration	250 000 rad s ⁻²
Output current per channel	min. -20 mA, max. 20 mA
Option	1000 Counts per turn, 2 Channels

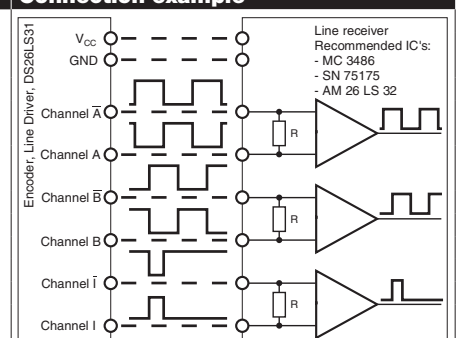
Pin Allocation



- 1 N.C.
- 2 V_{CC}
- 3 GND
- 4 N.C.
- 5 Channel A
- 6 Channel A
- 7 Channel B
- 8 Channel B
- 9 Channel I (Index)
- 10 Channel I (Index)

Pin type DIN 41651/
EN 60603-13
flat band cable AWG 28

Connection example



Terminal resistance R = typical 120 Ω

Data sheet de la controladora

EPOS2 Positioning Control Units

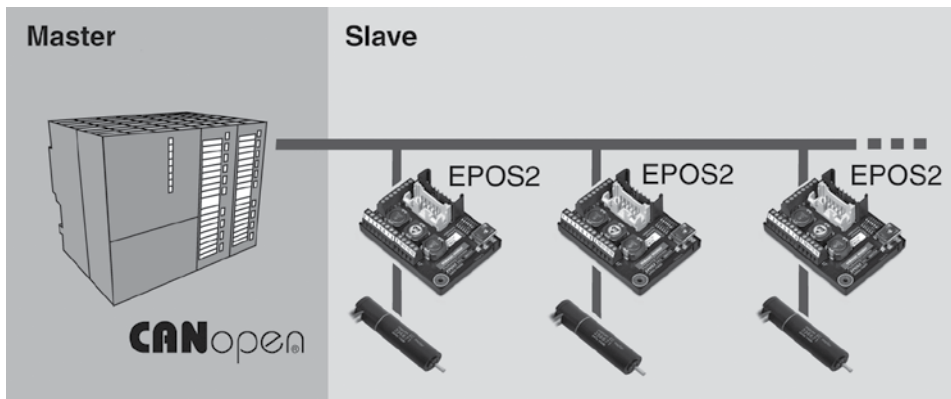


Slave version (online commanded)

Single motion and I/O commands from the process control are transmitted to the positioning control unit by a superior system (Master). For that purpose product specific commands are available.

EPOS2 is a modular constructed digital positioning controller. It is suitable for DC and EC motors with incremental encoder with a power range from 1 - 700 watts.

A number of operating modes provides flexible application in a wide range of drive systems in automation technology and mechatronics.



Point to point

The "CANopen Profile Position Mode" move the position of the motor axis from point A to point B. Positioning is in relation to the axis Home position (absolute) or the actual axis position (relative).

Interpolated Position Mode (PVT)

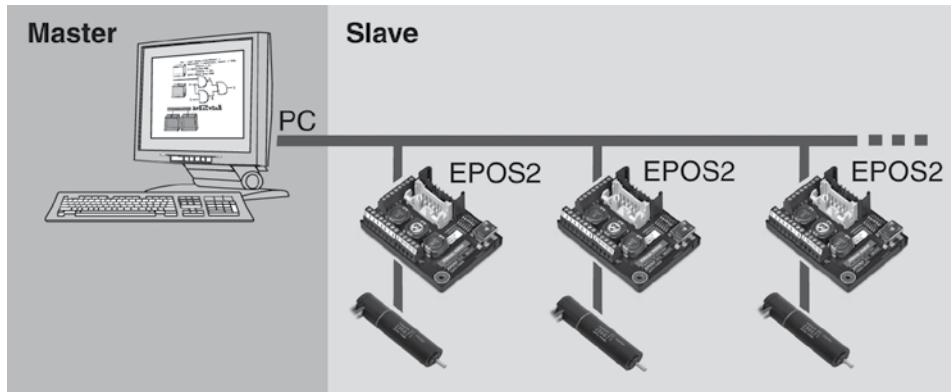
Thanks to Interpolated Position Mode, the EPOS2 is able to synchronously run a path specified by interpolating points. With a suitable master, coordinated multi-axis movements as well as any profile in a 1-axis system can be carried out. (PVT = Position and Velocity versus Time)

