



UNIVERSITAT  
POLITÈCNICA  
DE VALÈNCIA

CAMPUS D'ALCOI

# *DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE FRENADO PARA UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT*

---

**MEMORIA PRESENTADA POR:**  
*Alejandro Marín Garrido*

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

Convocatoria de defensa: Junio de 2018



# RESUMEN

Durante los últimos años es común en las universidades realizar diferentes proyectos buscando la excelencia de los alumnos. Es precisamente en este ámbito donde surge el presente trabajo, tratándose éste de una de las ramas de un proyecto multidisciplinar como es un equipo de una competición automovilística, denominada Formula Student.

En este trabajo se realiza el diseño del sistema de frenado para un monoplaza de la competición comentada, ajustándose a una partida presupuestaria, distribuida por el equipo al departamento correspondiente de este proyecto.

El sistema diseñado busca cumplir, además de la parte económica citada, con la normativa vigente de la competición, así como los objetivos técnicos marcados por el equipo. Se valoran todas las alternativas de diseño posibles, así como los elementos necesarios, justificando adecuadamente la selección realizada. Finalmente se elabora un presupuesto final del coste de todo el diseño que se ajusta a la limitación indicada.

**Palabras clave:** Sistema de frenado, Formula Student, monoplaza, vehículo, frenos.



# RESUM

Durant els últims anys és comú en les universitats realitzar diferents projectes buscant l'excel·lència dels alumnes. És precisament en aquest àmbit on sorgeix el present treball, tractant-se aquest d'una de les branques d'un projecte multidisciplinari com és un equip d'una competició automobilística, anomenada Formula Student.

En aquest treball es realitza el disseny del sistema de frenat per a un monoplaça de la competició comentada, ajustant-se a una partida pressupostària, distribuïda per l'equip al departament corresponent d'aquest projecte.

El sistema dissenyat busca complir, a més de la part econòmica esmentada, amb la normativa vigent de la competició, així com els objectius tècnics marcats per l'equip. Es valoren totes les alternatives de disseny possibles, així com els elements necessaris, justificant adequadament la selecció realitzada. Finalment s'elabora un pressupost final del cost de tot el disseny que s'ajusta a la limitació indicada.

**Paraules clau:** Sistema de frenat, Formula Student, monoplaça, vehicle, frens.



# ABSTRACT

Over the past years, it is common in universities, to carry out different projects looking for the excellence of the students. It is precisely in this area where comes this work, being this one of the branches of a multidisciplinary project by a team of a racing car, called Formula Student.

In this project, is carried out the design of the braking system for a single-seater in the annotated competition, adjusting to a budget, distributed by the team to the corresponding department of this project.

The designed system seeks to fulfill, in addition to the economic part cited, with the currents regulations of the competition, as well as the technical goals marked by the team. All possible design alternatives, as well as the necessary elements, are valued properly justifying the selection made. A final budget of the cost of the entire design is drawn up that conforms to the indicated limitation.

**Key words:** braking system, Formula Student, single-seater car, vehicle, brakes.





# ÍNDICE

---

<b>1</b>	<b>OBJETIVO .....</b>	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>JUSTIFICACIÓN.....</b>	<b>2</b>
<b>3</b>	<b>INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>3</b>
<b>4</b>	<b>NORMATIVA.....</b>	<b>9</b>
4.1	NORMATIVA SISTEMA DE FRENOS.....	9
4.2	NORMATIVA EVENTOS COMPETICIÓN.....	11
<b>5</b>	<b>FUNDAMENTO TEÓRICO DEL FRENADO DE UN VEHÍCULO.....</b>	<b>17</b>
5.1	GENERALIDADES.....	17
5.2	SITUACIONES DE FRENADO .....	22
5.3	DINÁMICA DE FRENADO.....	24
5.4	TIPOS DE SISTEMA DE FRENADO .....	30
5.5	ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE FRENADO .....	39
5.6	FORMULACIÓN MATEMÁTICA DEL SISTEMA DE FRENADO .....	44
<b>6</b>	<b>SISTEMA DE FRENADO DE UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT .....</b>	<b>51</b>
6.1	POSIBLES CONFIGURACIONES Y ANÁLISIS DE LA MEJOR ALTERNATIVA ..	52
6.2	ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE FRENADO PARA UN FORMULA STUDENT	62
<b>7</b>	<b>DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO.....</b>	<b>78</b>
7.1	DATOS PARA LA RESOLUCIÓN DE LOS CÁLCULOS .....	78
7.2	DIMENSIONAMIENTO Y ELECCIÓN DE ALTERNATIVAS .....	84
7.3	CIRCUITO HIDRÁULICO .....	101
7.4	CUADRO RESUMEN DE LOS ELEMENTOS SELECCIONADOS .....	106
<b>8</b>	<b>PLIEGO DE CONDICIONES .....</b>	<b>111</b>
<b>9</b>	<b>PLANOS.....</b>	<b>113</b>
<b>10</b>	<b>PRESUPUESTO .....</b>	<b>123</b>
<b>11</b>	<b>CONCLUSIONES .....</b>	<b>125</b>
<b>12</b>	<b>FUTURAS APLICACIONES.....</b>	<b>127</b>
<b>13</b>	<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>129</b>



# ÍNDICE DE TABLAS

---

<i>Tabla 1. Estructuración del equipo EPSA ERT y cada titulación en cada puesto.</i>	6
<i>Tabla 2. Normativa relacionada con el sistema de frenado.</i>	10
<i>Tabla 3. Eventos estáticos y dinámicos de la competición.</i>	11
<i>Tabla 4. Coeficientes de adherencia entre neumático y terreno.</i>	20
<i>Tabla 5. Ventajas y desventajas tipo de frenos.</i>	53
<i>Tabla 6. Ventajas y desventajas tipo de sistema de frenos traseros.</i>	57
<i>Tabla 7. Ventajas y desventajas del tipo de pedales de freno.</i>	61
<i>Tabla 8. Modelos de la pinza de freno de la familia CP2577.</i>	65
<i>Tabla 9. Series de la bomba de freno CP2623 según la dimensión del vástago.</i>	70
<i>Tabla 10. Modelos de la bomba de freno AP Racing CP2623.</i>	71
<i>Tabla 11. Modelos de la bomba de freno N°2 (AP Racing CP7855).</i>	72
<i>Tabla 12. Modelos de la bomba de freno N°3 relacionado.</i>	73
<i>Tabla 13. Modelos de la bomba de freno de Tilton, bomba N°4 de la serie 75.</i>	73
<i>Tabla 14. Modelos de la bomba de freno Tilton Serie 76.</i>	74
<i>Tabla 15. Modelos de la sexta alternativa de bomba de freno.</i>	75
<i>Tabla 16. Modelos de la última bomba de freno disponible, en relación al diámetro del pistón.</i>	75
<i>Tabla 17. Datos generales para el cálculo del sistema de frenado.</i>	81
<i>Tabla 18. Datos relacionados con los discos de freno y las pinzas de freno de la alternativa 1.</i>	82
<i>Tabla 19. Datos relacionados con los discos de freno y las pinzas de freno de la alternativa 2.</i>	82
<i>Tabla 20. Datos relacionados con los discos de freno y las pinzas de freno de la alternativa 3.</i>	83
<i>Tabla 21. Datos relacionados con los discos de freno y las pinzas de freno de la alternativa 4.</i>	83
<i>Tabla 22. Resultados de la alternativa 1.</i>	90
<i>Tabla 23. Resultados de la alternativa 2.</i>	91
<i>Tabla 24. Resultados de la alternativa 3.</i>	92
<i>Tabla 25. Resultados de la alternativa 4.</i>	93
<i>Tabla 26. Resumen de los parámetros más óptimos de las alternativas aceptadas.</i>	94
<i>Tabla 27. Resultados de las dos alternativas posibles.</i>	99
<i>Tabla 28. Selección de la mejor alternativa.</i>	100
<i>Tabla 29. Cuadro resumen de todos los elementos seleccionados para el sistema de frenado.</i>	106
<i>Tabla 30. Presupuesto total del sistema de frenos diseñado.</i>	124



# ÍNDICE DE FIGURAS

---

<i>Figura 1. Monoplaza de Formula Student en el circuito de Silverstone.</i>	4
<i>Figura 2. Parte del equipo EPSA ERT de Alcoy.</i>	7
<i>Figura 3. Monoplaza de Formula Student realizando el test de frenado.</i>	12
<i>Figura 4. Trazado establecido por la normativa para la prueba Skid-Pad.</i>	14
<i>Figura 5. Vehículos realizando la prueba de resistencia.</i>	16
<i>Figura 6. Fuerzas que se ejercen sobre el automóvil en una frenada.</i>	19
<i>Figura 7. Fuerzas existentes al tomar una curva (izquierda) y al frenar en una curva (derecha).</i>	23
<i>Figura 8. Fuerzas existentes en una frenada en cuesta, según la dirección del coche.</i>	24
<i>Figura 9. Elementos que conforman un sistema de freno de tambor.</i>	31
<i>Figura 10. Freno de tambor Simplex.</i>	33
<i>Figura 11. Freno de tambor Dúplex</i>	33
<i>Figura 12. Freno de tambor Twinplex.</i>	34
<i>Figura 13. Tambor de freno tipo uni-servo o servofreno.</i>	34
<i>Figura 14. Freno de tambor Duo-Servo.</i>	35
<i>Figura 15. Frenos de disco con pinza fija.</i>	37
<i>Figura 16. Frenos de disco de pinza deslizante.</i>	38
<i>Figura 17. Frenos de disco de pinza oscilante.</i>	38
<i>Figura 18. Pedales de un automóvil con embrague (Izda.), freno (centro) y acelerador (Dcha.).</i>	39
<i>Figura 19. Depósito de líquido de frenos</i>	41
<i>Figura 20. Bomba principal de frenos.</i>	41
<i>Figura 21. Pedal colgante tipo 1.</i>	58
<i>Figura 22. Pedal de freno colgante tipo 2</i>	59
<i>Figura 23. Pedal de freno de suelo tipo 1.</i>	60
<i>Figura 24. Pedal de freno de suelo tipo 2.</i>	60
<i>Figura 25. Disco de freno NG modelo 216.</i>	63
<i>Figura 26. Freno de disco NG modelo 084.</i>	63
<i>Figura 27. Pinza N°1, modelo CP3606 (Izda.) y pastilla de freno modelo CP2195D38 (Dcha.).</i>	64
<i>Figura 28. Pinza N°2, familia CP2577 (Izda.) y pastilla de freno modelo CP2399D43 (Dcha.).</i>	65
<i>Figura 29. Pinza N°3, modelo CP4226 (Izda.) y pastilla de freno modelo CP4226D27 (Dcha.).</i>	66
<i>Figura 30. Pinza N°4, modelo CP4227 (Izda.) y pastilla de freno modelo CP4226D27 (Dcha.).</i>	67
<i>Figura 31. Conjunto de tres pedales con la configuración suelo.</i>	67
<i>Figura 32. Bomba de freno.</i>	69
<i>Figura 33. Repartidor de frenada.</i>	76
<i>Figura 34. Elementos que forman la Zona A del circuito hidráulico.</i>	102
<i>Figura 35. Elementos que forman la Zona B del circuito hidráulico.</i>	103

**Figura 36.** *Elementos que forman la Zona C del circuito hidráulico.*

104

**Figura 37.** *Diseño inicial de la trayectoria del circuito hidráulico.*

106

# SIMBOLOGÍA

---

$m$	Masa (kg)
$g$	Gravedad ( $m/s^2$ )
$V$	Velocidad (m/s)
$R$	Radio curvatura (m)
$F_{RT}$	Fuerza resultante total (N)
$F_I$	Fuerza inercial (N)
$F_C$	Fuerza centrífuga (N)
$F_F$	Fuerza de frenado (N)
$A$	Adherencia (N)
$P$	Peso (N)
$\mu$	Coefficiente de adherencia
$F_R$	Fuerza de rozamiento (N)
$E$	Eficacia de los frenos (%)
$a_V$	Deceleración ( $m/s^2$ )
$H_{CG}$	Altura del centro de gravedad (mm)
$L$	Batalla (mm)
$dp$	Distancia de parada (m)
$T$	Trabajo (J)
$CG_x$	Distancia del centro de gravedad en el eje X (mm)
$TP$	Transferencia de pesos (N)
$P_f$	Peso dinámico de frenada (N)
$N_f$	Par de frenado (Nm)
$D_e$	Diámetro efectivo del disco (mm)
$F_{sp}$	Fuerza de salida del pedal (N)
$P_b$	Presión ejercida por la bomba de freno ( $N/mm^2$ )
$F_p$	Fuerza ejercida por las pinzas de freno (N)





# 1 OBJETIVO

---

El objetivo del presente trabajo es realizar el diseño de un sistema de frenado de un monoplaza para la competición internacional Formula Student, dentro de la normativa vigente de la competición, así como una serie de requisitos marcados por el equipo EPSA ERT al departamento correspondiente de dicho sistema. Dichos requisitos son la realización completa del sistema, es decir, diseño, obtención y montaje, con un presupuesto limitado en 3500 €. Este límite se impone ya que el equipo no posee un presupuesto alto, debido a que es el primer año de competición y, por tanto, no son numerosas las empresas que colaboran y en consecuencia no puedan financiar un proyecto con un presupuesto mayor. Al tratarse de un equipo novel, se busca realizar diseños sencillos, así como montar elementos que pudieran ser fáciles de trabajar, y que, por tanto, las problemáticas derivadas puedan ser resueltas rápidamente. Además de que deben ser alternativas que ofrezcan una alta fiabilidad y buen rendimiento. Dos de las principales razones de estos objetivos son el poco tiempo disponible por parte del equipo hasta la competición, sumado a los escasos conocimientos previos. Esto provoca que se deban adquirir una gran cantidad de información en este corto periodo, limitando por consiguiente el espacio destinado a implantar sistemas más complejos, y que requieren de más tiempo de trabajo y aprendizaje. Asimismo, la búsqueda de alternativas que ofrezcan mayor fiabilidad se traduciría en menor tiempo empleado en reparaciones, favoreciendo este objetivo de optimización de tiempo. Otro objetivo marcado es diseñar un sistema de frenado empleando dos discos de freno determinados. Esta condición viene relacionada con que el equipo, a través de un futuro convenio realizado con una empresa de discos de freno, adquiriría estos elementos a coste cero, a cambio de la inclusión de la marca en los espacios decretados en dicho contrato de patrocinio. Por lo tanto, el hecho de aprovechar esta oportunidad aporta un beneficio económico, ya que supondría un ahorro en el coste del sistema de frenado diseñado.

Para finalizar, cabe resaltar que se debe trabajar en conjunto con estos objetivos principales, buscando por tanto aquellas alternativas que no tengan problemas de diseño y rendimiento con los discos de freno seleccionados, y que sean opciones económicas, con alta fiabilidad en relación a los precios del mercado, así que resulten competitivas.

## 2 JUSTIFICACIÓN

---

Se decide realizar la presente memoria ya que sirve como punto de partida para el diseño del sistema de frenado que será parte de un vehículo de Formula Student. El sistema diseñado iba a formar parte del monoplaza del equipo de Formula Student de Alcoy, EPSA Engineering Racing Team (EPSA ERT), el cual era un equipo novel y por lo tanto sin experiencia previa en el diseño y fabricación de un vehículo de esta magnitud. La motivación para realizar este equipo surgió a partir de una charla informativa por parte del ingeniero de Fórmula 1, Toni Cuquerella, en la Universitat Politècnica de València. Tras esto se expuso a los asistentes a tal evento, el proyecto de dicha Universidad de un monoplaza de Formula Student.

Es en ese momento cuando el grupo de estudiantes de la Escuela Politécnica Superior de Alcoy (EPSA), se pone como objetivo crear un equipo de esta competición en la universidad alcoyana, para así poder ofrecer a los alumnos de ésta un proyecto que para la mayoría era desconocido y el cual significaría una experiencia inmejorable de un equipo de competición de la vida real.

Por lo tanto, este trabajo de final de grado nace de la necesidad real de disponer de una de las partes más importantes de un monoplaza de competición, pudiendo aplicar y convertir los conocimientos adquiridos en el aula en una aplicación real. Como se ha comentado al ser el primer prototipo de monoplaza que realizaba el equipo, no se tiene ninguna base ni ningún precedente en la Universidad, teniendo que diseñar todo desde cero, siendo esto una de las dificultades mayores a las cuales el equipo se tiene que enfrentar.

## 3 INTRODUCCIÓN

---

La Formula Student es una competición que se celebra anualmente en todo el mundo y está organizada por la federación internacional FISITA (Fédération Internationale des Sociétés d'Ingénieurs des Techniques de l'Automobile), en la cual se reúnen equipos formados por estudiantes de universidades de todo el mundo. El principal objetivo es promover la excelencia entre una amplia variedad de equipos que trabajan diseñando y construyendo un monoplaza de competición.

El origen de esta competición tiene lugar en Estados Unidos en el año 1979, de la mano de Mark Marshek, un profesor de la Universidad de Houston. Su intención fue la de crear una competición inspirada en la Indy Car americana. Los vehículos debían de estar fabricados de madera y los motores eran facilitados por la organización. En esta primera competición participaron once equipos y el ganador fue la Universidad de Texas. Sin embargo, esta competición no obtuvo la respuesta esperada y un año después desaparece. La principal razón por la que desapareció fue que realmente no era un proyecto ingenieril como se deseaba que fuera, sino que era una competición pura de automovilismo. [ 6 ]

Tras este suceso y dos años después, docentes de la Universidad de Texas generaron un concepto nuevo basado en esta competición fallida y que sirviera como concurso estudiantil. La principal diferencia se encontraba en que este evento intercolegial de ingeniería servía a los estudiantes para aplicar los conocimientos aprendidos en las clases al mundo real. Otra gran diferencia residía en la nueva normativa, la cual permitía a los estudiantes diseñar mayor parte del vehículo. Por lo tanto, es realmente en 1981 cuando tiene lugar la primera competición oficial de Formula Student, denominada Formula SAE. En esta nueva competición participan inicialmente un total de 6 equipos y 40 universitarios.

En el año 1998, en el Reino Unido se crea una competición idéntica a la americana, pero celebrada en tierras inglesas, recibiendo el nombre de Formula Student. Este nombre es con el que se conoce a la competición en tierras europeas, diferenciándose tan solo en este aspecto con la versión americana FSAE (Formula SAE). Actualmente la competición de Formula Student es organizada a nivel mundial por la FISITA, y se celebra en más de diez países del mundo, entre los que se pueden destacar países como Alemania, Inglaterra, Japón, Brasil, Italia, EEUU y España. En el caso de España, la competición nace en el año 2010 de la mano de la Sociedad de Técnicos de Automoción (STA). Circuitos emblemáticos del mundo del automovilismo, como pueden ser Silverstone, Hockenheimring, Red Bull Ring o Montmeló, son los encargados de dar vida a esta competición.