Position and Speed control with Feed Forward

The combination of feedback and feed forward control provides ideal motion behaviour. Feed forward control reduces control error. EPOS2 supports feed forward acceleration and speed control.

Speed control

In "CANopen Profile Velocity Mode", the motor axis is moved with a set speed. The motor axis retains speed until a new speed is set.



Torque control

In "Current Mode", a controlled torque can be produced on the motor shaft. The sinusoidal commutation used produces minimum torque ripple.

Homing

The "CANopen Homing Mode" is for referencing to a special mechanical position. There are more than 30 methods available for finding the reference position.

Electronic gearhead

In "Master Encoder Mode", the motor follows a reference input produced by an external encoder. A gearing factor can also be defined using software parameters. Two motors can be very easily synchronised using this method.

Step/Direction

In "Step/Direction Mode" the motor axis follows a digital signal step-by-step. This mode can replace stepper motors. It can also be used to control the EPOS2 by a PLC without CAN interface.

Analog Commands

In the position, speed and current mode it is possible to give commands via an external analog set value. This function offers further possibilities to operate the EPOS2 without serial on-line commanding.

Capture inputs (Position Marker)

Digital inputs can be configured so that the actual position value is saved when a positive and/or negative edge of an input appears.

Trigger output (Position Compare)

Digital outputs can be configured so that a digital signal is emitted at a set position value.

Dual Loop Position and Speed Control

With an additional sensor the load can be controlled directly and with high precision; the motor control is subordinated. The mechanical play and the elasticity can be compensated. Wide range of sensors can be handled: digital incremental encoder, SSI absolute encoder, analog incremental encoder (sin/cos). (Only in use with EPOS2 50/5 and EPOS2 70/10.)

Control of Holding Brakes

The control of the holding brake can be implemented in the device state management. There the delay times can be individually configured for switching on and off.

Additional information for technical data of page 330/331

Standardised, extendable

CANopen standard CiA DS-301, DSP-402 and DSP-305. Can easily be integrated into existing CANopen systems. Networks with other CANopen modules. Alternatively controllable by serial interface (USB and RS232).

Flexible, modular

The same technology for DC and EC motors. Configurable inputs and outputs for limit switches, reference switches, brakes and for other sensors and indicators near the drive.

Easy start-up procedure

Graphic user interface with many functions and wizards for start-up procedure, automatic control settings, I/O configuration, tests.

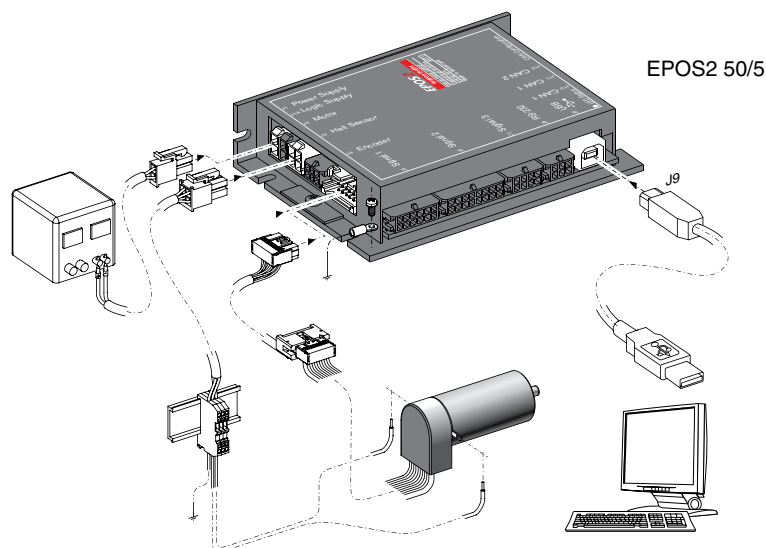
Easy programming

Numerous IEC 61131-3 libraries free available for CAN-Master units of several PLC manufacturers providers (Beckhoff, Siemens/Helmholz, VIPA) and 32-/64-bit Windows-DLLs for PC Master (IXXAT, Vector and National Instruments). Various programming examples free available for MS Visual C#, MS Visual C++, MS Visual Basic, Borland C++, Borland Delphi, National Instruments LabVIEW and National Instruments LabWindows/CVI.

Also available is the 32-bit Linux Shared Object Library with the programming example for Eclipse C++/QT. In addition, the integration of the EPOS2 into the National Instruments Compact Rio System is easy to handle thanks to the available maxon library for NI SoftMotion.

State-of-the-art

Digital position, speed and current/torque control. Sinusoidal commutation for smooth operation of EC motors.



Operating modes

CANopen Profile Position-, Profile Velocity- and Homing Mode

Position, Velocity and Current Mode

Alternative set value setting via Step/Direction, Master Encoder or external analog commanding

Path generating with trapezoidal or sinusoidal profiles

Feed forward for velocity and acceleration

Interpolated Position Mode (PVT)

Sinusoidal or block commutation for EC motors

Dual loop position and speed controller

Communication

Communication via CANopen and/or USB 2.0 and/or RS232

Gateway function USB-to-CAN and RS232-to-CAN

Inputs/Outputs

Free configurable digital inputs e.g. for limit switches and reference switches

Free configurable digital outputs e.g. for holding brakes

Free analog inputs

Available software

EPOS Studio

Windows DLL

IEC 61131-3 Libraries

Firmware

Available documentation

Getting Started

Cable Starting Set

Hardware Reference

Firmware Specification

Communication Guide

Application Notes

Cable

A comprehensive range of cables is available as an option. Details can be found on page 339.

**EPOS2 24/5**

Matched with DC brush motors with encoder or brushless EC motors with Hall sensors and encoder, from 5 to 120 watts.

**EPOS2 50/5**

Matched with DC brush motors with encoder or brushless EC motors with Hall sensors and encoder, from 5 to 250 watts.

**EPOS2 70/10**

Matched with DC brush motors with encoder or brushless EC motors with Hall sensors or encoder, from 80 to 700 watts.