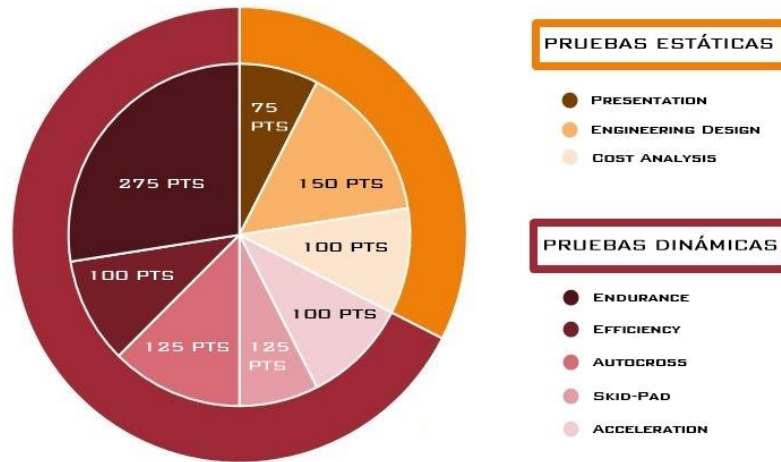


**Figura 1.** Monoplaza de Formula Student en el circuito de Silverstone.

Fuente:[<http://www.revolve.no/about-us/>]

Como se ha comentado la Formula Student nace de la necesidad de crear una competición donde los estudiantes universitarios pusieran en práctica todo lo aprendido en las aulas. Es por ello que en un evento de Formula Student se valora el trabajo realizado durante todo el año, desde temas administrativos hasta pruebas puras de ingeniería. Dicho evento se separa en dos partes, por un lado, en una serie de pruebas estáticas y por otro lado en pruebas dinámicas. En las primeras de éstas se realizan pruebas de diseño, de análisis de costes y un plan de negocios. Anteriormente se realiza una verificación donde se somete al vehículo a distintos análisis para comprobar de manera exhaustiva que cumple estrictamente la normativa. Al superar estas pruebas, se realizan los eventos dinámicos, los cuales están

formados por Skid-Pad, Aceleración, Autocross, Endurance y una prueba de consumo. El conjunto de las pruebas, tanto dinámicas como estáticas pueden otorgar un total de 1000 puntos, repartidos en 675 para los eventos dinámico y de 325 puntos para las pruebas estáticas. Cada uno de estos eventos que conforman ambas pruebas en las que se basa la competición tienen una puntuación distinta, y se muestra en el siguiente gráfico.



*Gráfico 1. Reparto de puntuación de cada evento de la competición Formula Student  
Fuente: [Elaboración propia]*

Ante la oportunidad que este tipo de competición ofrece a los estudiantes de todas las universidades del mundo de formar un proyecto innovador, a la par que productivo para la adquisición de experiencia y nuevos conocimientos, nace el equipo de Formula Student de la ciudad de Alcoy. En febrero de 2015, un grupo de 12 compañeros del grado de Ingeniería Mecánica forma el equipo EPSA ERT, cuya meta, por lo tanto, es la de diseñar y construir un monoplaza de competición para participar en la Formula Student Spain. Durante el primer año el equipo se dedica explícitamente en dar a conocer el proyecto a los alumnos de la Universidad y así poder ampliar el número de miembros del equipo. Otra de las tareas que se realizan durante este año es recoger información de la competición para poder realizar el proyecto de la mejor forma posible. Una vez realizada la ampliación de miembros, el equipo estaba formado por 22 alumnos y varios profesores que muestran su apoyo al proyecto. Además, en este periodo se empieza a diseñar los primeros bocetos del monoplaza y se realizan los cálculos necesarios para el diseño de cada una de las piezas necesarias. Por lo tanto, hasta finales de 2016 se emplea de aprendizaje y de pruebas constantes, aportando ideas con el fin de alcanzar el objetivo de competir con un vehículo fiable.

Tras varios meses de mucho trabajo, y ante el poco apoyo económico que se obtiene hasta esta fecha, se decide posponer un año la participación del equipo. Sin embargo, el sueño de cada uno de los universitarios que forman este equipo sigue intacto. Por ello, los avances no cesan y se decide reestructurar todo el equipo, buscando optimizar al máximo cada departamento. Como cualquier empresa y escudería de competición, el equipo se subdivide por secciones, dando importancia a todos los ámbitos que una competición de esta envergadura requiere. Se trata de un proyecto multidisciplinar y, por lo tanto, ofrece cabida a todas las titulaciones de la universidad. Por ello se decide reestructurar de la siguiente manera la organización del equipo:

*Tabla 1. Estructuración del equipo EPSA ERT y cada titulación en cada puesto.*

ESTRUCTURA INTERNA EPSA ERT	
DISCIPLINA EPSA ERT	TITULACIÓN EPSA
Administración y Comunicación	- Grado en Administración y Dirección de empresas - Grado en Ingeniería Informática
Electrónica	- Grado en Ingeniería Eléctrica - Grado en Ingeniería Mecánica - Grado en Ingeniería Informática
Chasis	- Grado en Ingeniería en Diseño Industrial y Desarrollo de Productos - Grado en Ingeniería Mecánica - Grado en Ingeniería Eléctrica
Motor	- Grado en Ingeniería Mecánica - Grado en Ingeniería Química
Frenos y Neumáticos	- Grado en Ingeniería Mecánica
Suspensión	- Grado en Ingeniería Mecánica
Transmisión y Dirección	- Grado en Ingeniería Mecánica

Al tratarse de un equipo novel en la competición y partiendo el proyecto desde cero, se decide de tomar como idea colectiva diseñar un vehículo fiable y con el presupuesto lo más rebajado posible, dejándose de lado la idea de lograr victorias durante el primer año.

Al disponer de un presupuesto bajo, las aportaciones de los patrocinadores son esenciales, ya que es una manera de proporcionar ayuda económica. Por ello, se agradece a cada empresa que ha colaborado facilitando documentación técnica, planos de sus elementos, diseños a ordenador o incluso cediendo sus piezas. Se compararán las diferentes alternativas, optando siempre por la selección que se ajuste a los objetivos marcados.



*Figura 2. Parte del equipo EPSA ERT de Alcoy.*

Para finalizar con esta introducción cabe destacar cómo se ha decidido estructurar este documento de tal forma que sea más fácil al lector su entendimiento. Es por ello que se divide en tres partes esta memoria: planteamiento del problema, desarrollo de éste y conclusión. En primer lugar, el planteamiento constará de los tres primeros capítulos, es decir, el objetivo con el cuál se parte y por el cual se decide de realizar éste proyecto; la presente introducción, donde se comenta brevemente el contexto en el cual se desarrolla el trabajo, es decir la Formula Student y el equipo de la Escuela Politécnica de Alcoy (EPSA) en esta competición, EPSA ERT, y la temática del trabajo; y por último la normativa de esta competición, describiendo los eventos influyentes a este trabajo, así como las características que debe de tener el sistema de frenado para este tipo monoplaça.

La segunda parte de la memoria será la parte más extensa de ésta, ya que es donde se habla de los temas principales del proyecto, entre los cuales se encuentra la descripción de los fundamentos teóricos del sistema de frenado para un vehículo, así como los tipos que

existen dentro del mercado y elementos que lo conforman, donde se plantean las diferentes alternativas que se encuentran a día de hoy en el mercado. Tras esto se estudia la dinámica de frenado que tienen todos los vehículos, desde los automóviles de calle hasta los monoplazas punteros de las altas competiciones, es decir, las diferentes fuerzas de frenados que se deben realizar según determinadas situaciones, así como la posibilidad de vuelco o de derrape de un vehículo de calle.

Una vez explicados las diferentes alternativas y elementos de un sistema de frenos de un vehículo convencional, se describirá el sistema de frenado de un prototipo de ésta competición, mostrando todos los elementos posibles, así como todas sus configuraciones posibles y la selección final, dando los motivos razonados de esta preferencia. Los últimos puntos tratados en el desarrollo del problema, serán los cálculos necesarios para corroborar que los elementos seleccionados son compatibles y cumplen con la normativa vigente de la competición; el diseño final del conjunto de frenado, es decir, los elementos finales que se utilizarán con todos los datos necesarios, los cuales serán obtenidos directamente por patrocinadores del equipo o comprados a empresas. Por último, en esta parte del trabajo se expondrá un presupuesto detallado de todos los elementos seleccionados.

La parte final del presente trabajo constará tanto del pliego de condiciones a las cuales se encuentra sujeto dicho proyecto, de una conclusión donde se comentarán los resultados obtenidos, así como si se han cumplido con los objetivos iniciales. Además, se desarrolla un apartado donde sirve de guía a futuros estudiantes de la EPSA a la hora de desarrollar un sistema de frenado para esta competición o para otra similar.



## **4 NORMATIVA**

---

La normativa de la Formula Student que es de aplicación a este caso se encuentra dividida en dos partes el reglamento. En primer lugar, se expone la parte técnica sobre el sistema de frenado del monoplaza, es decir todos los requisitos mínimos a los cuales se debe de ceñir un equipo para diseñar dicho sistema para poder ser considerado legal. Y en segundo lugar se detallan las pruebas en las cuales influye directamente el sistema de frenado.

### **4.1 NORMATIVA SISTEMA DE FRENOS**

Un monoplaza de cualquier competición deportiva del mundo del motor está bajo un reglamento técnico, el cual dictamina los requisitos que un equipo debe cumplir para poder tener el visto bueno para disputar un evento de dicha competición. Por ello, se exponen los puntos referentes en la normativa al sistema de frenado.

Cabe resaltar que dentro de la normativa actual existen puntos referentes a la parte eléctrica y electrónica de los frenos que forman parte del departamento de Electrónica del equipo EPSA ERT y que por tanto no se detallan en esta lista. A continuación, en la *Tabla 2* se muestran todos los puntos del artículo 7, de la normativa FSAE 2017-2018 del sistema de frenado (Article 7: Brake system) [ 7 ]:

*Tabla 2. Normativa relacionada con el sistema de frenado.*

NORMATIVA VIGENTE SISTEMA DE FRENADO FORMULA STUDENT	
ARTÍCULO	DESCRIPCIÓN
T7.1	El monoplaza debe estar equipado por un sistema de frenado capaz de actuar sobre las cuatro ruedas del vehículo y ser accionado por un único control.
T7.1.1	Debe tener dos sistemas hidráulicos independientes, uno para cada eje, para que en caso de fallo de uno de los dos, se pueda realizar una frenada por el sistema que se mantiene en correcto funcionamiento. Ambos circuitos tienen un depósito para el líquido de freno cada uno, bien siendo dos independientes o uno separado internamente.
T7.1.2	Se permite situar un sistema de un único freno trasero en el diferencial.
T7.1.3	El sistema de frenado debe ser capaz de bloquear las cuatro ruedas durante el test de frenado.
T7.1.4	Los sistemas de frenado electrónicos están prohibidos.
T7.1.5	Los conductos que están cubiertos plásticamente o no están protegidos están prohibidos.
T7.1.6	Se debe proteger el sistema contra posibles fallos de la transmisión o de colisiones menores.
T7.1.7	En vista lateral, ninguna parte del sistema de frenos puede estar montada sobre los muelles del automóvil, ni debe proyectarse por debajo del chasis o monocasco.
T7.1.8	El pedal de freno debe resistir 2000 N de fuerza sin que falle.
T7.1.9	El pedal debe estar fabricado en acero, aluminio, o en mecanizado de acero, aluminio o titanio.

## 4.2 NORMATIVA EVENTOS COMPETICIÓN

La competición se divide en eventos estáticos y eventos dinámicos, las cuales son puntuables para la competición. En la siguiente tabla se muestran las pruebas que conforman cada una de estas.

*Tabla 3. Eventos estáticos y dinámicos de la competición.*

EVENTOS COMPETICIÓN	
PRUEBAS ESTÁTICAS	PRUEBAS DINÁMICAS
Análisis de costes	Aceleración
Prueba de diseño	Skip-Pad
Plan de negocios	Autocross
	Resistencia
	Eficiencia

Antes de comenzar con los eventos de la competición, el monoplaza deberá superar unas verificaciones técnicas donde se comprueba que cumple con la normativa vigente. Deben tener la conformación por parte de los comisarios para poder comenzar con los eventos que forman la competición. Estas supervisiones son las siguientes:

- Inspección técnica y seguridad
- Test de ruidos
- Test de inclinación
- Test de frenada

De estas verificaciones se exponen aquellas en las cuales interviene el sistema de frenado directamente, que son la inspección técnica y de seguridad, y el test de frenada.

### **A. INSPECCIÓN TÉCNICA Y SEGURIDAD**

Los vehículos participantes deben superar una inspección donde se evalúa la seguridad, así como de la parte del chasis y técnica del vehículo, debiendo cumplir estrictamente la normativa vigente de la competición. Por lo tanto, en relación con el sistema de freno del vehículo, los comisarios revisarán que se cumple la normativa marcada anteriormente, y por lo tanto es apto el sistema para poder competir.

## **B. TEST DE FRENADA**

En el test de frenado los jueces decretan mediante una prueba dinámica si el sistema de frenado ha sido diseñado correctamente. Para ello dictaminan una distancia dónde el vehículo realiza una aceleración partiendo desde parado siendo éste capaz de bloquear a la vez las cuatro ruedas, deteniendo por completo el vehículo, simulando una situación drástica de frenado. Así se refleja en el apartado T7.2 de la normativa actual.



*Figura 3. Monoplaza de Formula Student realizando el test de frenado.  
Fuente: [ <https://www.youtube.com/watch?v=TnsMMcjd2M> ]*

## **4.2.1 PRUEBAS ESTÁTICAS**

Consiste en la evaluación de las exigencias administrativas que tiene una competición universitaria de este nivel. Se evalúan los costes, el diseño y el plan de negocios del equipo. A continuación, se detalla brevemente en que consiste cada una de estas pruebas.

### **A. ANALISIS DE COSTES**

En este evento se evalúa un estudio de costes referentes a los materiales y a los procesos de fabricación del monoplace, en el que el equipo debe entregar previamente documentación justificativa, durante un periodo determinado por la organización, antes de comenzar la competición. Al igual que todas las pruebas, un grupo de jueces examinan y discuten con los integrantes de la Universidad participante.

## **B. DISEÑO**

Los jueces examinan en esta prueba todo lo que engloba el diseño del monoplaza. Éstos evalúan las soluciones que cada equipo ha adoptado para su monoplaza, dando mayor puntuación al mejor diseño, según el ingenio y la eficiencia de esas alternativas, cumpliendo los objetivos establecidos previamente, y las discute con los componentes del equipo.

## **C. PLAN DE NEGOCIOS**

El evento de presentación o el también llamado Business Plan o Presentation Event, es una prueba donde se evalúa el plan de negocios, de la empresa ficticia que sería el equipo de Formula Student de la Universidad representante, donde se explican los objetivos y los beneficios producidos con una inversión en un proyecto como el realizado.

## **4.2.2 PRUEBAS DINÁMICAS**

Durante los dos últimos días de competición tienen lugar los eventos dinámicos. Una vez que el equipo tiene luz verde por parte de los jueces tras comprobar que cumplen la normativa puede dar comienzo para ellos las pruebas dinámicas.

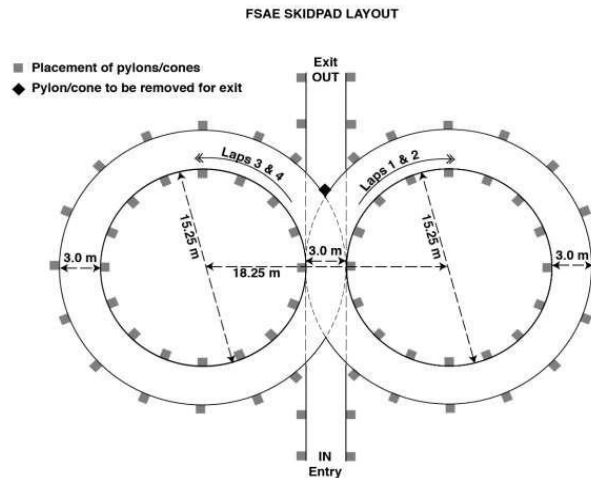
### **A. ACELERACIÓN**

En este evento se evaluará la aceleración del vehículo sobre un trazado recto sobre una superficie sin inclinación. La distancia a recorrer por el monoplaza viene dictaminada por la normativa vigente de la competición y son 75 m desde la línea de salida hasta la línea de meta. Se realiza mínimo una vez por cada piloto del equipo, pudiendo realizar cada uno un segundo intento.

### **B. SKID-PAD**

El objetivo de esta prueba dinámica es la de detectar que el vehículo tiene capacidad para tomar curvas sobre una superficie plana. Por ello el trazado en el cuál se realiza este evento simula un ocho. Al igual que sucedía en el evento de aceleración, cada equipo puede competir en dos tandas, cada una de ellas con un piloto diferente pudiendo realizar dos carreras.

Como se ha comentado el trazado tiene forma de ocho, formado por dos círculos realizados por conos. Los centros de dichos círculos están separados 18,2 m, teniendo los interiores un diámetro de 15,25 m y los externos de 21,25 m. La trayectoria por la cual el monoplaza realiza el evento es de 3 m, y los monoplazas deben entrar y salir por una trayectoria también de 3 m de ancho, tangencial a los círculos. A continuación, se muestra una imagen del trazado marcado por la normativa.



*Figura 4. Trazado establecido por la normativa para la prueba Skid-Pad.  
Fuente: [ 7 ] FSAE ONLINE. 2017-2018 Formula SAE Rules]*

### C. AUTOCROSS

En este evento el monoplaza debe realizar una vuelta cronometrada sobre un trazado realizado en el circuito por los comisarios, con el objetivo de evaluar la capacidad del vehículo de maniobrar, con la ventaja de que se realiza sin ningún otro posible prototipo que pudiese obstaculizar en pista y no dejase observar el rendimiento del monoplaza participante. Además, sirve de clasificación para la siguiente prueba dinámica, el evento de resistencia o también conocido como Endurance. Este evento puede otorgar un máximo de 125 puntos al equipo ganador.

Además, el diseño del trazado debe realizarse con el objetivo de obtener una velocidad media de entre 40 km/h a 48 km/h. El circuito se caracteriza por disponer en su diseño de rectas, curvas, horquillas, slaloms, chicanes y curvas con radios decrecientes. La longitud del trazado será aproximadamente de 0,805 km, el equivalente a media milla.

#### **D. RESISTENCIA**

Por último, se llega a la prueba dinámica por excelencia y que más puntos otorga al ganador de ésta, con un total de 175. En este evento se prueba la resistencia y la eficiencia del monoplaza competidor.

Los participantes tomarán parte en un trazado diseñado por los comisarios, por el cual deberán recorrer aproximadamente 22 km. Esta distancia se dividirá en dos para que participen los dos pilotos del equipo. El cambio de conductor deberá realizarse durante los tres minutos que dura el periodo de pausa. Cuando se produzca el cambio de piloto no es posible trabajar sobre el monoplaza ni repostar gasolina. Este será uno de los retos que deben superar, poder ajustar al máximo el consumo de combustible para poder completar la prueba en su totalidad. Tampoco está permitido el cambio de neumáticos en ningún momento desde que da comienzo la prueba.

Las especificaciones sobre el diseño del trazado donde se disputará la prueba de resistencia vienen dictaminadas por la normativa vigente. Como en la anterior prueba, estas limitaciones se realizan con el objetivo de promediar una velocidad media, que en este caso se encuentra entre 48 km/h y 57 km/h, con velocidades máximas de 105 km/h. Al igual que en la prueba de autocross el diseño del circuito se caracteriza por disponer de rectas, curvas, horquillas, slaloms, chicanes y curvas con radios decrecientes.

El orden de salida en la prueba se establece con la intención de poner en pista vehículos con velocidades medias semejantes para intentar que ambos no interfieran en su intento. Es por ello que el evento de Autocross es de gran importancia, ya que se muestran los tiempos y velocidades medias de todos los participantes y así lo comisarios lo utilizan como clasificación para tomar parte de la Endurance. Además de tener que organizar a equipos que no participaron en el Autocross.



**Figura 5.** Vehículos realizando la prueba de resistencia.

Fuente:[ <https://sebastiannilsson.com/blog/formula-student-germany-2013/attachment/chalmers-formula-student-germany-2013/>]

### **E. EFICIENCIA**

La última puntuación que se otorga en la competición es sobre la eficiencia. Ésta se basa en premiar a aquellos equipos en función del promedio de la cantidad de combustible que han consumido y del tiempo por vuelta marcado en el evento de resistencia. Por lo tanto, se trata de una prueba que beneficia el trabajo ingenieril realizado por los equipos, que mejor han sabido ajustar el consumo de gasolina, así como mantener un ritmo competitivo.