Controller versions		
Slave version	Slave version	Slave version
Electrical Data		
11 - 24 VDC	11 - 50 VDC	11 - 70 VDC
11 - 24 VDC	11 - 50 VDC	11 - 70 VDC
0.9 x V _{CC}	0.9 x V _{CC}	0.9 x V _{CC}
10 A	10 A	25 A
5 A	5 A	10 A
50 kHz	50 kHz	50 kHz
10 kHz	10 kHz	10 kHz
1 kHz	1 kHz	1 kHz
1 kHz	1 kHz	1 kHz
25 000 rpm (sinusoidal); 100 000 rpm (block)	25 000 rpm (sinusoidal); 100 000 rpm (block)	25 000 rpm (sinusoidal); 100 000 rpm (block)
15 µH / 5 A	22 µH / 5 A	25 µH / 10 A
Input		
H1, H2, H3	H1, H2, H3	H1, H2, H3
A, A\, B, B\, I, I\ (max. 5 MHz)	A, A\, B, B\, I, I\ (max. 5 MHz)	A, A\, B, B\, I, I\ (max. 5 MHz)
6 (TTL and PLC level)	11 (7 optically isolated, 4 differential)	10 (7 optically isolated, 3 differential)
2	2 (differential)	2 (differential)
12-bit resolution, 0...+5 V	12-bit resolution, ±10 V	12-bit resolution, 0...+5 V
configurable with DIP switch 1...7	configurable with DIP switch 1...7	configurable with DIP switch 1...7
Output		
4	5 (4 optically isolated, 1 differential)	5 (4 optically isolated, 1 differential)
	1 (12-bit, 0...10 V)	
+5 VDC, max. 100 mA	+5 VDC, max. 100 mA	+5 VDC, max. 100 mA
+5 VDC, max. 30 mA	+5 VDC, max. 30 mA	+5 VDC, max. 30 mA
V _{CC} , max. 1300 mA	+5 VDC, max. 150 mA	+5 VDC, max. 150 mA; +5 VDC (R _i = 1 kΩ)
Interface		
RxD; TxD (max. 115 200 bit/s)	RxD; TxD (max. 115 200 bit/s)	RxD; TxD (max. 115 200 bit/s)
high; low (max. 1 Mbit/s)	high; low (max. 1 Mbit/s)	high; low (max. 1 Mbit/s)
Data+; Data- (max. 12 Mbit/s)	Data+; Data- (max. 12 Mbit/s)	Data+; Data- (max. 12 Mbit/s)
Indicator		
green LED, red LED	green LED, red LED	green LED, red LED
Ambient temperature and humidity range		
-10...+45°C	-10...+45°C	-10...+45°C
-40...+85°C	-40...+85°C	-40...+85°C
20...80%	20...80%	20...80%
Mechanical data		
Approx. 170 g	Approx. 240 g	Approx. 330 g
105 x 83 x 24 mm	120 x 93.5 x 27 mm	150 x 93 x 27 mm
Flange for M3-screws	Flange for M3-screws	Flange for M3-screws
Part Numbers		
367676 EPOS2 24/5	347717 EPOS2 50/5	375711 EPOS2 70/10
Accessories		
309687 DSR 50/5 Shunt regulator	309687 DSR 50/5 Shunt regulator	235811 DSR 70/30 Shunt regulator
Order accessories separately, see page 339	Order accessories separately, see page 339	Order accessories separately, see page 339

Data sheet de la fuente de alimentación

FEATURES

- ♦ Wide input voltage range, 36~106V
- ♦ 300W Output
- ♦ Full Load Efficiency up to 89.5% @48Vin; 90% @72Vin
- ♦ Intergrated fuse holder
- ♦ Parallel Connection of multiple units
- ♦ Box type package with metal base plate
- ♦ Package Dimension: 190.0x76.0x43.5mm (7.48"x2.99"x1.71")
- ♦ Operating Temperature Range - 40°C to +75°C
- ♦ Input Reverse Polarity Protection
- ♦ Minimized Inrush current
- ♦ Input UVLO, Output OCL, Short circuit protection, OVP, OTP
- ♦ Enable on/off (option)
- ♦ 2250VDC Isolation
- ♦ IP67 Protection
- ♦ RoHs Compliant
- ♦ ISO 9001, ISO 14001 certified manufacturing facility
- ♦ UL60950
- ♦ CE Mark
- ♦ EMC compatible: EN12895
- ♦ Electrical transient conduction: ISO7637-2

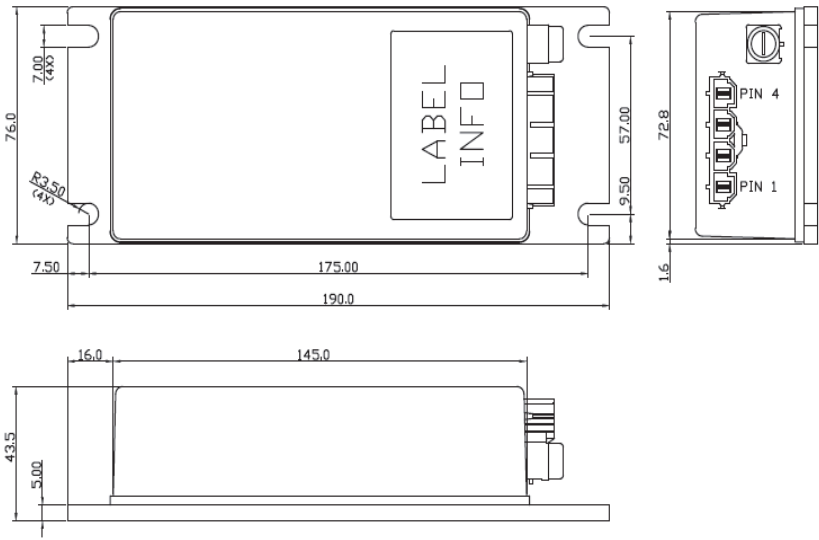


The B70SR12424A, a wide input voltage range of 36~106V, and single isolated output converter, is the latest product offering from a world leader in power systems technology and manufacturing — Delta Electronics, Inc. Such box type DCDC converter can provide 300W, 12.4V regulated DC output voltage with full load efficiency up to 90% @72Vin; The B70SR12424A offers input UVLO, output over current limit, short circuit, output over voltage, over temperature, and input reverse polarity protections, It has an intergrated fuse holder. It also has parallel function; and allows a wide operating temperature range of -40°C to +75°C. With creative design technology and optimization of component placement, this converter possess outstanding electrical and thermal performance, as well as high reliability under extremly harsh operating conditions. The B70SR12424A meets IP67 protection (not include the connector and fuseholder).

Input Characteristics

Item	Condition	Min.	Typ.	Max.	Unit
Continuous Input Voltage		36	72	106	VDC
Max Input voltage	10 minutes, normal operating			126	VDC
Input Under-Voltage Lockout, Turn-On Voltage Threshold		33	34	35	VDC
Input Under-Voltage Lockout, Turn-Off Voltage Threshold		31	32	22	VDC
Lockout Hysteresis Voltage		1	2	3	VDC
Maximum Input Current	Vin=36V, 100% Load		9.2	10	A
No-Load Input Current	Vin=48V		35	60	mA
	Vin=72V, 80V		25	50	mA
Reflected input ripple current	Vin=72V, Vpp			0.2	A
Max Reverse Polarity Input Voltage				106	VDC
Max Inrush current				10	A
Internal Input Fuse	Ø6.35mm*31.75mm	250V/25A Fast-acting fuse			