# 5 FUNDAMENTO TEÓRICO DEL FRENADO DE UN VEHÍCULO

---

## 5.1 GENERALIDADES

El sistema de frenado es un mecanismo de absorción de energía encargado de reducir la velocidad o detener por completo el automóvil. Basándose en la ley de conservación de la energía, la cual dice que ésta ni se crea ni se destruye, sino que se transforma; el conjunto de frenos de un vehículo transforma la energía cinética de éste, producida por la velocidad que mantiene, en energía calorífica, a través de la fricción entre las pastillas y de los discos de frenos, o bien por los frenos de tambor. Además, cuanto mayor disipación de calor sea capaz de producir los frenos, mayor será la capacidad de frenado.

A continuación, se traduce todo este proceso de conversión de energía al lenguaje físico. Para ello, es conocido que la energía cinética de un cuerpo cualquiera, en este caso un vehículo, en movimiento se expresa mediante la siguiente ecuación matemática:

$$\text{Energía Cinética } (E_c) = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot v_v^2$$

Por lo tanto, como se ha comentado antes, idealmente esta energía cinética debe de ser absorbida totalmente por el sistema de frenado del automóvil, transformándola en calor (energía térmica). Para ello, científicamente este calor se expresa mediante la ecuación posterior:

$$\text{Energía térmica } (E_T) = M_{COMPONENTES} \cdot C_p \cdot \Delta t_{COMPONENTES}$$

Como resultado, para que se produzca esta conversión de energía se expone la siguiente igualdad:

$$\frac{1}{2} \cdot m_v \cdot v_v^2 = M_{COMPONENTES} \cdot C_p \cdot \Delta t_{COMPONENTES}$$

De esta afirmación se extrae que la masa del vehículo es proporcional al incremento de temperatura, por lo tanto, a mayor peso del automóvil, mayor temperatura se producirá durante el proceso de frenada. Al igual sucede con la velocidad que es proporcional al incremento de temperatura, en este caso la velocidad se encuentra al cuadrado, por lo tanto, una variación mínima de velocidad supone una gran variación de temperatura.

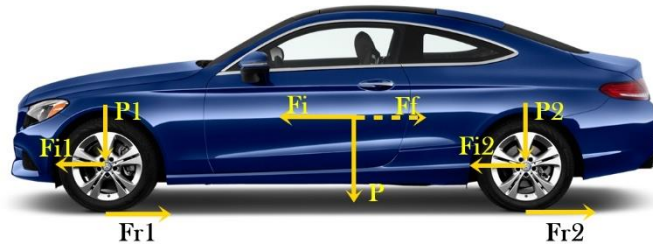
De manera que, la fuerza de fricción entre el disco y la pastilla es la responsable de esta energía térmica. Esta fuerza de rozamiento se opone al movimiento del vehículo, es decir, a la fuerza de inercia  $F_F$  que tiene éste en el instante de frenar. Ésta depende tanto del área que se encuentre en contacto como de la fuerza aplicada, así como del material de fricción, la temperatura y el acabado de la superficie.

La inercia del vehículo genera una fuerza, actuando sobre el centro de gravedad, que tendrá la dirección en la cual se está moviendo el vehículo en ese momento. Además, se producirá una transferencia de carga, la cual será mayor sobre el eje delantero (80%) que sobre el eje trasero (20%). Es por ello que es de gran importancia el cálculo y dimensionamiento de los frenos, ya que no habrá la misma superficie involucrada en el eje delantero que en el trasero. Si se desea detener el vehículo, la fuerza de frenado  $F_F$  debe anular la fuerza de inercia  $F_I$  indicada anteriormente. Si  $F_F < F_I$ , la resultante será positiva y por tanto el vehículo seguirá desplazándose, aunque a menor intensidad. En cambio, si la fuerza de frenado es mayor a la fuerza de inercia, se creará un par de fuerzas contrario al giro del motor, provocando el bloqueo de la rueda.

Hay que destacar que por bloquear los neumáticos no se va a obtener una fuerza de frenado mayor, realmente sucede lo contrario, ya que el vehículo comienza a deslizar y el vehículo no es capaz de transformar en calor la energía cinética del movimiento, ya que no existe rozamiento entre los elementos que conforman el conjunto de frenos del automóvil. Además, el bloqueo de los neumáticos provoca un desequilibrio en el frenado, originando una pérdida del control del coche.

Por lo tanto, la fuerza de frenado deberá ser tal para que sea capaz de detener lo más rápido posible los neumáticos, sin llegar a bloquearlos. Además, la fuerza de frenado se encuentra en función del peso del automóvil  $P$ , así como de la fuerza de rozamiento que se produce

entre el neumático y el terreno. A continuación, se muestra una imagen donde se pueden observar las fuerzas que intervienen en la frenada.



**Figura 6.** Fuerzas que se ejercen sobre el automóvil en una frenada.

Fuente: [ <https://www.mercedes-benzacapulco.com.mx/toolkit/mercedes-benz-clase-c-coup%C3%A9-coupe-color-es-mx.htm>, Elaboración propia]

Además de las fuerzas mostradas en la imagen, existen otras acciones resistentes que intervienen en el proceso de frenado y que se oponen al movimiento del vehículo, como son las siguientes:

- Resistencia aerodinámica del aire
- Resistencia a la rodadura y a la rotación de los neumáticos.
- Rozamientos internos producidos en las piezas de la transmisión
- Resistencia del motor funcionando con alimentación al mínimo o sin alimentación.

Sin embargo, son en general resistencias importantes cuando se alcanzan velocidades elevadas, siendo menores a velocidades reducidas, y por lo tanto no son consideradas como fuerzas intervinientes en el proceso de frenado del automóvil.

Uno de los puntos importantes a tener en cuenta es la adherencia que existe entre neumático y terreno, ya que al ser función de la fuerza de frenado será importante para aumentar la fuerza ejercida. Así pues, la fuerza de frenado  $F_F$  viene en función del coeficiente de adherencia  $\mu$  y del propio peso del automóvil  $P$ , y tiene la siguiente fórmula:

$$F_F = \mu \cdot P$$

Además, cabe destacar que el valor que tendrá el coeficiente de rozamiento entre el neumático y el terreno, variará en función del tipo de terreno en el cual se está produciendo la frenada, el estado de éste, así como del estado del neumático. A continuación, se muestra

una tabla donde se pueden observar los valores que adopta este coeficiente según cada supuesto:

*Tabla 4. Coeficientes de adherencia entre neumático y terreno.*

TIPO DE SUELO	ESTADO SUELO	NEUMÁTICOS	
		NUEVOS	USADOS
Asfalto Medio	Helado	0,10	0,10
	Embarrado	0,15	0,10
	Mojado	0,65	0,55
	Seco	0,80	0,80
Asfalto Compacto	Mojado	0,70	0,50
	Seco	0,80	0,80
Hormigón de Cemento, Cemento Portland.	Mojado	0,70	0,5
	Seco	1,00	1,00

Durante el proceso de frenada el vehículo debe ejercer tal fuerza de frenado para conseguir disminuir la velocidad o detener el automóvil por completo, según la situación dada. Para ello se considera que los cuatro neumáticos de éste tienen la misma adherencia, ejerciendo la fuerza de frenado por igual entre el eje delantero y el trasero, en función del peso que éstos soportan.

Como se ha comentado brevemente antes, cuando se produce la frenada, la fuerza de inercia  $F_i$ , aplicada en el centro de gravedad del vehículo, junto con las fuerzas de frenado, forma un par que provoca que el automóvil se incline hacia abajo en el eje delantero. Por lo tanto, se comenta que se ha producido una transferencia de peso hacia la parte delantera.

Este aumento de peso sobre el eje delantero debe ser aprovechado al máximo durante el proceso de frenada para así poder aplicar sobre los neumáticos una mayor fuerza de frenado. Esto sucede ya que, al aumentar el peso sobre la rueda, ésta tendrá mayor superficie de contacto con el suelo y por tanto mayor adherencia. Este aumento de peso sobre el eje delantero provoca que sobre el eje trasero disminuya, por lo tanto, sucede el caso contrario al explicado, reduciéndose la adherencia. Como consecuencia se deberá ejercer menor fuerza de frenado sobre este eje para evitar bloquear los neumáticos.

Por lo tanto, la fuerza de frenado se debe repartir entre los ejes en función del peso que soportan cada uno de ellos. Por ello, un vehículo se diseña con el objetivo de repartir uniformemente el peso entre cada eje, para así poder obtener una eficacia de frenado del 100% como se ha comentado en el apartado anterior.

Para que esta eficacia sea total intervienen varios factores a parte del reparto de la fuerza de frenado. El principal responsable es el coeficiente de adherencia, el cual determinará la eficacia  $E$ , en función de las fuerzas de frenado  $F_F$  y del peso del automóvil  $P$ . A continuación se muestra la ecuación mediante la cual se calcula esta eficacia:

$$E(\%) = \frac{F_F}{P} \cdot 100$$

$$E(\%) = \frac{m \cdot d}{m \cdot g} \cdot 100$$

$$E(\%) = \frac{d}{g} \cdot 100$$

$$d = \mu \cdot g \rightarrow E = \frac{\mu \cdot g}{g} \cdot 100; E = \mu \cdot 100$$

Por lo tanto, la fuerza de frenado alcanzará una eficacia del 100% cuando el coeficiente de adherencia sea 1, o lo que es lo mismo, la deceleración será máxima conforme se aproxima al valor de la gravedad, es decir, en el instante que  $a_v = 9,81 \text{ m/s}^2$ . Existen situaciones excepcionales, donde esta eficacia será mayor, ya que el coeficiente de rozamiento entre el neumático y es asfalto será superior a la unidad. Este hecho tiene lugar en vehículos de altas prestaciones y en competiciones automovilísticas, como sucede en el diseño de un sistema de frenado de un Formula Student que se muestra en el presente proyecto.

Un ejemplo real de la eficacia de frenado sería el agarre que existe cuando se conduce por una carretera nevada y con hielo, donde la adherencia entre el neumático y el terreno es prácticamente nula, y por tanto una frenada en estas condiciones se hace mucho más difícil. Por ello se emplean cadenas y ruedas especiales, las cuales mejoran el agarre del vehículo, mejorando así la eficacia que poseerá el coche para decelerar y poder detenerse.

## 5.2 SITUACIONES DE FRENADO

### 5.2.1 FRENADA EN CURVA

En este apartado se va analizar una situación de frenada específica, como es el proceso y las fuerzas que aparecen en un frenado en curva. En el momento que un vehículo comienza a tomar una trayectoria curva, aparece la denominada fuerza centrífuga, debido a la cual se produce sobre el automóvil una fuerza transversal  $F_C$ , la cual se encuentra en función del radio del trayecto curvo por donde se está circulando, así como de la velocidad que lleva en ese instante. Esta fuerza viene descrita por la siguiente fórmula:

$$F_C = \frac{m \cdot V^2}{R_c}$$

Por lo tanto, cuando se está tomando una curva se produce una fuerza que será la resultante que da lugar a la fuerza anteriormente citada, junto a la fuerza inercial del desplazamiento del vehículo. Esta fuerza total deberá ser menor o igual a la fuerza de reacción  $A$  que se produce en las ruedas cuando se toma una trayectoria curva. A continuación, se expone esta igualdad:

$$F_{RESULTANTE\ 1} = \sqrt{(F_I^2 + F_C^2)} \leq A$$

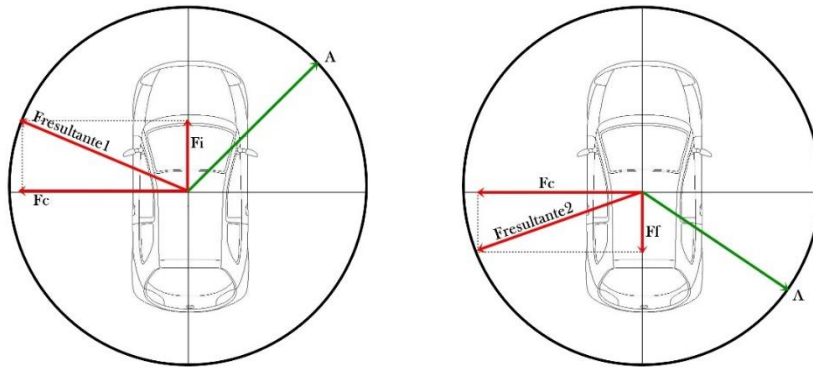
En el momento en el que un automóvil frena en una curva, se producirá otra fuerza resultante, que será aquella conformada por la fuerza  $F_C$  y por la fuerza de frenado realizada  $F_F$ . Al igual que sucedía anteriormente, ésta deberá ser menor o igual a la adherencia  $A$  para cumplir la ecuación de equilibrio, mostrada a continuación:

$$F_{RESULTANTE\ 2} = \sqrt{(F_F^2 + F_C^2)} \leq A$$

La fuerza de adherencia se encuentra en función del peso y del valor del coeficiente de adherencia existente entre neumático y terreno. Y se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$A = P_1 \cdot \mu$$

Si se representa gráficamente (*Figura 7*), se puede observar esta condición, donde se muestra que la  $F_{RESULTANTE}$  debe ser siempre menor que la fuerza de adherencia, ya que en ambos casos, si se incumple este equilibrio, el vehículo bloquearía la rueda, y como resultado nefasto, se perdería el control y se derraparía.



*Figura 7. Fuerzas existentes al tomar una curva (izquierda) y al frenar en una curva (derecha).  
Fuente: [Elaboración propia]*

## 5.2.2 FRENADA EN CURVA PERALTADA

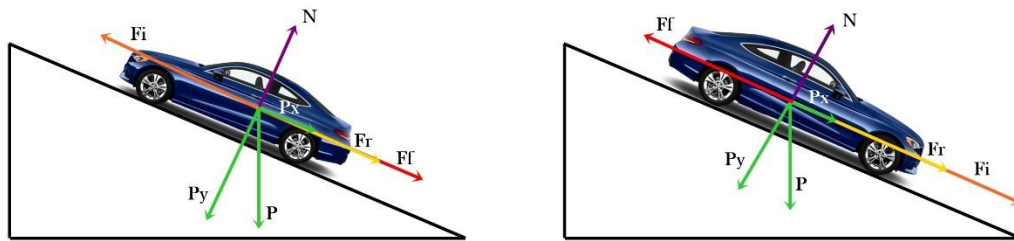
Esta situación sería una alternativa añadida al anterior supuesto de frenada. Al igual que sucedía antes, sigue existiendo una fuerza centrífuga, pero en este caso actuaría en función de la pendiente del peralte de la curva. Por lo tanto, la  $F_c$  resultante en este supuesto sería inferior al anterior caso, ya que, al encontrar una pendiente en plena curva, ayuda al vehículo a reducirla. Como consecuencia, la fuerza de inercia  $F_i$  puede aumentar, y la fuerza de frenado  $F_f$  disminuir.

## 5.2.3 FRENADA EN CUESTA

En este apartado se va a estudiar, otra alternativa en el momento de frenado. En este caso se trata de una frenada en cuesta, en ambos supuestos, cuesta arriba y cuesta abajo. En el momento que un vehículo se encuentra en una carretera con pendiente, se debe ver el sentido en el que se produce la frenada, ya que no será la misma fuerza de frenado si éste está bajando la cuesta como si la está ascendiendo. Al realizarse sobre un plano inclinado, las fuerzas que aparecen serían las que se muestran en la *Figura 8*, donde se puede observar como el peso se descompone en dos variantes, una sobre el eje X y otra sobre el eje Y, sumándose así a las fuerzas existentes en una frenada en cuesta. Estas fuerzas serían, la fuerza de rozamiento  $F_R$ , la fuerza de inercia  $F_i$  y la fuerza de frenado  $F_f$ , donde según la

dirección del vehículo, tanto  $F_I$  como  $F_F$  tendrán sentido distinto. En el caso de la fuerza de rozamiento siempre será en sentido positivo al descenso de la cuesta.

Como se puede ver en la imagen, es evidente que si el vehículo va cuesta abajo, la fuerza de frenado que se deberá realizar será mayor que si fuese ascendiendo la cuesta, ya que se encuentra en oposición al sumatorio de la fuerza de inercia, la fuerza de rozamiento y el propio peso del vehículo.



*Figura 8. Fuerzas existentes en una frenada en cuesta, según la dirección del coche.  
Fuente: [Elaboración propia]*

## 5.3 DINÁMICA DE FRENADO

Como se ha comentado anteriormente, la frenada de un vehículo se basa en un principio fundamental como es la conversión de energía. Como es conocido existen distintos tipos de energía, en el caso de una situación de frenado de un vehículo. Para conseguir la energía que provoca la detención del automóvil, es necesario un proceso de transformación de energía, desde el momento en el que se acciona el pedal hasta que se detiene por completo. Por lo tanto, el objetivo es transformar la energía cinética que tiene el vehículo por estar en movimiento, en energía térmica. A mayor cantidad de este calor sea capaz de aportar el sistema de frenado, más rápido se detendrá el automóvil.

### A. HIPÓTESIS DE LA FRENADA

En el proceso de frenada de un vehículo actúan numerosas fuerzas, como son la propia fuerza de inercia que tiene éste en el momento que se produce la frenada, las fuerzas de frenado de los dos ejes, la resistencia a la rodadura, el efecto de la aerodinámica y la fuerza resistente que ofrece, la deceleración angular de las ruedas, la inclinación que tiene el terreno, la altura del centro de gravedad y la deceleración del automóvil.



**B. FUERZA DE FRENADO**

Durante la frenada se produce una fuerza que consigue detener el vehículo, la cual viene en función del par generado en los neumáticos y por las dimensiones de estos. Durante el movimiento previo del vehículo, las ruedas están girando en un sentido, por lo tanto, el neumático deberá realizar un esfuerzo contrario a este movimiento de rotación, para conseguir detenerlo. Matemáticamente se expresa mediante la siguiente ecuación:

$$\text{Fuerza de frenado } (F_F) = \frac{N_{frenado}}{R_{neumático}} \quad \text{Ec.( 1)}$$

Cabe destacar que realmente existe una fuerza de frenado para cada rueda del vehículo, como consecuencia, se obtendrá un total de cuatro fuerzas de frenado. Por lo tanto, la fuerza de frenado total que tiene el vehículo será el sumatorio de todas estas fuerzas de frenado.

$$\text{Fuerza Total de Frenado } (F_T) = \sum F_{F(DI,DD,TI,TD)} \quad \text{Ec.( 2)}$$

**C. DECELERACIÓN DE UN VEHÍCULO**

En primer lugar, hay que resaltar que la deceleración de un vehículo no es más que una aceleración negativa. Por lo tanto, para averiguar esta deceleración se debe de aplicar la segunda ley de Newton, o también llamada ley fundamental de la dinámica, la cual viene determinada por la siguiente ecuación:

$$F = m \cdot a \quad \text{Ec.( 3)}$$

Por lo tanto, a la hora de hablar de un proceso de frenada, la deceleración vendría dada de despejar la anterior fórmula:

$$\text{Deceleración del vehículo } (a_{fv}) = \frac{F_T}{m_v} \quad \text{Ec.( 4)}$$

**D. DISTANCIA DE FRENADO DE UN VEHÍCULO**

Se conoce como distancia de frenado  $D_f$ , aquel espacio que un vehículo recorre desde que se manda a través del pedal la fuerza para disminuir la velocidad, hasta que se detiene por completo el automóvil. Por lo tanto, la distancia de parada dependerá de la presión que el pedal de freno produce, de la adherencia, de la velocidad a la cual circula el vehículo, así

como de otros factores como son la fuerza y la dirección del viento. Todos y cada uno de ellos son factores variables, es decir, no serán siempre los mismos valores, sino que variará según las circunstancias. Este último hecho impide que se pueda calcular con exactitud el valor de la distancia de parada, pero si es posible realizar cálculos aproximados y más o menos precisos. La fórmula que describe este parámetro es la siguiente:

$$D_f = \frac{v_v^2}{2 \cdot a_{fv}} \quad \text{Ec.( 5)}$$

### **E. DISTRIBUCIÓN DE PESOS ESTÁTICOS DEL VEHÍCULO**

Un vehículo en estático, y por lo tanto con una aceleración nula, distribuye su peso sobre las ruedas como un porcentaje equitativo del total de su peso entre las cuatro. Si se observa lateralmente, es más fácil distribuir este porcentaje entre eje delantero y eje trasero (dos ruedas por eje). Cuando se conocen los valores tanto del peso que soporta el eje delantero, así como el soportado por el trasero, se puede obtener dicho porcentaje de la siguiente forma:

*Distribución del peso en el eje delantero*

$$(DP_d) = \frac{P_d}{P} \cdot 100 \quad \text{Ec.( 6)}$$

*Distribución del peso en el eje trasero*

$$(DP_t) = \frac{P_t}{P} \cdot 100 \quad \text{Ec.( 7)}$$

Además, también es posible obtener la posición horizontal donde se encontrará el centro de gravedad del vehículo. Para ello es necesario conocer el peso en cada eje, así como la distancia entre éstos (batalla). Para calcularlo tan solo se deberá de sustituir los datos en la siguiente ecuación:

*Posición horizontal del*

$$\text{centro de gravedad eje delantero } (CG_{d,x}) = \frac{P_t}{P} \cdot L \quad \text{Ec.( 8)}$$

*Posición horizontal del*

$$\text{centro de gravedad eje trasero } (CG_{t,x}) = \frac{P_d}{P} \cdot L \quad \text{Ec.( 9)}$$

Como resultado del sumatorio de estas dos posiciones del centro de gravedad se deberá obtener la batalla:

$$CG_{d,x} + CG_{t,x} = L \quad \text{Ec.( 10)}$$

### **F. EFECTOS DINÁMICOS SOBRE EL VEHÍCULO EN UNA FRENADA**

A diferencia de lo que sucedía con la repartición del peso del vehículo en parado, cuando tiene lugar una frenada, al hallarse el automóvil en movimiento, el peso se repartirá de manera no equitativa en cada rueda, siendo el peso total el mismo que en estático.

El efecto dinámico que produce esta variación es la transferencia de peso, que es el peso que variará su posición por el efecto de la frenada y que aumentará el peso en el eje delantero y lo disminuirá en el trasero. La fórmula mediante la cual se calcula esta transferencia de peso es:

$$\text{Transferencia de peso (TP)} = \left(\frac{a_{fv}}{g}\right) \cdot \left(\frac{H_{CG}}{L}\right) \cdot P \quad \text{Ec.( 11)}$$

Por lo tanto, ahora es necesario saber el peso que está soportando cada eje el momento preciso de la frenada, ya que en función de este peso se deberá de diseñar los elementos a incorporar el sistema de frenado. Para ello se emplean las siguientes fórmulas:

*Peso eje delantero durante la frenada*

$$(P_{d,f}) = P_d + TP \quad \text{Ec.( 12)}$$

*Peso eje trasero durante la frenada*

$$(P_{t,f}) = P_t - TP \quad \text{Ec.( 13)}$$

### **G. EFECTOS PRODUCIDOS POR LA TRANSFERENCIA DE PESOS EN LA FRENADA**

Como consecuencia de esta transferencia de pesos durante la frenada, las fuerzas generadas en este proceso se ven alteradas. En estático y bajo aceleración cero, las fuerzas de frenado ejercidas en cada eje era la resultante del producto del peso del eje y del coeficiente de rozamiento entre el neumático y el terreno, como se observa a continuación:

*Fuerza de frenado en el eje delantero en estático*

$$(F_{FE,d}) = \mu \cdot P_d \quad \text{Ec.( 14)}$$

*Fuerza de frenado en el eje trasero en estático*

$$(F_{FE,t}) = \mu \cdot P_t \quad \text{Ec.( 15)}$$

Por lo tanto, se deduce que, para obtener la fuerza de frenado en el momento de la frenada, con el vehículo en movimiento y con la transferencia de peso que se produce, la fuerza de frenado de cada eje será el producto del coeficiente de rozamiento y el peso del eje durante la frenada:

*Fuerza de frenado en el eje delantero*

$$(F_{F,d}) = \mu \cdot P_{d,f} \quad \text{Ec.( 16)}$$

*Fuerza de frenado en el eje trasero*

$$(F_{F,t}) = \mu \cdot P_{t,f} \quad \text{Ec.( 17)}$$

Como resultado del sumatorio de estas fuerzas se obtiene la fuerza de frenado total, que deberá ser la misma fuerza que la calculada mediante el producto del peso total del vehículo, por el coeficiente de rozamiento entre asfalto y terreno.

*Fuerza de frenado máxima*

$$(F_{Fmax}) = \sum F_{F(d,t)} = P \cdot \mu \quad \text{Ec.( 18)}$$

Si se iguala esta expresión a la ecuación de la segunda ley de Newton que se ha detallado anteriormente, y se despeja la deceleración, se puede observar como la máxima deceleración posible viene determinada por el coeficiente de fricción entre asfalto y goma, como se refleja a continuación:

$$\begin{aligned} & \text{Fuerza de frenado máxima} \\ (F_{Fmax}) &= P \cdot \mu = m_v \cdot a_{fv} \end{aligned}$$

$$\text{Deceleración máxima del vehículo } (a_{fv}) = \mu \cdot g \quad \text{Ec.( 19)}$$

Por lo tanto, para hallar el par de frenado se deberá de obtener a partir de la fuerza de frenado y el radio efectivo del neumático. Como se desconoce cuál será este radio efectivo, ya que depende de varios factores, se deberá de emplear el valor del radio nominal del neumático, ya que será prácticamente el mismo. Para la obtención del par de frenado se deberá de realizar la siguiente ecuación:

$$\begin{aligned} & \text{Par de frenado eje delantero} \\ (N_d) &= F_{F,d} \cdot R_d = \mu \cdot \left[ P_d + \left( \frac{a_{fv}}{g} \right) \cdot \left( \frac{H_{CG}}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_{n,d} \quad \text{Ec.( 20)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \text{Par de frenado eje trasero} \\ (N_t) &= F_{F,t} \cdot R_t = \mu \cdot \left[ P_d + \left( \frac{a_{fv}}{g} \right) \cdot \left( \frac{H_{CG}}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_{n,d} \quad \text{Ec.( 21)} \end{aligned}$$

Por último, se desea alcanzar el 100% de eficacia durante la frenada, para ello el cociente entre las fuerzas de frenado de cada eje entre el peso dinámico de cada eje, deberá de ser igual.

$$\text{Eficacia durante la frenada} = \frac{F_{F,d}}{P_{d,f}} = \frac{F_{F,t}}{P_{t,f}} \quad \text{Ec.( 22)}$$

Para finalizar el presente apartado, cabe recordar y resaltar que todos estos cálculos de fuerzas y pares, son teóricos e ideales. Es decir que, una vez diseñado un sistema de frenado real, los valores reales de las fuerzas y pares generados por los elementos seleccionados no

podrán en ningún caso superar los valores de fuerzas y pares teóricos extraídos de estas ecuaciones. Si esto tiene lugar se producirá un bloqueo de ruedas produciendo una frenada inestable, disminuyendo la fuerza de frenado ya que no habrá el mismo contacto rueda-asfalto, apareciendo la posibilidad de perder el control del vehículo. Como conclusión, los valores reales que se obtengan en el diseño de un sistema de frenado deberán de ser iguales (caso ideal) o menores a los resultados teóricos.

## **5.4 TIPOS DE SISTEMA DE FRENADO**

Durante el proceso de frenado, un automóvil debe ser capaz de absorber la energía cinética producida por el movimiento de éste. Los frenos de un vehículo emplean dos piezas, las cuales son las responsables de producir la energía calorífica que detendrá el vehículo, mediante un elevado coeficiente de rozamiento entre ambas. Una de estas dos partes se denominará fija, que es la que realiza la fuerza de detención, y la otra se denominará móvil y es la que transmite la energía cinética mencionada. Cabe destacar que existen dos tipos de alternativas, según los elementos empleados y en la forma que se efectúa el desplazamiento. Éstos son:

- Frenos de Tambor
- Frenos de Disco

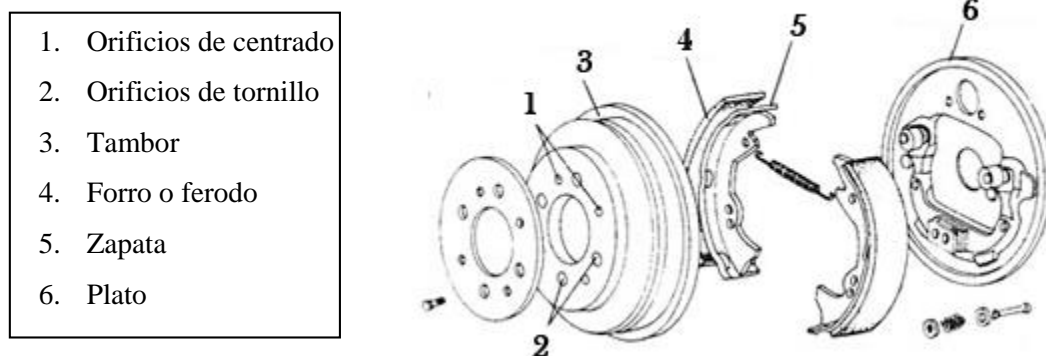
En los frenos de tambor, la parte fija serán las zapatas y la parte móvil el tambor, y en el caso de los frenos de discos, las pastillas constituyen la parte fija y el disco la parte móvil. En la actualidad ambos presentan ventajas y desventajas respecto al otro, es por ello que ambos siguen siendo utilizados, ya que según para que vehículo son necesarios uno u otro.

Por las razones que se exponen en el apartado 6.1.1, en este proyecto se desecha la opción de montar discos de tambor, y por lo tanto, posteriormente solamente se expondrá el diseño de un sistema de disco. Sin embargo, se incluye la descripción de los dos sistemas presentes en la actualidad, donde se puede observar el funcionamiento de ambos, así como los elementos que los forman y los diferentes tipos que existen.

## 5.4.1 FRENOS DE TAMBOR

Se trata del sistema de frenado más antiguo, ya que data de 1902, cuando Louis Renault los inventó. El freno de tambor,

*Figura 9*, está formado por un elemento móvil, al que se denomina tambor, el cual se monta directamente sobre el buje del neumático. Precisamente el buje es el encargado de transferir el movimiento a las ruedas y por tanto al tambor de freno también. Además de éste elemento, los sistemas de frenos de tambor están constituidos por un elemento fijo al cual se le conoce por plato de freno, el cual está sujeto a la mangueta del freno. Es en el plato de freno donde se posicionan los elementos encargados de frenar del sistema, como son el forro y la zapata.



*Figura 9. Elementos que conforman un sistema de freno de tambor.*

Fuente: [ <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-2.htm> ]

### A. ELEMENTOS FRENOS DE TAMBOR

#### I. TAMBOR DE FRENO

Se trata del elemento que forma la parte móvil de un sistema de frenos de tambor. Además, es aquel al cual se le transmite casi la totalidad el calor que se genera en una frenada. Por ello el material elegido para la fabricación de esta piza es un material de fundición de gris perlita con grafito esferoidal, ya que se trata de un material que resiste muy bien al desgaste, así como muy buen absorbente del calor transferido en una frenada. Además, en un material que tiene un bajo coste de fabricación.

## II. PLATOS DE FRENO

Si el tambor de freno era la parte en movimiento de este sistema de frenos, el plato es la parte fija, fijado a la mangueta. Está formado por un plato portafrenos sobre el que se coloca el bombín de accionamiento hidráulico y las zapatas de freno, las cuales a través del contacto con el ferodo confeccionarán la fricción para detener el vehículo. También se montan los elementos de fijación y regulación como son los pivotes de la zapata y el resorte de recuperación.

### B. TIPOS DE FRENOS DE TAMBOR

Al igual que existen distintos de sistema de frenos, dentro de éstos también se encuentran distintas alternativas. Dentro de los frenos de tambor se puede elegir entre las siguientes disposiciones:

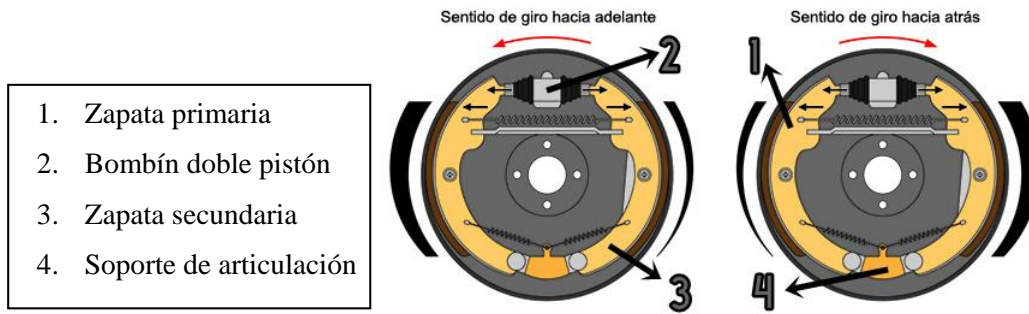
- Freno de tambor simplex
- Freno de tambor dúplex
- Freno de tambor dúo-dúplex
- Freno de tambor uni-servo
- Freno de tambor dúo-servo

A continuación, se realizará una breve descripción de cada uno de ellos, con sus ventajas y desventajas.

#### I. TAMBOR SÍMPLEX

En esta primera disposición (*Figura 10*), las zapatas del freno van montadas sobre el plato y están fijas por un lado al soporte de articulación, y son accionadas mediante un solo bombín de doble pistón. Se hayan dos zapatas, a las cuales se les denomina primaria y secundaria, siendo la primera de ambas la que se encuentra apoyada sobre el tambor y se desplaza en la dirección del giro, y la segunda se apoya en contra del giro. La presión de frenado será mayor sobre la zapata primaria ya que el sentido de la secundaria provoca que sea rechazada por el giro del tambor. Si se invierte el sentido se obtendrá el resultado opuesto.



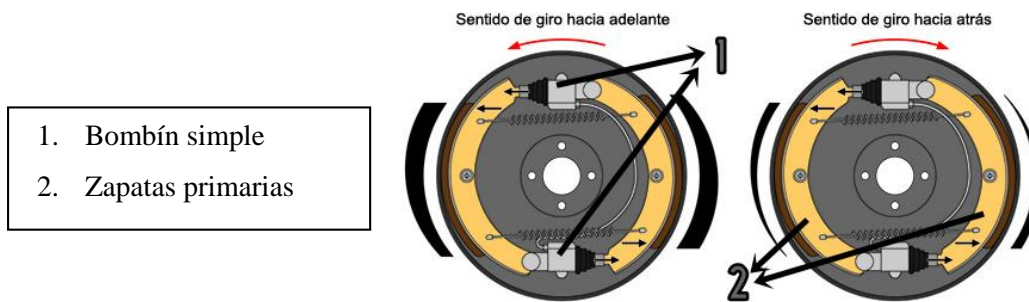


**Figura 10.** Freno de tambor Simplex.  
Fuente: [ <http://kashima.campuseina.com/> ]

## II. TAMBOR DÚPLEX

Se trata de la segunda disposición posible de los frenos de tambor,

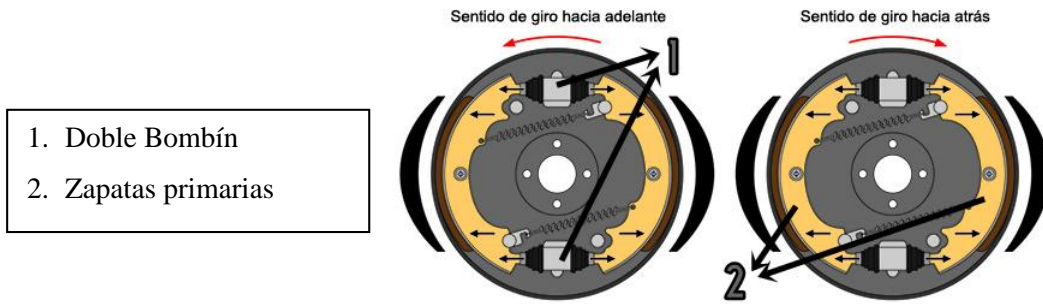
**Figura 11**, dónde se desea obtener la mayor presión posible para así aumentar la fuerza de frenado. Para ello las dos zapatas que forman el freno serán primarias, es decir, ambas se encuentran en sentido del giro del tambor, generando autorreforzamiento en ambas. Por ello, en este caso se suprime el soporte de articulación que había en los frenos simplex, y se sustituye por otro bombín, siendo en este caso ambos bombines de simple efecto, repartiendo por igual las presiones.



**Figura 11.** Freno de tambor Dúplex  
Fuente: [ <http://kashima.campuseina.com/> ]

## III. TAMBOR DÚO-DÚPLEX

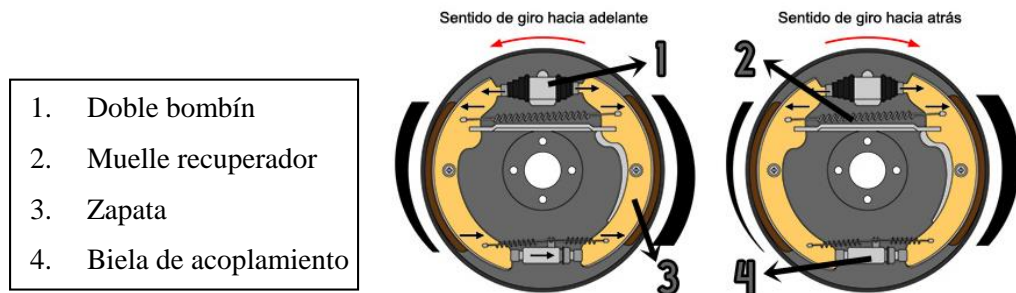
Basado en el mismo objetivo que el anterior, pero en esta tercera disposición se emplean dos bombines de doble efecto. Además, ambas zapatas son primarias, independientemente del sentido de giro del vehículo.



*Figura 12. Freno de tambor Twinplex.*  
 Fuente: [ <http://kashima.campuseina.com/> ]

#### IV. FRENO UNI-SERVO

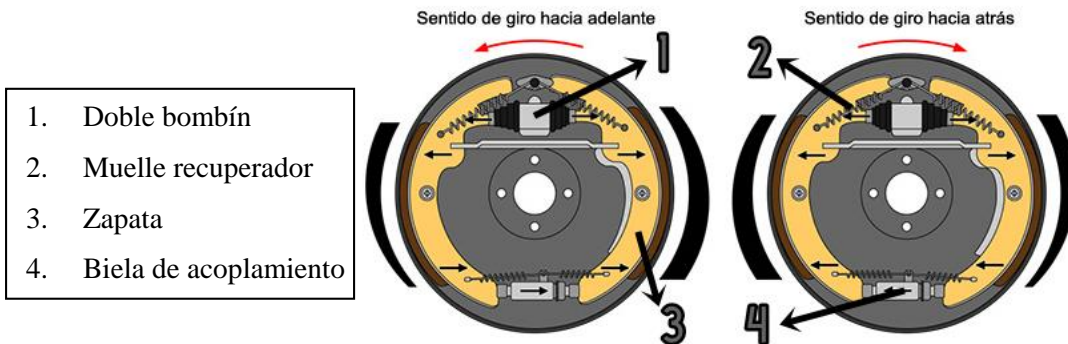
Se trata de un montaje similar al freno símplex, ya que monta un bombín de doble pistón en un extremo de las zapatas. A diferencia de la primera disposición, en el otro extremo emplea un apoyo flotante en vez de uno fijo. Este nuevo apoyo permite desplazarse en un sentido, mientras que un tope lo limita en el sentido opuesto. Durante el avance en el sentido de giro del vehículo, ambas zapatas actúan como primarias, mientras que, al invertir el giro, el tope provoca que se trabaje como un freno símplex.