Mechanical Drawing

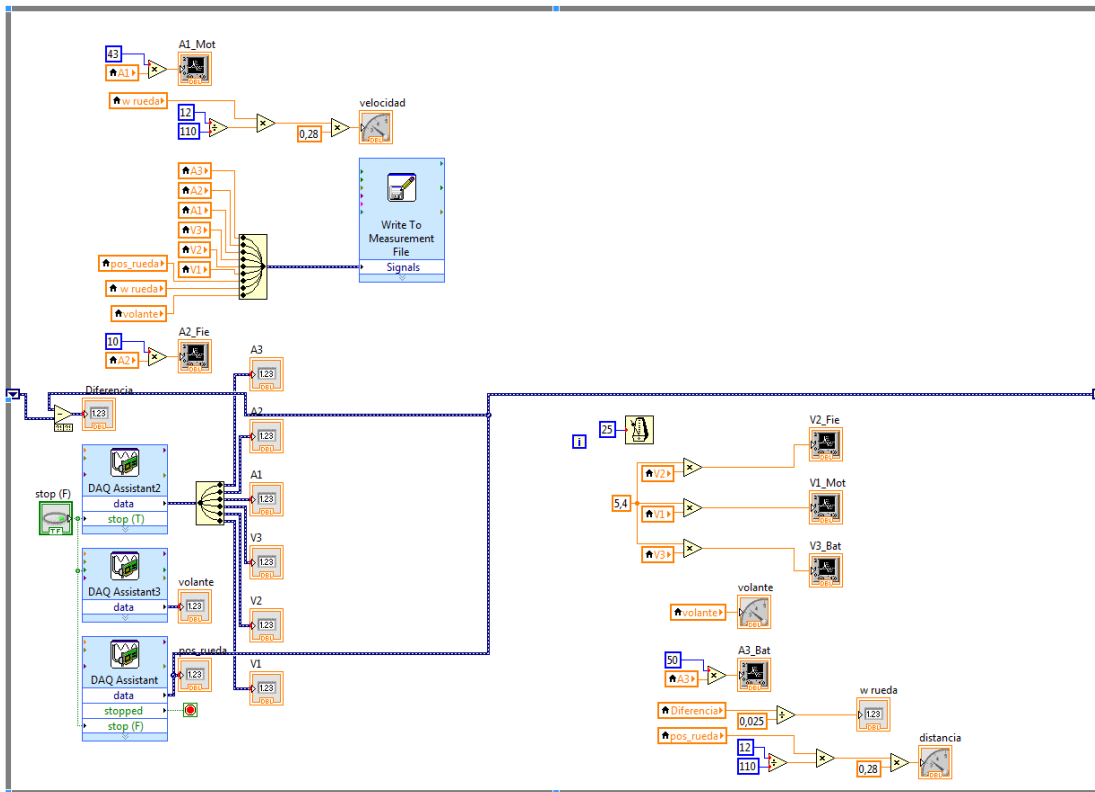
Mechanical Dimensions		Pin Connections											
		<table border="1"> <thead> <tr> <th>Pin</th> <th>Function Description</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>OUTPUT -</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>OUTPUT +</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>INPUT -</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>INPUT +</td> </tr> </tbody> </table>	Pin	Function Description	1	OUTPUT -	2	OUTPUT +	3	INPUT -	4	INPUT +	
Pin	Function Description												
1	OUTPUT -												
2	OUTPUT +												
3	INPUT -												
4	INPUT +												
		<ul style="list-style-type: none"> ➤ All dimensions in mm (inches) ➤ Tolerance: X.X±0.5 (X.XX±0.02) X.XX±0.25 (X.XXX±0.010) ➤ Connector: MOLEX MINI-FIT Sr™ Header (MOLEX P/N :42819-4213) 											

Physical Outline

Case Size	: 190.0x76.0x43.5 mm (7.48"x2.99"x1.71")
Case Material	: Case: PC; Plate: AL6063

ANEXO 4: DIAGRAMA DE BLOQUES LABVIEW

ANEXO 4: DIAGRAMA DE BLOQUES LABVIEW



ANEXO 5: CODIFICACIÓN MATLAB

ANEXO 5: CODIFICACIÓN MATLAB

```
% Representa los resultados del experimento de frenada
clear
close all
%=====
% Cargar datos
%=====
data = load('julian_3.lvm');
% Constantes
rel_engranaje = 12/110; % [-]
radio_neumatico = 0.28; % [m]
escala_volt = 5.4; % [-]
escala_amp1 = 43; % [-]

%=====
% Extraer datos
%=====
% datos a representar
t = data(:,1); % tiempo [s]
A1 = data(:,4)*escala_amp1; % corriente motor [A]
% cambiar de signo la intensidad tras la liberacion del acelerador
pos_frenada = 341; % posicion del vector en la que se libera el acelerador
if exist('pos_frenada') %ok<EXIST>
for i = pos_frenada:length(A1)
    A1(i) = -A1(i);
end
end
V1 = data(:,7)*escala_volt; % voltaje motor [V]
rueda = data(:,8)*rel_engranaje; % angulo girado por la rueda [rad]
drueda = data(:,9)*rel_engranaje; % velocidad angular de la rueda [rad/s]
distancia = rueda*radio_neumatico; % distancia recorrida [m/s]
velocidad = drueda*radio_neumatico; % distancia recorrida [m/s]
%=====
% Representacion grafica
%=====
subplot(4,1,1)
plot(t,A1)
ylabel('I [A]')
grid
subplot(4,1,2)
plot(t,V1)
ylabel('V [V]')
grid
subplot(4,1,3)
plot(t,distancia)
ylabel('d [m]')
grid
subplot(4,1,4)
plot(t,velocidad)
ylabel('v [m/s]')
xlabel('t [s]')
grid
```