*Figura 13. Tambor de freno tipo uni-servo o servofreno.*  
 Fuente: [ <http://kashima.campuseina.com/> ]

V. **FRENO DÚO-SERVO**

Por último, se encuentra la quinta alternativa. En ésta disposición se dispone de dos zapatas primarias en serie, aumentando así el efecto de autobloqueamiento. Se trata de un freno muy eficaz, pero a su vez se trata de uno muy sensible a las posibles variaciones del coeficiente del rozamiento. Su utilización es prácticamente total sobre automóviles americanos.



*Figura 14. Freno de tambor Duo-Servo.  
Fuente: [ <http://kashima.campuseina.com/> ]*

**5.4.2 FRENOS DE DISCO**

Se trata de un sistema de frenado que mejora a los frenos de tambor, por ello es empleado en la mayoría de automóviles actualmente. Esta mejora reside en que se consigue reducir el tiempo de frenado considerablemente, lo que significa que la distancia recorrida por el vehículo hasta detenerse por completo será menor.

La razón de esta mejora reside en que los discos de freno son capaces de evacuar mayor cantidad de calor producido en una frenada respecto a los frenos de tambor. Esto sucede ya que los elementos de un sistema de frenado de discos van montados al aire, mejorando así la refrigeración. Esta mejora en la capacidad de evacuación del calor generado, se ve traducido en la eliminación de uno de los mayores problemas de los frenos de tambor, como es el fading. Éste sucede cuando después de varias frenadas sucesivas, al tener poca capacidad de evacuación, se supera la temperatura máxima de funcionamiento de los frenos y el tambor se dilata con la consecuencia que aleja la superficie de adherencia del contacto que debe haber con las zapatas, dejando momentáneamente al automóvil sin frenos.

## **A. ELEMENTOS FRENOS DE DISCO**

### **I. DISCO DE FRENO**

Es la parte móvil de este sistema de frenado, el cual se halla solidario con la rueda, es decir, tiene el mismo sentido y la misma velocidad de giro que ésta. El material por el que se fabrican es normalmente de acero, y también en otros tipos de automóviles como en los de competición se fabrican de carbono, ya que éstos trabajan a temperaturas más elevadas. Existen actualmente varios tipos de discos de freno, entre los que se encuentran los discos ventilados, perforados o estriados.

### **II. PINZA DE FRENO**

Es la parte fija del sistema de frenado de disco. Está compuesto por las pastillas de freno, accionadas por los cilindros hidráulicos. La pinza de freno puede ser fija o flotante, dando lugar a los distintos tipos de frenos de disco, como se verá en el apartado próximo del presente trabajo.

### **III. PASTILLAS DE FRENO**

Es elemento encargado de realizar la fricción con el disco para realizar la deceleración y detención del vehículo. Se hallan situadas en las pinzas de freno y están fabricadas entre 250 materiales diferentes, y existen pastillas de alta calidad en las cuales se emplean hasta 18 componentes.

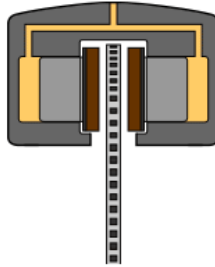
## **B. TIPOS DE FRENOS DE DISCO**

Al igual que sucedía con los frenos de tambor, en los frenos de disco también existen diferentes modelos de estos.

### **I. DISCO DE ABRAZADERA (MORDAZA) FIJA O DOBLE ACCIÓN**

Como se ha comentado anteriormente, existen varios tipos de pinzas de freno, dando cada una de ellas una opción diferente de configuración de frenos de disco. La primera alternativa se trata de un disco con pinza fija o de doble acción. Esto significa que la abrazadera va sujeta de forma rígida de tal forma que impide que su posición respecto al eje se modifique. En este tipo de pinzas es posible encontrar varios pistones de doble acción, los cuales son

los encargados de realizar el movimiento para poner en contacto la pastilla de freno con el disco. Se emplean en vehículos rápidos y pesados, ya que son un sistema de freno muy sólido.

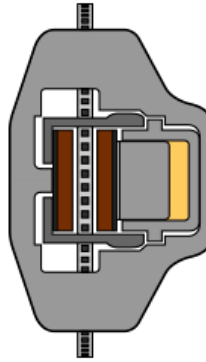


*Figura 15. Frenos de disco con pinza fija.  
Fuente: [http://kashima.campuseina.com/]*

## II. DISCO DE ABRAZADERA MÓVIL O DE REACCIÓN

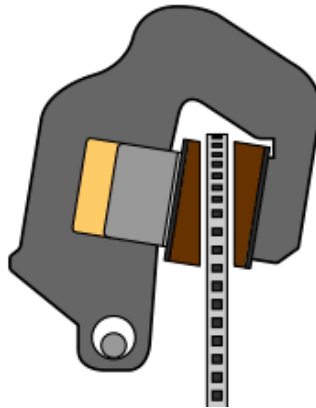
En diferencia al anterior método, este sistema tiene notables simplificaciones, la pinza es móvil o también denominada de reacción, y emplea generalmente un solo pistón. Además, es posible encontrar dos alternativas dentro de este grupo, dependiendo del tipo de abrazadera móvil que se emplee, ya sea deslizante u oscilante.

El primero de los dos tipos de discos de frenos de abrazadera móvil, es el de pinza deslizante. El sistema es semejante al visto anteriormente, pero con un solo pistón. Por tanto, a un lado del disco se sitúa una pastilla de frenos fija, y al otro lado se halla la otra pastilla de freno que es la que realiza el movimiento inducido por el pistón hidráulico. El funcionamiento de este tipo viene accionado por el movimiento del pistón, el cual es desplazado por la presión del líquido de frenos, que empuja la placa al disco y a la otra pastilla de freno, realizando fricción entre todos ellos.



*Figura 16. Frenos de disco de pinza deslizante.  
Fuente:[<http://kashima.campuseina.com/>]*

El segundo tipo de abrazadera móvil es de tipo oscilante. Esto significa que la pinza de freno se encuentra situada sobre un perno, el cual es el eje sobre el cual se realiza el giro. Como sucede con el tipo de pinzas móviles, solo se halla un pistón, accionado por la presión del líquido de frenos, describe un pequeño giro empujando así la pastilla de freno sobre el disco.



*Figura 17. Frenos de disco de pinza oscilante.  
Fuente: [<http://kashima.campuseina.com/>]*

## 5.5 ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE FRENADO

A parte de tratarse de un sistema de frenos de tambor o de disco, éstos están formados por más elementos, encargados de transmitir la fuerza de frenado que el piloto transmite en el pedal de freno hasta que se accionan los sistemas explicados anteriormente. Un sistema de frenado está formado por los siguientes elementos:

- Pedal de freno
- Servofreno
- Limitador de frenada
- Bomba de frenos
- Depósito de líquido de frenos
- Líquido de frenos
- Conductos y latiguillos

### A. PEDAL DE FRENO

Es el primer elemento que entra en acción en un instante de frenada. Es el que se encarga de transmitir la fuerza que ejerce el conductor del vehículo. Un pedal de freno está formado por la palanca principal, sobre la cual se produce el contacto con el piloto, unida a la bomba de frenos. También hay un muelle que se encarga de que la palanca retroceda a su posición natural.

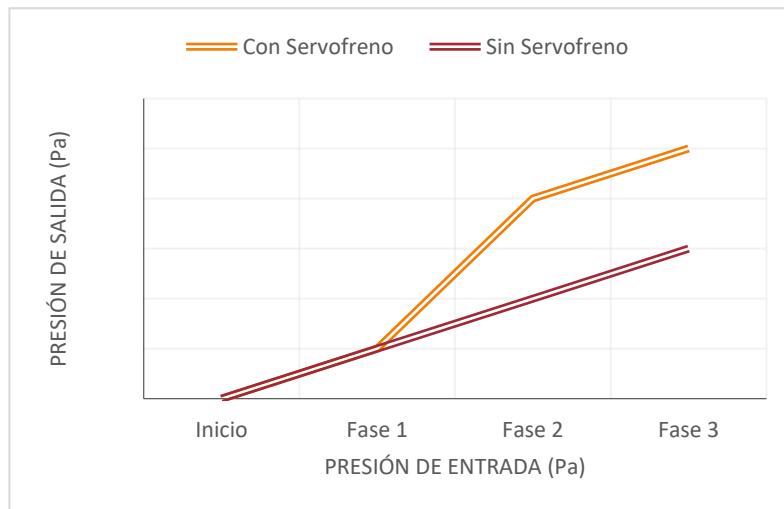


*Figura 18. Pedales de un automóvil con embrague (Izda.), freno (centro) y acelerador (Dcha.).  
Fuente: [<http://tiltonracing.com/>]*

## B. SERVOFRENO

Se trata de un sistema servoasistido que tiene la función de amplificar el poder de frenado. Los vehículos dotados de este sistema tienen la capacidad de realizar una frenada con un menor esfuerzo por parte del conductor, ya que se obtiene una gran potencia en los frenos, además de recorrer una menor distancia de parada, ya que en el mismo tiempo es capaz de frenar mucho antes que otro vehículo idéntico, pero sin servofreno.

Esta diferencia se puede apreciar perfectamente en un gráfico comparativo de las presiones alcanzadas entre un vehículo con servofreno y otro sin él. Para ello se distinguen diferentes fases de funcionamiento, la primera de ellas es el tramo donde aún no ha entrado en funcionamiento el sistema y por tanto ambos casos producirán la misma presión. Una vez llegados a la segunda fase con el servofreno en acción se puede apreciar cómo se consiguen mayores presiones en un sistema dotado de servofreno. Y, por último, en la tercera fase, de nuevo sin interferencia del servofreno, se mantiene constante el aumento de presiones en ambos. El resultado es una línea totalmente recta para un vehículo sin servo y una línea con una pendiente pronunciada en la fase 2 para un automóvil con servo.



**Gráfico 2.** Comparativa de presiones en el frenado con servofreno y sin servofreno.

Fuente: [Elaboración propia].



### **C. DEPÓSITO DE LÍQUIDO DE FRENOS**

Uno de los principales elementos del sistema de frenado, es el encargado de contener y de transferir el líquido de frenos. Se encuentra situado junto a la bomba de freno, pudiendo ser un elemento independiente o por el contrario formar un solo elemento junto a esta. Además, el depósito suele tener unas marcas que marcan los niveles tanto de máximo como de mínimo, entre los cuales debe encontrarse la cantidad de líquido.

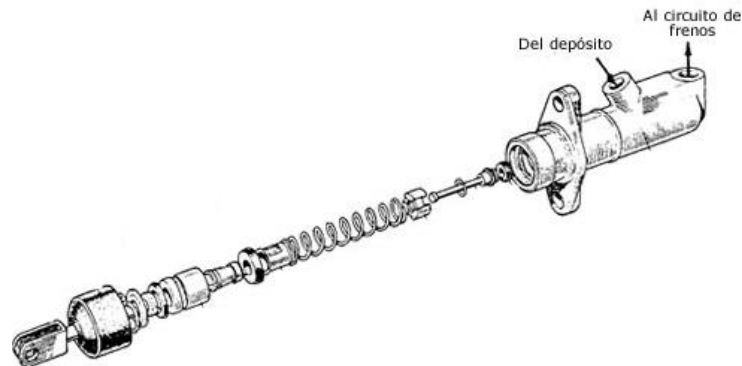


*Figura 19. Depósito de líquido de frenos*

Fuente: [<http://www.incolbest.com/productos/pesado/depositos-de-liquido-de-frenos>]

### **D. BOMBA DE FRENOS**

Es uno de los elementos principales de un sistema de frenado. Se encarga de transformar la energía mecánica transmitida a través del pedal en presión hidráulica que recorrerá todos los elementos del sistema para llevar a cabo la frenada.



*Figura 20. Bomba principal de frenos.*

Fuente: [<http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-5.htm>]

### **E. CORRECTOR DE FRENADA**

Tiene como objetivo regular la fuerza de frenado que se ejerce en ambos ejes. Esto es necesario, ya que como se ha comentado anteriormente, cuando se realiza una frenada existe una transferencia de pesos hacia el eje delantero. Si se ejerciese la misma fuerza de frenado en ambos ejes, tendría lugar un bloqueo de frenos del eje posterior, provocando la pérdida de estabilidad del automóvil. Los parámetros que se encargan de corregir los correctores de frenada son los siguientes:

- **Peso del vehículo:** deben ser capaces de compensar la fuerza a ejercer, cuando un vehículo se encuentre tanto cargado, semicargado o vacío.
- **Frenada:** Tienen que adecuar la fuerza que deben ejercer cuando se produzca tanto una frenada de emergencia o una frenada suave.
- **Adherencia:** El contacto entre los neumáticos y el terreno es distinto como ya se ha explicado anteriormente, por ello son los encargados de equilibrar la fuerza de frenado en distintos casos.

En el mercado se hayan dos alternativas dentro de los correctores de frenada, dependiendo a la estructura de estos:

- **Por presión:** Son los llamados repartidores de frenada, que son los que actúan en función de la presión ejercida en la frenada.
- **Por peso:** Dentro de estos correctores se hayan dos alternativas, limitadores y compensadores, actuando ambos en función de la fuerza de frenado, siendo ésta proporcional al peso que gravita sobre estos.

### **F. LÍQUIDO DE FRENO**

El elemento fundamental por excelencia de un sistema de frenado hidráulico. Sin él la frenada no sería posible. Es el encargado de transmitir la fuerza mecánica que el conductor ejerce, a través de los conductos hasta conseguir accionar la pinza de frenado, y por consiguiente disminuir la velocidad detener por completo el automóvil. Además, influye directamente la cantidad de líquido de frenos que contenga un circuito, ya que ejercerá distinta presión dependiendo de la cantidad de éste.

Tiene una alta temperatura de ebullición, ya que al trabajar a tan altas temperaturas debe evitar evaporarse para así prevenir un error fatal y que dejara al sistema de frenado sin fuerza.

### **G. CONDUCTOS Y LATIGUILLOS**

Son los elementos de conexión entre la bomba de freno y la pinza, y a través de los cuales se transporta el líquido de frenos, encargado de transmitir la presión y poder efectuar la frenada. Además, deben ser capaces de poder resistir la posible agresión medioambiental a la cual se encuentran expuestos y a otros agentes externos que sean agresivos, pudiendo deteriorarlos.

Dentro de estos elementos de conexión se encuentran de dos tipos, los conductos y los latiguillos. Los primeros de éstos, normalmente están fabricados de acero y recubiertos de un polímero encargado precisamente de combatir la corrosión de se hablaba anteriormente, producida por el exterior.

Y los segundos son unos tubos flexibles de un polímero que al igual que el anterior elemento debe resistir los agentes agresivos externos. Este polímero es el EPDM, que es el caucho de etileno propileno dieno, el cual es un termopolímero elastómero que tiene una buena resistencia tanto al desgaste como a la abrasión. Además, estos elementos son construidos en capas, finalizando con dos capas de refuerzo, para las cuales se utiliza tela de rayón, la cual le proporciona mayor resistencia al tubo.

## 5.6 FORMULACIÓN MATEMÁTICA DEL SISTEMA DE FRENADO

Para conseguir una frenada efectiva y eficaz se debe diseñar y dimensionar correctamente todo el sistema de frenado, es decir, mediante cálculos seleccionar los elementos necesarios que permitan precisamente esta situación ideal de frenado. Para ello se deben conocer perfectamente las fuerzas y pares de frenado que actúan en una frenada. En el apartado 5.3 se han mostrado las expresiones, Ec.( 20) y Ec.( 21) que determinan el par máximo de frenado, generado entre el neumático y el asfalto, tanto en el eje delantero como en el trasero.

Para que un sistema de frenado esté bien diseñado es necesario no bloquear los neumáticos durante la frenada. Por ello, la fuerza y el par de frenado que se transmita a través de, en este caso, los discos de freno, no deben propiciar esta situación. Para que esto suceda y no se consiga inestabilidad en la frenada, el par que genere el contacto entre el disco de freno y las pastillas en el momento de la frenada debe ser igual o inferior al par generado entre neumático y suelo. Las expresiones que permiten calcular el par generado entre disco y pastilla en ambos ejes, y que por tanto será el par que proporcione el diseño del sistema seleccionado, son las siguientes:

$$\begin{aligned}
 & \textit{Par de frenado generado por el contacto} \\
 & \textit{disco – pastilla en el eje delantero} \\
 (N_{f,d}) &= 2 \cdot \mu_{p,d} \cdot n^{\circ}_{pistones,d} \cdot P_{pistón,d} \cdot A_{p,d} \cdot R_{e,d} \qquad \text{Ec.( 23)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & \textit{Par de frenado generado por el contacto} \\
 & \textit{disco – pastilla en el eje trasero} \\
 (N_{f,t}) &= 2 \cdot \mu_{p,t} \cdot n^{\circ}_{pistones,t} \cdot P_{pistón,t} \cdot A_{p,t} \cdot R_{e,t} \qquad \text{Ec.( 24)}
 \end{aligned}$$

$$N_{f,d}, N_{f,t} \leq N_d, N_t \qquad \text{Ec.( 25)}$$

Si se observan las expresiones, el par que se genera viene determinado por el coeficiente de rozamiento de la pastilla, el número de pistones de la pinza de freno, la presión que ejerce la bomba sobre el pistón de la pinza, el área de estos pistones y por el radio efectivo del disco de freno.

### A. DIÁMETRO EFECTIVO DEL DISCO DE FRENO

La primera tarea a realizar a la hora de dimensionar un sistema de frenado es calcular el radio efectivo de los discos de freno, tanto del eje delantero como del eje trasero, ya que, si se conoce el radio nominal pero no el efectivo. Para ello, se deben igualar las ecuaciones mediante las cuales se calculan los pares de frenado, tanto el generado entre el neumático y el asfalto *Ec.( 23)* y *Ec.( 24)*, como el producido entre el disco y la pastilla, como se muestra en las ecuaciones *Ec.( 20)* y *Ec.( 21)*. Pero antes hay que señalar que es posible realizar un diseño de los frenos traseros con un único disco de freno o con dos discos de freno. Por ello el término referenciado al par entre suelo y rueda se divide entre el número de discos del eje.

$$N = N_f$$

$$\frac{\left( \mu \cdot \left[ P_{(d,t)} \pm \left( \frac{a_{fv}}{g} \right) \cdot \left( \frac{H_{CG}}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_{n,(d,t)} \right)}{n^{\circ}_{discos,(d,t)}} =$$

$$= 2 \cdot \mu_{p,(d,t)} \cdot n^{\circ}_{pistones,(d,t)} \cdot P_{pistón,(d,t)} \cdot A_{p,(d,t)} \cdot R_{e,(d,t)}$$

Despejando cada término para obtener el valor del diámetro efectivo del disco se obtienen las siguientes expresiones. En primer lugar, se muestra aquella fórmula, *Ec.( 26)*, a emplear si se trata de un eje que tiene un solo disco de freno y la segunda ecuación, *Ec.( 27)*, en caso de disponer de dos discos de freno en el mismo eje. En ambas expresiones se muestra el símbolo de más y menos, ya que en caso de tratarse del eje delantero se deberá sumar, y en caso del trasero, restar.

$$D_{e,(d,t)} = \frac{D_{b,(d,t)}^2 \cdot \mu \cdot \left[ P_{(d,t)} \pm \left( \frac{a_{fv}}{g} \right) \cdot \left( \frac{H_{CG}}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_{n,(d,t)}}{\mu_{p,(d,t)} \cdot n^{\circ}_{pistones,(d,t)} \cdot \frac{F_e}{2} \cdot R_{pedal} \cdot (1 \pm \alpha) \cdot D_{p,(d,t)}^2} \quad Ec.( 26)$$

$$D_{e,(d,t)} = \frac{D_{b,(d,t)}^2 \cdot \mu \cdot \left[ P_{(d,t)} \pm \left( \frac{a_{fv}}{g} \right) \cdot \left( \frac{H_{CG}}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_{n,(d,t)}}{\mu_{p,(d,t)} \cdot n^{\circ}_{pistones,(d,t)} \cdot F_e \cdot R_{pedal} \cdot (1 \pm \alpha) \cdot D_{p,(d,t)}^2} \quad Ec.( 27)$$

## **B. FUERZAS PRODUCIDAS POR EL PEDAL DE FRENO Y EL REPARTIDOR DE FRENADA**

Para llegar al punto final del dimensionamiento como es conocer el valor del par de frenado, se deben realizar cálculos previos. Tras conocer el diámetro efectivo del disco de frenado, la siguiente tarea será conocer la influencia del pedal de freno sobre el sistema, ya que como es conocido el pedal es un elemento amplificador de la fuerza que ejerce el conductor del vehículo sobre este. Cabe destacar que se muestran las ecuaciones para un sistema de frenado sin servofreno, en caso de diseñar un sistema con este elemento, sería necesario calcular la influencia sobre la fuerza que se ejercería. Por tanto, para conocer el valor de la fuerza que se ejerce sobre el sistema se emplea la siguiente expresión, donde se puede apreciar cómo la fuerza aplicada por el conductor  $F_{ep}$  se multiplica por la relación del pedal.

*Fuerza de salida del pedal de freno*

$$(F_{sp}) = F_{ep} \cdot R_{pedal} \quad \text{Ec.( 28)}$$

Durante la frenada al producirse una transferencia del peso es necesario emplear un repartidor de frenada, que se encarga de compensar la presión que se ejerce en cada eje, para evitar un bloqueo en las ruedas del eje posterior. Las expresiones a emplear para conocer la fuerza que se ejerce en cada eje están en relación al coeficiente por el porcentaje del repartidor.

*Fuerza de salida del pedal con el repartidor ajustado*

*hacia la bomba del circuito delantero*

$$(F_{s,r,d}) = (1 + \alpha) \cdot \frac{F_{sp}}{2} \quad \text{Ec.( 29)}$$

*Fuerza de salida del pedal con el repartidor ajustado*

*hacia la bomba del circuito trasero*

$$(F_{s,r,t}) = (1 - \alpha) \cdot \frac{F_{sp}}{2} \quad \text{Ec.( 30)}$$

### C. PRESIONES GENERADAS POR LAS BOMBAS DE FRENO

Una vez conocidas las fuerzas ejercidas por el conductor, amplificadas por el pedal y distribuidas por el repartidor, la siguiente tarea es conocer la presión que ejercen cada bomba de freno al circuito hidráulico de cada eje. Cabe señalar que la fuerza de entrada en la bomba  $F_{eb}$  es la misma que la fuerza de salida del repartidor de frenada  $F_{sr}$ , por tanto:

$$F_{s,r,(d,t)} = F_{e,b,(d,t)} \quad \text{Ec.( 31)}$$

Suponiendo que el líquido de freno es totalmente incomprensible y que los conductos del circuito hidráulico son totalmente rígidos, se obtiene la siguiente expresión general para hallar la presión de la bomba de freno de cada eje, donde esta presión se obtiene del cociente entre la fuerza de entrada a la bomba  $F_{eb}$  y el área del pistón de la bomba  $A_b$ .

*Presión de la bomba de freno*

$$(P_{b,(d,t)}) = \frac{F_{e,b,(d,t)}}{A_b} \quad \text{Ec.( 32)}$$

Además, suponiendo que durante todo el recorrido del circuito no existen pérdidas, se extrae que la presión será igual en todos los puntos de éste. Es por ello que se afirma que la presión realizada por la bomba de freno  $P_b$ , será la misma que la presión hidráulica que se ejerce al pistón de la pinza de freno  $P_{p,p}$ . Por lo tanto, se obtiene la siguiente igualdad:

$$P_{b,(d,t)} = P_{p,p,(d,t)} \quad \text{Ec.( 33)}$$

### D. FUERZAS LINEALES GENERADAS POR LAS PINZAS DE FRENO

En el final del recorrido del circuito hidráulico, el líquido de frenos ejerce una presión sobre los pistones de la pinza de freno. Este último elemento es el encargado de generar y transformar esa presión hidráulica en una fuerza mecánica lineal, que se ejercerá posteriormente sobre las pastillas de freno. Para conocer el valor de esta fuerza se emplea

la siguiente expresión, donde se tiene en cuenta el número de pistones de la pinza en una cara de ésta, la presión hidráulica recibida y el área del pistón de la pinza:

*Fuerza lineal generada por la pinza de freno*

$$(F_{p,(d,t)}) = n^{\circ}_{pistones} \cdot P_{pistón,(d,t)} \cdot A_{p,(d,t)} \quad \text{Ec.( 34)}$$

**E. FUERZA DE ROZAMIENTO PRODUCIDA POR EL CONTACTO DISCO-PASTILLA**

La fuerza de fricción es aquella que se opone al movimiento de un objeto, en este caso del disco de freno. Para conocer esta fuerza es necesario conocer el coeficiente de rozamiento correspondiente a las pastillas de freno,  $\mu_p$ . Una vez conocido, y mediante la expresión que se muestra seguidamente, se obtiene la fuerza de fricción del contacto disco-pastilla  $F_R$ :

*Fuerza de rozamiento generada por la pinza de freno  
en oposición al disco de freno*

$$(F_{R,(d,t)}) = F_{p,(d,t)} \cdot \mu_{p,(d,t)} \quad \text{Ec.( 35)}$$

**F. PARES DE FRENADO PRODUCIDOS POR EL CONTACTO DISCO-PASTILLA**

Una vez conocida la fuerza de rozamiento, se llega a la parte final del dimensionamiento. El siguiente paso es conocer los pares de frenado producidos por el contacto disco-pastilla. Al comienzo de este apartado se ha expuesto la expresión mediante la cual se obtiene este par. Simplificando esa ecuación con las expresiones anteriormente conocidas se llega a la siguiente fórmula:

*Par de frenado generado por el contacto  
disco – pastilla en cada rueda*

$$(N_{f,(d,t)}) = 2 \cdot F_{R,(d,t)} \cdot R_{e,(d,t)} \quad \text{Ec.( 36)}$$



Para conocer el par de frenado que se genera en cada eje tan solo se tiene que multiplicar el anterior resultado por 2 el número de neumáticos en cada eje, es decir 2.

*Par de frenado generado por el contacto*

*disco – pastilla en cada eje*

$$(N_{f,eje(d,t)}) = 2 \cdot N_{f,(d,t)} \quad \text{Ec.( 37)}$$

### **G. FUERZA DE REACCIÓN EN LOS NEUMÁTICOS**

Al considerar que tanto el neumático como el disco de freno se encuentran anclados al buje, que es el elemento de un eje que permite el giro, el par en ambos será constante en todo momento. Por lo tanto, suponiendo que el par producido en el disco es el mismo que en los neumáticos, se crea una fuerza de reacción (fuerza de frenado) que se genera en la calzada, producida por el contacto entre el neumático y el suelo. Esta fuerza viene determinada por la expresión Ec.( 1) mostrada en el apartado 5.3:

$$\text{Fuerza de frenado } (F_{F(d,t)}) = \frac{N_{f,(d,t)}}{R_n} \quad \text{Ec.( 1)}$$

Una vez conocido este valor, es necesario conocer el valor total de esta fuerza. Para hallar este valor se emplea la expresión Ec.( 2) expuesta en el mismo apartado que la anterior. Para refrescar dicha fórmula se muestra a continuación:

$$\text{Fuerza Total de Frenado } (F_T) = \sum F_{F(DI,DD,TI,TD)} \quad \text{Ec.( 2)}$$

### **H. DECELERACIÓN DEL VEHÍCULO Y DISTANCIA DE FRENADA**

Por último, se debe comprobar el valor de la deceleración obtenida con el diseño y dimensionamiento del sistema de frenado escogido. Por lo tanto, mediante la siguiente expresión Ec.( 4) se obtiene dicho valor:

$$\text{Deceleración del vehículo } (a_{fv}) = \frac{F_T}{m_v} \quad \text{Ec.( 4)}$$

Y el último dato a conocer será la distancia que recorrerá el vehículo hasta detenerse por completo. Para ello se emplea la expresión *Ec.( 5)* expuesta en el apartado 5.3:

$$\text{Distancia de frenado } (D_f) = \frac{v_v^2}{2 \cdot a_{fv}} \quad \text{Ec.( 5)}$$

Cabe recordar, que tal y como se ha comentado anteriormente, los valores que se obtengan en este dimensionamiento nunca debe ser mayores a los teóricos. Por ello, el principal objetivo cuando se desea dimensionar un sistema de frenado es seleccionar aquellos elementos que permitan trabajar en valores de fuerzas y pares lo más cercanos a los ideales. Los valores que se deben comparar son los pares de frenado generados entre el suelo y neumático y los pares de frenado producidos entre el disco y la pastilla, las fuerzas de frenado y la deceleración del vehículo.

Por lo tanto, se considerarían válidas aquellas alternativas que den como resultados valores exactos o ligeramente inferiores. Aunque todo valor menor sea teóricamente correcto, no significa que sea el más adecuado. Esto sucede si se seleccionan componentes mediante los cuales sí se obtienen valores por debajo de los ideales, pero se encuentran alejados de éstos. En este caso, el diseño realizado no sería el más eficiente posible, ya que se estaría perdiendo capacidad de frenado que seguramente con otra alternativa sería posible alcanzar.

## **6 SISTEMA DE FRENADO DE UN MONOPLAZA FORMULA STUDENT**

---

Una vez explicado un sistema de frenado para un vehículo convencional, funcionamiento y elementos, es momento de detallar las diferencias existentes entre ese tipo de sistema frente a uno de un monoplaza de la competición Formula Student.

Un sistema de frenado de un Formula Student debe ser capaz de superar las pruebas descritas en el apartado 4 de la presente memoria. Además, se trata de un vehículo de unos 250 kg de peso y que emplea un motor, de 710 cc como máximo de cilindrada, el cual está establecido en la normativa vigente de la competición [ 7 ]. En el caso particular de este proyecto será un motor de 600 cc de 4 tiempos, donde se podrán desarrollar gracias al departamento de motor entre 70 CV y 90 CV. Por lo tanto, se trata de un automóvil de poco peso, que poseerá una rápida aceleración y que alcanzará velocidades punta media-altas. Es por ello que un vehículo tipo Formula Student tiene un comportamiento nervioso, el cual el piloto debe ser capaz de controlar durante el evento, sobre todo en las frenadas donde es mayor la fuerza de gravedad ejercida por el monoplaza, alcanzo fuerzas alrededor de 2 G, es decir, el piloto debe soportar dos veces su propio peso. Como consecuencia se debe diseñar un sistema potente capaz de soportar ese nivel de exigencia.

Al tratarse de un vehículo que tiene mucho menor peso que un automóvil convencional, es posible diseñar un sistema de frenado sin servofreno, ya que el propio piloto con la fuerza ejercida sobre los pedales es capaz de generar la suficiente energía para detener el vehículo por completo y en poco tiempo. Una ventaja ya que así se disminuye el espacio y el peso total del monoplaza, algo que es esencial en este tipo de competiciones. Si se instalase este elemento, las ganancias que se pudiesen obtener gracias a éste, en el momento de la frenada, son mínimas si se compara con el lastre del peso del servofreno en el resto de pruebas.

Como conclusión se puede afirmar que un vehículo de Formula Student en comparación con un turismo convencional, tiene un peso mucho menor, casi 4 veces menos, pero es capaz de compararse en aceleración y velocidades punta.

## **6.1 POSIBLES CONFIGURACIONES Y ANÁLISIS DE LA MEJOR ALTERNATIVA**

Dentro de un sistema de frenos de un Formula Student es posible encontrarse con varias alternativas, tanto en los elementos a montar como en la disposición de estos. Durante todos los años de la competición se han podido observar como los equipos montaban diferentes configuraciones, adaptadas según rendimiento, necesidades o posibilidades del equipo. Las posibles disposiciones residen en el tipo de frenos a utilizar (disco o tambor), una vez seleccionado esto se deberá elegir el tipo de diseño de los frenos traseros, así como el tipo de pedalera a utilizar. Es por ello, que en el presente apartado se busca describir todas las alternativas existentes y por supuesto dentro de la normativa vigente, donde se dará a conocer cada una de las ventajas y desventajas que presenta cada una de estas, seleccionando la alternativa elegida, aquella que mayor beneficio generará al sistema.

### **6.1.1 TIPO DE FRENOS**

Es bien conocido que en el mundo de alta competición el sistema de frenado utilizado es el de frenos de discos. Sin embargo, se va a analizar si en esta competición donde no se alcanzan ni las mismas velocidades ni las mismas temperaturas de trabajo, es mejor emplear este tipo de sistema o si por el contrario es mejor montar un sistema de freno de tambor. Además, surge la duda ya que el peso del automóvil es muy inferior a los vehículos de las máximas categorías de competición.

Como se comentó en el apartado 5.4 del presente trabajo, los frenos de discos es un sistema que mejoraba los frenos de tambor, ya que reducía considerablemente, tanto el tiempo de frenada como la distancia recorrida. Esto significa una gran ventaja para un monoplaza de competición. Una de estas grandes ventajas de los discos es su buena ventilación, ya que al tratarse de un sistema abierto es mejor su refrigeración, algo positivo para este proyecto. Aunque el vehículo no alcance altas velocidades y, por lo tanto, no tenga que realizar frenadas agresivas que necesiten una gran disipación de calor en esas situaciones, sí que las características del principal evento de la competición pueden provocar que se necesite desalojar la mayor cantidad de calor en el menor tiempo posible, ya que el trazado que se recorre tiene constantes frenadas, suponiendo un gran estrés al sistema de frenado.

Por su parte, el sistema de tambor ofrece una eficacia también aceptable, además se trata de un sistema más económico que el de disco, sería una gran ventaja para este proyecto en caso de no disponer un acuerdo con una empresa que done los discos de freno, ya que uno de los principales objetivos del equipo es el mayor ahorro posible de presupuesto. Otra ventaja de este sistema es su larga duración, algo que sería esencial para años próximos para el equipo. Sin embargo, otro punto negativo sobre los frenos de tambor es su mayor peso en comparación con los frenos de disco, lo que supondría una pérdida de puntos importante en todas las pruebas. A continuación, se resume en una tabla todas las ventajas y desventajas que presentan estos sistemas en un posible montaje en un vehículo de Formula Student.

*Tabla 5. Ventajas y desventajas tipo de frenos.*

	VENTAJAS	DESVENTAJAS
FRENO DE DISCO	Mayor disipación de calor Menor tiempo de frenada Menor distancia de frenada Menor peso Excelente eficacia	Mayor precio
FRENO DE TAMBOR	Buena eficacia Larga duración Menor precio	Escasa ventilación Mayor peso

Tras realizar esta comparativa, hay que destacar que la mayor premisa de este equipo es realizar montajes efectivos, para poder finalizar las pruebas, sin necesidad de conseguir el primer puesto, ya que, al tratarse del primer año, el objetivo es aprender y adquirir experiencia para años venideros. Además, se busca ajustar al máximo el coste, ya que el equipo no se posee gran cantidad de presupuesto. Por lo tanto, si se tuviese que elegir la opción según la primera premisa, se optaría por un sistema por frenos de disco, ya que dentro de sus ventajas se encuentra que tienen una excelente eficacia, además de otras grandes ventajas. Por otro lado, si se decide ahorrar al máximo se tendría que optar por montar un sistema de frenos de tambor. Sin embargo, se opta por la primera opción ya que, gracias al convenio de patrocinio señalado, se obtiene la adquisición totalmente gratis de la totalidad de los discos de freno, lo que supone un punto positivo a la economía y al presupuesto del equipo.

## **6.1.2 DISPOSICIÓN FRENOS TRASEROS**

Una vez seleccionado el sistema de frenos a montar es momento de analizar las diferentes disposiciones posibles en la colocación de éstos. El diseño de la parte delantera no hay dudas, ya que al tratarse de la zona de la dirección del monoplaza no cabe otra disposición que situar el sistema de discos de frenos en la zona exterior, es decir dentro de la llanta de los neumáticos.

La incógnita viene dada en la parte posterior, ya que al ser una zona donde se encuentra la transmisión del vehículo, con el diferencial y los palieres, donde es posible realizar tres configuraciones distintas. La primera sería utilizar tan solo un único sistema de disco de freno, situado en el diferencial. Otra de las posibilidades es de colocar un doble disco de freno en los palieres, frenando cada uno por separado. Y la tercera y última alternativa, es colocar dos discos de freno de la misma disposición que en la parte delantera del monoplaza, en las ruedas. A continuación, se comentan cada una de estas alternativas con sus pros y sus contras. Como en el anterior apartado se realizará una tabla resumen donde se podrán observar visualmente mejor estas ventajas y desventajas.

### **A. FRENO TRASERO SITUADO EN EL DIFERENCIAL**

La primera alternativa como se ha comentado, es detener el diferencial. Éste es un mecanismo formado por engranajes en forma de U, que transmite junto con los palieres la fuerza del motor a las ruedas. Su función principal reside en que es el encargado de permitir que cada una de las ruedas traseras giren a distinta velocidad a la hora de tomar una curva. Este mecanismo cuando el vehículo recorre una trayectoria recta, el engranaje se mantiene en posición neutra, y por tanto la velocidad de giro es la misma en ambos costados. Por el contrario, cuando se toma una curva, estos engranajes se desplazan produciendo distinta velocidad en cada rueda, ajustándola a la necesaria para mantener el coche estable.

Por lo tanto, una de las posibilidades sería detener el giro que produce el diferencial a ambas ruedas. La gran ventaja que presenta esta alternativa es que solo se necesitaría un mecanismo de frenada, por lo que se ahorrarían costes. Sin embargo, con el convenio citado esta gran ventaja dejaría de ser tan trascendente. Otra parte positiva de montar esta

alternativa en el monoplaza sería que se rebajaría el peso de este, algo que se busca en todo momento en el diseño del vehículo.

Sin embargo, esta alternativa tiene dos desventajas considerables. La primera de ellas es que se trata de una alternativa que produce una frenada menos estable y constantes esfuerzos en el diferencial, que podría provocar el fallo de este. La segunda que al tener que detener el diferencial, el diseño de todo el sistema de frenado trasero sería mucho más complejo, pudiendo llevar a posibles fallos por la inexperiencia de todo el equipo, además de conllevar mucho más tiempo desde el diseño hasta su montaje, algo que el equipo como se comentó al comienzo, anda escaso. En el apartado anterior se citó que uno de los objetivos del equipo es diseñar un monoplaza resistente y sencillo, buscando la fiabilidad en la competición para poder finalizarla sin problemas, y estas dos desventajas precisamente contradicen este punto.

### **B. DOS DISCOS DE FRENO TRASEROS SITUADOS EN LOS PALIERES**

Otra posible alternativa, sería detener los palieres. Estos son unos ejes que van conectados al diferencial y que son los encargados de unir y transmitir el giro del motor a las ruedas. Además, gracias a que presentan juntas homocinéticas, estos son capaces de seguir transmitiendo el giro a las ruedas, incluso cuando la altura de la suspensión varíe su posición.

Para detener este mecanismo sería necesario el diseño e instalación de un sistema de frenado mediante dos discos interiores de freno, justo situados a continuación de la salida del diferencial. Esta disposición al igual que las demás posee ventajas y desventajas. La primera ventaja y que mejora a la anterior alternativa, es que la frenada realizada mediante la instalación de este sistema es más estable. Otra ventaja sería que los diámetros de los discos se reducirían considerablemente, ya que al tener dos discos que ejercen la fuerza de frenado, se necesitará menor superficie que si tan solo se tiene un disco de freno.

Como todo, tiene su parte positiva pero también el lado negativo. Dentro de las desventajas de esta disposición se encuentra que es un sistema complejo, ya que es necesario de diseñar unos soportes capaces de unir el sistema de discos con el vehículo. Estas uniones una vez

diseñadas se deben ensayar, para comprobar todos los esfuerzos a los que se verían sometidas estas piezas y si serían capaces de soportarlos. Esto se traduciría en más meses de trabajo, que le quitaría ese valioso tiempo a otros aspectos más importantes de diseño, y que como se ha comentado, el equipo no dispone del suficiente tiempo para tener que diseñar más elementos. Además, se deberían de fabricar, lo que supondría un mayor coste al equipo.

### **C. DOS DISCOS DE FRENO TRASERO MONTADOS EN LAS RUEDAS**

Como última alternativa sería realizar la frenada deteniendo las ruedas traseras del monoplaça, es decir, empleando el mismo sistema que en el eje delantero. Por lo tanto, al tratarse del mismo funcionamiento que ya se dispone en la parte anterior del monoplaça, sería una ventaja sustancial, ya que el equipo reduciría tiempo en aprender el comportamiento de un sistema distinto. Tiempo básico y necesario durante el primer año de competición, ya que se puede utilizar en perfeccionar otra parte del vehículo.

Otra de las grandes ventajas de este sistema es que se obtiene una estabilidad de frenada excelente comparada con las anteriores alternativas. Otro punto positivo de esta disposición es que, al tratarse de dos discos de freno exteriores, y como gran ventaja respecto a sus competidores, los anclajes al chasis de este sistema se realizarían directamente sobre las manguetas de los neumáticos, las cuales son una parte ya existente en el monoplaça, por lo tanto, solo se tendría que adaptar para soportar las tensiones de frenado. Por lo tanto, como consecuencia se obtendría mayor ganancia de tiempo para el equipo para aprovechar en otros aspectos del equipo, y se lograría ahorrar dinero tanto en producción como en fabricación de estos elementos extras.

La única desventaja que presenta este sistema sería el aumento de las masas no suspendidas, ya que al situar dos discos externamente, estas aumentan. Sin embargo, se trata de una alternativa muy interesante.



### D. **RESULTADOS COMPARATIVOS DE LAS ALTERNATIVAS Y TOMA DE DECISIÓN**

A continuación, se detallan tanto las ventajas como las desventajas de las tres diferentes propuestas en una tabla.

*Tabla 6. Ventajas y desventajas tipo de sistema de frenos traseros.*

	VENTAJAS	DESVENTAJAS
DIFERENCIAL	Ahorro costes Reducción peso vehículo	Frenada inestable Sistema más complejo Aumento tiempo diseño
PALIERES	Estabilidad mejorada Discos menor tamaño	Sistema complejo Necesidad nuevos anclajes Gran tiempo diseño Mayor coste
RUEDAS	Mismo sistema eje delantero Reducción tiempo diseño Excelente estabilidad Utilización manguetas	Aumento masas suspendidas

Como se puede apreciar el sistema que mayor beneficio aportaría al equipo en todos los sentidos sería el último de ellos. Por lo tanto, se decide montar un sistema de frenos traseros de discos externos, localizados en las ruedas del monoplaça.

#### 6.1.3 PEDAL DE FRENO

La última posible configuración en el sistema de frenado reside en la elección de la mejor alternativa del diseño del pedal de freno, el cual es el encargado de transmitir la fuerza que ejerce el piloto. La disposición de esta parte del sistema será de especial interés ya que marcará la elección futura de las demás partes del circuito hidráulico.

### **A. PEDAL COLGANTE TIPO 1**

Se trata de una alternativa en la cual el movimiento que realiza el mecanismo es un arco de giro en sentido opuesto al movimiento del tobillo del piloto, realizando un movimiento ascendente. Además, se trata de una configuración que presenta una alta eficacia, y su mayor ventaja reside en la posición donde se situaría la bomba de frenos, tal y como se ha comentado sería en una posición elevada, estando en un plano horizontal superior al de las pinzas de frenos. Como consecuencia se beneficiaría el bombeo del líquido de frenos, lo que supondría una gran ventaja. Pero como todas las alternativas, también tiene sus desventajas, de las cuales se resalta que al tener este diseño y situar la bomba de freno, con sus respectivos depósitos y líquido de frenos, en un plano superior se aumenta la altura del centro de gravedad, algo que empeora la frenada.



*Figura 21. Pedal colgante tipo 1.  
Fuente: [<http://tiltonracing.com/>]*

### **B. PEDAL COLGANTE TIPO 2**

Esta propuesta de diseño es muy similar a la anterior expuesta, ambas realizan el giro en sentido ascendente. Por lo tanto, posee las mismas ventajas que la alternativa de pedal colgante anterior, es decir, se trata de un sistema eficaz y la posición elevada de la bomba mejora el bombeo del líquido de frenos. La principal diferencia reside en la posición de la bomba de freno, que en este caso se encuentran en dirección opuesta a la anterior, en la zona superior de los pedales, aprovechando de esta forma mejor el espacio a ocupar. Sin embargo, tiene la misma problemática que la configuración 1, ya que, al posicionar la bomba en un espacio elevado, se aumenta la  $H_{CG}$ , dando como resultado una frenada menos eficaz.



*Figura 22. Pedal de freno colgante tipo 2*  
*Fuente: [<http://tiltonracing.com/>]*

### **C. PEDAL MONTADO SOBRE SUELO TIPO 1**

Se trata de la versión por excelencia de un monoplaza de competición. El arco a recorrer por el pedal es opuesto a las anteriores propuestas, y en este caso, el movimiento que realiza es el mismo al natural del tobillo del piloto, mejorando así la ergonomía del conjunto. Además, la bomba de freno en esta configuración se haya en la parte inferior, por lo tanto, la problemática obtenida con las anteriores configuraciones desaparece, mejorando así la frenada. Otra ventaja sería en una situación de competición ante cualquier problema que pudiera surgir en este sistema, al encontrarse la bomba detrás de los pedales, se obtiene una muy buena accesibilidad para las reparaciones.

Una de las posibles desventajas respecto a sus anteriores competidores, residiría precisamente en la posición de la bomba, ya que como se dijo anteriormente la posición elevada mejoraba el bombeo del líquido de frenos. Sin embargo, no es una desventaja importante ya que en realidad sí que se realiza un óptimo bombeo con esta alternativa, aunque si es cierto que en comparación con las anteriores es ligeramente peor.



*Figura 23. Pedal de freno de suelo tipo 1.  
Fuente: [http://tiltonracing.com/]*

#### **D. PEDAL MONTADO SOBRE SUELO TIPO 2**

Sistema similar al anterior, y que, por tanto, presenta las mismas mejoras en el centro de gravedad, mejorando la frenada, el recorrido del pedal, así como en un diseño más fácil del sistema hidráulico. Como sucedía con las configuraciones 1 y 2, la diferencia con la anterior también reside en la localización de la bomba de frenos, que se situaría en la parte posterior, es decir, debajo de los pedales. Además, como sucedía con la propuesta 2, se reduce el espacio, y en este caso además se mejora la altura del centro de gravedad. Por lo tanto, se trata de la versión por excelencia, la que presenta mejor rendimiento en cuanto a la competición se refiere. Sin embargo, en comparación con la anterior, al tener la bomba debajo de los pies sería una desventaja si hubiera cualquier tipo de fallo se perdería más tiempo para desmontar todo el conjunto. Y la otra desventaja que tiene y como sucedía con la alternativa anterior, es que, en comparación con los pedales colgantes, el bombeo no se consigue mejorar como sí sucedía con estos. Pero como se ha comentado anteriormente, no es una desventaja sustancial ya que el sistema funciona perfectamente y sin ningún tipo de problema.



*Figura 24. Pedal de freno de suelo tipo 2.  
Fuente: [http://tiltonracing.com/]*

### **E. RESULTADOS COMPARATIVOS DE LAS ALTERNATIVAS Y TOMA DE DECISIÓN**

Tras una breve explicación de todas las posibles configuraciones de los pedales, se recoge en una tabla las ventajas y desventajas de las cuatro alternativas, para que sea más visible la comparación y el razonamiento de la opción seleccionada.

*Tabla 7. Ventajas y desventajas del tipo de pedales de freno.*

	VENTAJAS	DESVENTAJAS
COLGANTE 1	Eficaz Mejor bombeo líquido	Mayor complicación diseño circuito hidráulico Aumento $H_{CG}$ Recorrido pedal antinatural
COLGANTE 2	Eficaz Mejor bombeo líquido Ahorro espacio	Complejo diseño circuito hidráulico Aumento $H_{CG}$ Recorrido pedal antinatural
SUELO 1	Recorrido pedal natural $H_{CG}$ bajo Diseño circuito hidráulico simplificado Mejora frenada Fácil accesibilidad	Bombeo óptimo
SUELO 2	Recorrido pedal natural $H_{CG}$ bajo Diseño circuito hidráulico simplificado Mejora frenada	Bombeo óptimo Accesibilidad ligeramente más compleja

Por lo tanto, y ante las ventajas y desventajas expuestas se decide seleccionar un sistema de pedales de freno de suelo tipo 1, ya que se trata de la versión que más aporta al equipo y menos complejidad presenta.

## **6.2 ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE FRENADO PARA UN FORMULA STUDENT**

En el mundo de la competición existen diversas marcas que se encargan de la fabricación de los elementos del sistema de frenos, encargadas de proporcionar a las diferentes escuderías estas piezas del vehículo, como son los discos, pastillas, pinzas, etc. En el caso de la Formula Student no iba a ser menos, y las principales marcas poseen piezas destinadas a esta competición. Por lo tanto, es fácil poder optar por un elemento u otro, ya que se trata de un amplio mercado con diferentes alternativas en cada uno de los componentes necesarios para formar el sistema al completo.

La finalidad del presente apartado es adaptar las necesidades del equipo EPSA ERT a los elementos que estas marcas proporcionan. Por ello se van a detallar las diferentes alternativas existentes en cada uno de los elementos del sistema de frenos de un Formula Student, para así poder confeccionar el sistema de frenado final. Además, estas piezas deben permitir al equipo superar satisfactoriamente cada una de las pruebas de la competición. Por ello se realizarán posteriormente cálculos detallados, para verificar qué elementos de estos se deben seleccionar para el correcto funcionamiento del monoplaza.

### **6.2.1 DISCOS DE FRENO**

La empresa NG Brake Disc es suministradora a nivel nacional de una gran parte de equipos de Formula Student, y será la encargada de ceder gratuitamente los discos de freno al equipo. Cabe destacar y como advierte la propia empresa, se tratan de discos fabricados para motocicletas y no hechos a medida para este tipo de competición, lo que es posible que el ensamblaje de estos discos con los demás elementos del sistema resulte imposible.

#### **A. DISCO N°1: MODELO 216**

El primero de los discos de frenos que ofrece esta empresa se trata de un disco sólido perforado de acero inoxidable, modelo 216, que tiene un diámetro exterior de 296 mm, diámetro interior de 58 mm, una anchura de 4 mm y 6 agujeros de 6,5 mm de diámetro. Además, tiene un peso de 1,8 kg.



*Figura 25. Disco de freno NG modelo 216.  
Fuente: [http://www.ngbrakedisc.com]*

### **B. DISCO N°2: MODELO 084**

El segundo de los modelos ofrecidos es un disco de freno sólido perforado de acero inoxidable como el anterior. Se trata del modelo 084, y entre sus principales características reside un diámetro exterior de 220 mm, un diámetro interior de 142 mm, una anchura al igual que el modelo 216 de 4 mm y 3 agujeros de 8,5 mm cada uno de diámetro. Su principal ventaja es el peso, ya que tan solo pesa 721 g.



*Figura 26. Freno de disco NG modelo 084.  
Fuente: [http://www.ngbrakedisc.com]*

## 6.2.2 PINZAS Y PASTILLAS DE FRENO

En cuanto a las pinzas de freno se refiere, el proveedor seleccionado por el equipo es AP Racing. Esta empresa inglesa de más de 60 años de experiencia en el mundo de la competición, tiene un departamento exclusivo creado para la competición de Formula Student. Por ello y unido al gran éxito que ha cosechado durante todos sus años de vida, es la principal razón por la cual se decide hacer uso de sus pinzas de frenos.

En su sección dedicada a la Formula Student se pueden encontrar diferentes alternativas para las pinzas de freno. En total existen cuatro familias de pinzas, las cuales algunas de ellas tienen diferentes versiones. Además, cada una de ellas tiene vinculada la pastilla de freno, por lo que es una tarea avanzada, y que ahorra tiempo al equipo. A continuación, se detallan cada una de estas:

### A. PINZA N° 1: GAMA CP3696

El primer modelo de pinzas de AP Racing destinadas a esta competición corresponde la familia CP3696. Se trata de una pinza fija de pistón simple 1x1, fabricada en aleación de aluminio, la cual se adapta a discos de frenos de un diámetro exterior de 267 mm y un espesor de 7,1 mm. El diámetro de los pistones es de 41,3 mm y un área de  $26,7 \text{ cm}^2$ . Tiene un peso unitario sin contar las pastillas de 800 g. A este modelo de pinza le corresponde la pastilla de freno CP2195D38, cuyo coeficiente de fricción es de 0,43.



*Figura 27. Pinza N°1, modelo CP3606 (Izda.) y pastilla de freno modelo CP2195D38 (Dcha.).  
Fuente: [http://www.apracing.com]*



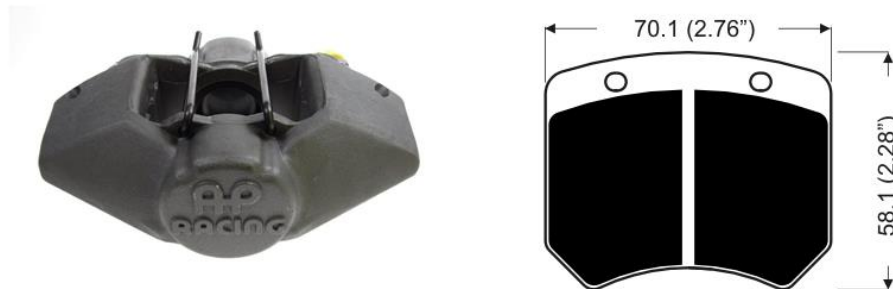
**B. PINZA N° 2: GAMA CP2577**

El segundo modelo ofrecido por AP Racing, es una pinza de freno fija de pistón simple 1x1, con un cuerpo fabricado en una aleación de aluminio. Los pistones de esta tienen varias opciones de diámetro y como consecuencia de ello, también de área. A continuación se muestra una tabla donde se exponen todos estos modelos:

*Tabla 8. Modelos de la pinza de freno de la familia CP2577.*

MODELO	DIÁMETRO (mm)	ÁREA (cm <sup>2</sup> )
CP2575	41,3	26,76
CP2577	44,5	31,04
CP3176	38,1	22,80
CP3177	36,0	20,35
CP3178	31,8	15,83

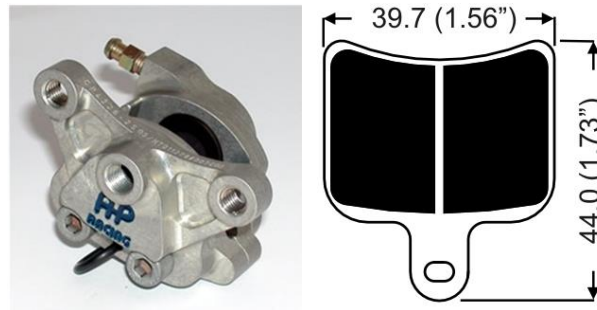
Todas ellas tienen un peso de 1,1 kg, y trabajan con discos de freno de un rango de diámetro exterior de 254 mm a 266,7 mm, todos ellos con un espesor de 9,7 mm. Además, cada una de estas abrazaderas opera con el modelo de pastillas de freno CP2399D43, cuyo coeficiente de rozamiento es idéntico al anterior modelo, 0,43.



*Figura 28. Pinza N°2, familia CP2577 (Izda.) y pastilla de freno modelo CP2399D43 (Dcha.).  
Fuente: [http://www.apracing.com]*

### C. PINZA N°3: GAMA CP4226

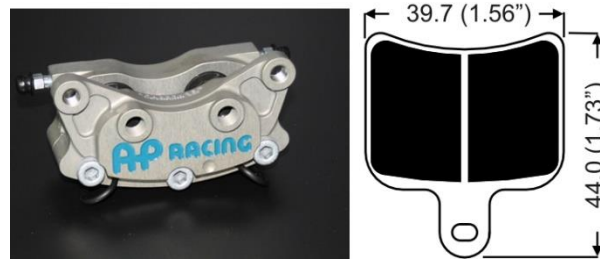
En este tercer caso, la abrazadera de modelo CP4226, es una pinza fija simple de 1x1 con un cuerpo de dos piezas fabricadas en aluminio. En este caso el diámetro de disco con el cual funciona es de 220 mm y con un espesor de 4 mm. Los pistones de la pinza son de 25,4 mm de diámetro y con un área total de 10,1 cm<sup>2</sup>. Una de las grandes ventajas de esta abrazadera es su ligero peso, ya que tan solo pesa 0,24 kg. Por último, esta pinza trabaja junto a las pastillas de freno de la familia CP4226D27, cuyos materiales pueden ser APH o RQ3, siendo este último el utilizado en esta competición con un coeficiente de rozamiento de 0,41. El precio de la pinza es de 275,23 € y del pack de dos pastillas es de 22,97 €. A continuación, se muestran en una tabla los diferentes modelos que se pueden escoger según las necesidades:



*Figura 29. Pinza N°3, modelo CP4226 (Izda.) y pastilla de freno modelo CP4226D27 (Dcha.).  
Fuente: [http://www.apracing.com]*

### D. PINZA N°4: GAMA CP4227

La última alternativa ofrecida por AP Racing es el modelo CP4227. Se trata de una pinza fija de doble pistón 2x2 con un cuerpo fabricado en aleación de aluminio, al igual que los pistones. El diámetro de estos es de 25,4 mm, con un total de 4, y un área total del pistón de 20,27 cm<sup>2</sup>. Su disco de frenado de operación debe ser de un diámetro exterior de 220 mm y de 4mm de espesor, al igual que sucedía con la anterior alternativa. Además, también trabaja con la pastilla de freno modelo CP4226D27. El peso de la pinza de freno es de 0,5 kg sin contabilizar el de las pastillas. El precio de la pinza es de 481,76 €, mientras el pack de dos pastillas es el mismo comentado con el modelo CP4226.



*Figura 30. Pinza N°4, modelo CP4227 (Izda.) y pastilla de freno modelo CP4226D27 (Dcha.)  
Fuente: [http://www.apracing.com]*

### 6.2.3 PEDAL DE FRENO

Tras la decisión de montar la pedalera en el suelo y con las bombas de freno en la parte trasera, en el mercado existen varias posibilidades de configuración respecto al número de pedales a montar, es decir, si se desea incluir en la pedalera o no el pedal de embrague. Esto sucede ya que el embrague tiene varias posibilidades de montaje, ya sea en el volante, en el suelo del monoplaça independiente a la pedalera o incluido en esta. Por ello, se decide buscar las opciones de las dos empresas por excelencia de elementos del sistema de frenado como son AP Racing y Tilton. Ambas ofrecen un amplio catálogo de pedales, con las cuatro variantes descritas anteriormente (Apartado 6.1.3), además de tener varias alternativas, pudiendo adquirir pedaleras formadas por 3 pedales (embrague, freno y acelerador), de 2 pedales tienen dos variantes (una con pedal de freno y embrague y la otra variante, pedal de freno y acelerador) y es posible comprar solo el pedal de freno. La toma de decisión en cuanto al montaje del embrague o no en la pedalera, la llevó a cabo el departamento de transmisión y dirección, ya que es el responsable de esta parte del monoplaça. Finalmente se opta por montar conjuntamente el pedal de embrague junto a los otros dos pedales (freno y acelerador). Como consecuencia de que el pedal a adquirir debe de estar posicionado en el suelo, con la bomba en la parte trasera y con los 3 pedales, las únicas ofertas disponibles en estas empresas son las siguientes:



*Figura 31. Conjunto de tres pedales con la configuración suelo.  
Fuente: [http://tiltonracing.com/product/900-series-floor-mount-pedal-assembly/]*

**A. PEDAL N°1: AP RACING MODELO CP5500-625**

AP Racing ofrece una pedalera de la gama CP5500-605. Se trata de un conjunto de tres pedales diseñado para la ergonomía y el control para el piloto, cuya placa de la base está fabricada en aluminio, el pedal del acelerador tiene una placa lateral mejorando la comodidad y una relación estándar de pedal de 4,85:1, ajustable en dos posiciones más, 4,48:1 y 5,22:1. La bomba de freno con la que puede trabajar este conjunto es el modelo CP2623, el cual se describirá posteriormente. El peso total del conjunto es de 2,8 kg y su precio de mercado es de 1400 €. Además, incluye en el precio tanto el repartidor de frenada, modelo CP5500-9, y el cable de ajuste del repartidor, modelo CP2905-18.

**B. PEDAL N°2: TILTON MODELO 72-603**

La primera de las alternativas (modelo 72-603) de la empresa Tilton es un conjunto de 3 pedales fabricados en aluminio forjado, los cuales tienen almohadillas ajustables para diferentes ratios (5,29:1; 5,44:1; 5,61:1; 5,75:1). Este conjunto está diseñado para poder trabajar con cualquiera de las bombas de freno de esta empresa, una ventaja respecto a la anterior alternativa, que tan solo puede trabajar con dos. Por último, cabe resaltar el peso de este pedal siendo éste de 2,5 kg y un precio de mercado de 400 €. Como sucede con el pedal de freno de la marca AP Racing, Tilton también introduce en el precio de los pedales, el repartidor de frenada. En el caso de este modelo, el repartidor incluido es el modelo 72-260, con un diámetro de la barra de 7/16" (11,11 mm). Posteriormente se describirá este modelo en el apartado específico de repartidor de frenada.

**C. PEDAL N°3: TILTON MODELO 72-803**

Esta tercera alternativa y segunda opción de Tilton es una versión mejorada respecto a la anterior, ya que presenta una mayor eficiencia gracias a su mejorada barra de equilibrio que monta un cojinete de tipo esférico. Al igual que la gama anterior dispone de pedal de freno ajustable, siendo las relaciones de éste exactamente las mismas (5,29:1; 5,44:1; 5,61:1; 5,75:1). Las bombas de freno con las que puede funcionar son todas las alternativas que ofrece esta empresa. El peso del conjunto es ligeramente inferior a su predecesor, siendo de 2,4 kg. El precio de venta de este pedal es de 640 €. Al igual que sucedía en la anterior versión de Tilton, esta también incluye el repartidor de frenada 72-260.

#### **D. PEDAL N°4: TILTON MODELO 72-903**

La última de las opciones tanto a nivel general como de las ofrecidas por Tilton, es una pedatera (modelo 72-903), que es la versión alta de gama de las tres expuestas de esta empresa. Cuentan con los últimos avances en tecnología en cuanto a eficacia del repartidor de frenada o barra de equilibrio, ya que funciona mediante una junta cardan. Como sucedía en las dos primeras versiones de Tilton, el pedal de freno tiene la característica que posee varias posiciones ajustables, pero a diferencia de las otras tiene mayor rango de posibilidades (4,52:1; 4,65:1; 4,78:1; 5,32:1; 5,48:1 5,63:1; 5,80:1). El peso se rebaja ligeramente más, consiguiendo un conjunto de tan solo 2,3 kg. La gran desventaja que presenta respecto a los otros dos modelos de esta empresa es su precio más elevado, el cual asciende hasta los 2000 €. Como sucede con todas las pedateras de Tilton, tienen la capacidad de trabajar con todas las alternativas de bombas de freno. Y como se ha comentado en las otras dos alternativas de Tilton, el pack del pedal incluye el repartidor de frenada, en este caso el modelo incluido es el 72-280, también con un diámetro de la barra de equilibrio de 7/16". Como con el otro modelo posteriormente se describe detalladamente.

### **6.2.4 BOMBA DE FRENO**

Ya que una bomba de freno debe ajustarse al conjunto de pedales, lo más lógico para poder evitar posibles fallos, es adaptar al pedal de freno una bomba de la misma marca. Por ello, AP Racing y Tilton son los encargados también de suministrar las dos bombas de freno. Al igual que sucedía con las pinzas, las pastillas de freno y los pedales, existen varias opciones en la gama de productos de estas empresas que proporcionan a los equipos de Formula Student. Las principales diferencias entre ellas son las dimensiones tanto del cilindro principal y del vástago, además del precio que tienen cada una. A continuación, se detallan las alternativas ofrecidas por ambas empresas:



*Figura 32. Bomba de freno.*

Fuente: [<http://www.apracing.com/ProductDetail.aspx?ProductID=2386>]

### A. **BOMBA N°1: AP RACING SERIE CP2623**

Se trata de las bombas de freno más populares entre los participantes de la competición. Tiene un movimiento completo de 25,4 mm y tiene un peso de 0,31 kg. Además, ofrece varias posibilidades de dimensionamiento tanto para el vástago como para el diámetro del pistón. Todas estas alternativas que ofrece AP Racing se muestran en las siguientes tablas:

*Tabla 9. Series de la bomba de freno CP2623 según la dimensión del vástago.*

VÁSTAGO	
SERIE	DIMENSIÓN (mm)
PRM065	65
PRM088	88
PRM/PRT115	115
PRM/PRT160	160

Cabe resaltar que cada uno de estos tamaños de vástagos es posible combinarlos con cada uno de los modelos de pistón, a excepción del modelo PRM065 y PRM088. El primero de ellos es imposible juntarlo con unas dimensiones de diámetro 14 mm y 15 mm, ya que no ejercería fuerza suficiente al sistema hidráulico. Y el segundo de estos por la misma razón no es posible realizar una configuración junto al tamaño de diámetro de 14 mm. Por lo tanto, se obtendrían un total de 4 combinaciones para un diámetro de 14 mm (dos modelos de vástago 115 y dos de 160), 5 posibilidades para un diámetro de 15 mm (los anteriores mencionados junto al modelo PRM088) y todos los demás diámetros es posible hacer 6 combinaciones (las cinco anteriores sumadas a la resultante del modelo PRM065). A continuación, se muestran cada uno de los modelos de esta bomba en relación con el diámetro de pistón, así como de los precios con en el impuesto del 21% actual a este tipo de productos:

*Tabla 10. Modelos de la bomba de freno AP Racing CP2623.*

BOMBA DE FRENO N°1: AP RACING SERIE CP2623		
MODELO	DIMENSIÓN (mm)	PRECIO (€)
CP2623-88	14	154,21
CP2623-89	15	140,19
CP2623-90	15,9	130,97
CP2623-905	16,8	130,97
CP2623-91	17,8	130,97
CP2623-92	19,1	130,97
CP2623-93	20,6	130,97
CP2623-94	22,2	130,97
CP2623-95	23,8	169,62
CP2623-96	25,4	169,62

### **B. BOMBA N°2: AP RACING GAMA CP7855**

Se trata de la mejor gama de bombas de freno de esta empresa. Es un cilindro maestro de alta eficiencia de montaje esférico, de dimensiones compactas y rápido accionamiento. Construido en aleación de aluminio y reforzado mediante un proceso de anodizado duro. Existe una gama de 10 tamaños de agujero, y un recorrido de 30 mm para los tamaños del diámetro de pistón de 14 mm a 22,2 mm, y una carrera de 28 mm para los modelos de 23,8 mm y 25,4 mm. El precio de estas bombas es de 258,59 € por unidad excluyendo el aumento que se le debe de aplicar por el IVA, siendo en ese caso un precio unitario de 312,89 €. A continuación, se exponen los modelos de esta gama según el diámetro del pistón:

*Tabla 11. Modelos de la bomba de freno N°2 (AP Racing CP7855).*

BOMBA DE FRENO N°2: AP RACING SERIE CP7855		
MODELO	DIMENSIÓN (mm)	PRECIO (€)
CP7855-88PRTE	14	258,59
CP7855-89PRTE	15	258,59
CP7855-90PRTE	15,9	258,59
CP7855-905PRTE	16,8	258,59
CP7855-91PRTE	17,8	258,59
CP7855-92PRTE	19,1	258,59
CP7855-93PRTE	20,6	258,59
CP7855-94PRTE	22,2	258,59
CP7855-95PRTE	23,8	258,59
CP7855-96PRTE	25,4	258,59

### **C. BOMBA N°3: TILTON SERIE 74**

Se trata de un kit de bomba de freno de la marca Tilton formado por el cilindro maestro, dos depósitos para el líquido de frenos, el primero de ellos con una capacidad de 120 ml y el segundo de 200 ml, además de incluir todos los componentes necesarios de conectores y roscas. A todo esto, se suma que la bomba de freno ofrece una gran flexibilidad en cuanto a diámetro de pistón se refiere, como se muestra en la siguiente tabla, además de un precio razonable para cada una de las versiones, desde 70,32 € a 78,52 €. Tiene un peso del conjunto total de 426 g. Este elemento se lanzó al mercado en el año 1986 y no ha parado de evolucionar y mejorar desde entonces, siendo uno de los elementos que la mayoría de constructores a nivel mundial deciden montar.



*Tabla 12. Modelos de la bomba de freno N°3 relacionado.*

BOMBA DE FRENO N°3: TILTON SERIE 74		
MODELO	DIMENSIÓN (mm)	PRECIO (€)
74-625U	15,88	70,32
74-700U	17,78	78,52
74-750U	19,05	78,52
74-812U	20,64	78,52
74-875U	22,23	78,52
74-1000U	25,4	78,52
74-1125U	28,58	78,52

#### **D. BOMBA N°4: TILTON SERIE 75**

Como sucedía con el anterior modelo, Tilton ofrece un kit de esta bomba de freno con los componentes necesarios para su correcto funcionamiento, como son la propia bomba, dos depósitos de líquido de frenos idénticos a los incorporados en el kit anterior y todos los conectores necesarios. Además, ofrece tantas versiones como posibles tamaños de diámetro del pistón, siendo estos los mismos que la bomba de la serie 74. Y a diferencia del anterior, el peso del conjunto se reduce y es de 286 g, y el rango de precios se eleva desde 86,96 € a 95,25 €. En la siguiente tabla se muestran los modelos según el diámetro del pistón y el precio de cada uno.

*Tabla 13. Modelos de la bomba de freno de Tilton, bomba N°4 de la serie 75.*

BOMBA DE FRENO N°4: TILTON SERIE 75		
MODELO	DIMENSIÓN (mm)	PRECIO (€)
75-625U	15,88	86,96
75-700U	17,78	95,25
75-750U	19,05	95,25
75-812U	20,64	95,25
75-875U	22,23	95,25
75-1000U	25,4	95,25
75-1125U	28,58	95,25

**E. BOMBA N°5: TILTON SERIE 76**

A diferencia de las dos primeras opciones mostradas de la marca Tilton, esta bomba de la serie 76 no está disponible en versión kit, por lo tanto, solo se obtendría en este caso la bomba de freno, teniendo que adquirir tanto el depósito de líquido de frenos como los conectores aparte. La principal modificación que se ha realizado a este modelo es la inclusión de un puerto de salida superior AN-3 junto al de serie, pudiendo ser utilizados para conectar sensores. Además, es posible utilizar estos puertos sin necesidad de adaptadores. Tiene 7 disponibilidades de tamaños de pistón y su peso es de 315 g. El rango de precio de venta según modelo va desde 103,4 € a 111,64 € como se muestra en la siguiente tabla.

*Tabla 14. Modelos de la bomba de freno Tilton Serie 76.*

BOMBA DE FRENO N°5: TILTON SERIE 76		
MODELO	DIMENSIÓN (mm)	PRECIO (€)
76-625	15,88	103,40
76-700	17,78	111,64
76-750	19,05	111,64
76-812	20,64	111,64
76-875	22,23	111,64
76-1000	25,4	111,64
76-1125	28,58	111,64

**F. BOMBA N°6: TILTON SERIE 78**

La bomba de la serie 78, es la siguiente versión que ofrece Tilton, y se trata de la versión avanzada de la anterior, y la segunda por excelencia de la marca, ofreciendo lo último en tecnología sumado a un diseño más compacto y ligero. Tiene un rediseño en la parte interna con un pistón y varilla de empuje de una sola pieza, produciendo una frenada más constante. Además, a los dos puertos de salida de la versión anterior se suma un puerto de entrada AN-6. Como sucedía con el modelo anterior, está disponible en 7 versiones de diámetro de pistón, con un precio único de 194,31 €. A continuación, en la siguiente tabla se muestran todos los modelos disponibles, así como el precio comentado.

*Tabla 15. Modelos de la sexta alternativa de bomba de freno.*

BOMBA DE FRENO N°6: TILTON SERIE 78		
MODELO	DIMENSIÓN (mm)	PRECIO (€)
78-625	15,88	194,31
78-700	17,78	194,31
78-750	19,05	194,31
78-812	20,64	194,31
78-875	22,23	194,31
78-1000	25,4	194,31
78-1125	28,58	194,31

### **G. BOMBA N°7: TILTON SERIE 79**

Se trata de la versión tope de gama de la marca estadounidense. Esta bomba de freno de la serie 79, está específicamente diseñada para trabajar con sistemas ABS. Por ello se modifican los puertos para poder trabajar con un sistema de antibloqueo, evitando posibles daños en el sistema. Es un elemento construido a mano, fabricado en aluminio, además de impreso y probado en funcionamiento, por lo que asegura un perfecto rendimiento. También está disponible en siete versiones y su precio se eleva hasta los 326,47 €.

*Tabla 16. Modelos de la última bomba de freno disponible, en relación al diámetro del pistón.*

BOMBA DE FRENO N°7: TILTON SERIE 79		
MODELO	DIMENSIÓN (mm)	PRECIO (€)
79-625	15,88	326,47
79-700	17,78	326,47
79-750	19,05	326,47
79-812	20,64	326,47
79-875	22,23	326,47
79-1000	25,4	326,47
79-1125	28,58	326,47

## 6.2.5 REPARTIDOR DE FRENADA

Tilton y AP Racing volverán a ser las elegidas para la adquisición del repartidor de frenada. Las opciones existentes para este elemento son cuatro, por parte de la empresa inglesa AP Racing, es posible adquirir los modelos CP5500 y CP5507, cuya principal diferencia reside en su campo de actividad, ya que el segundo modelo está fabricado para relaciones y cargas de pedal altas, ya que tiene una barra de equilibrio mayor para poder trabajar con facilidad en esta situación. En cuanto a las dos alternativas que ofrece la marca estadounidense, se ha comentado en el apartado 6.2.3, que los pedales de freno de Tilton tienen incluido en el precio el repartidor de frenada que trabaja con estos. Por ello, a continuación, se describirán brevemente los dos tipos de repartidor que montan las 3 alternativas de los pedales. En caso de seleccionar un pedal de freno de esta marca, se conseguiría ahorrar el coste de la adquisición de un repartidor de frenada por separado.



*Figura 33. Repartidor de frenada.*

*Fuente: [http://tiltonracing.com/product/600-series-balance-bar-assembly/]*

### **A. REPARTIDOR N°1: AP RACING MODELO CP5500**

Se trata de un repartidor de frenado ligero y duradero, fabricado en aleación de acero tratado con un recubrimiento de fricción baja. Además, incluye un cojinete esférico para aumentar la eficiencia, un tubo exterior para facilitar la instalación de este elemento, y dentro de este modelo existen dos alternativas, obtenerlo con una protección de goma denominada “rubber boots” (modelo CP5500-9) para una mayor protección de este elemento, como es la entrada de suciedad, o sin esta protección (CP5500-4). Una de las diferencias de estas dos versiones, y como consecuencia de esta sutil diferencia, es el peso. La primera tiene un peso de 269 g, mientras que la segunda tiene un peso ligeramente menor, 260 g.

**B. REPARTIDOR N°2: TILTON MODELO 72-260**

El primero de los dos repartidores de la marca Tilton es de la serie 600, más concretamente el modelo 72-260. Está formado por una barra de acero de alta resistencia, de rodamientos esféricos con una fricción baja, así como de horquillas de aluminio y un tubo exterior de acero. El diámetro de la barra principal es de 7/16" (11,11 mm).

**C. REPARTIDOR N°3: TILTON MODELO 72-280**

El modelo 72-280 de Tilton de la serie 900, es la segunda alternativa que incluye esta empresa en los pedales de freno, más concretamente en el modelo 72-903. Este repartidor está diseñado específicamente para trabajar con este modelo de pedal. Como principales diferencias respecto al otro modelo se encuentran los tratamientos sometidos a distintas piezas del conjunto, así como nuevos rodamientos de aguja incluidos, garantizando un mejor funcionamiento.

## **6.2.6 ELEMENTOS DEL CIRCUITO HIDRÁULICO**

En cuanto a los elementos del circuito hidráulico del sistema de frenada, tales como conductos, conectores y adaptadores, serán adquiridos a la empresa Goodridge España. Esta empresa se trata de una de las más importantes del ámbito de los frenos de automóviles a nivel mundial. Por lo tanto, el equipo EPSA ERT se asegura una alta calidad y fiabilidad en esta parte del circuito, algo indispensable para evitar posibles fallos con estos elementos.

Al igual que sucede con otras empresas, Goodridge dispone de una gran variedad de conductos, conectores y adaptadores que los equipos de Formula Student emplean en sus monoplazas. Al tratarse de tan extensas alternativas se decide exponer posteriormente la elección tomada para el diseño del sistema, evitando sobrecargar innecesariamente el presente trabajo. Todas estas alternativas que esta empresa ofrece se encuentran reflejadas en su catálogo anual "Performance Parts Catalogue".

# **7 DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO**

---

En el presente apartado se desarrollarán los cálculos necesarios para dimensionar todo el sistema de frenado. Para ello, el proceso a realizar será emplear todas alternativas anteriores comentadas que cumplan el principal requisito, montar uno de los frenos de disco proporcionados por NG, y analizar cuál es la mejor opción. Por ello, se realizarán los cálculos tantas veces como posibles configuraciones hayan, y en caso de que no se consiguiese situar los valores en un rango válido se deberá rechazar dicha posibilidad. Ante esta situación de poder obtener varias alternativas que se encuentren dentro del rango de los requisitos, se razonará la elección final de cada uno de los elementos. Si surgiese el inconveniente que ninguna de las opciones que la empresa de discos proporciona al equipo sean válidas para demostrar teóricamente que se podrá realizar un proceso de frenada correcto, o que es imposible adaptar los demás elementos a ellos, se deberá buscar otra casa de discos que los proporcione o bien adquirirlos a coste de mercado.

## **7.1 DATOS PARA LA RESOLUCIÓN DE LOS CÁLCULOS**

Un dato de interés para la resolución del presente apartado, es que al tratarse del primer año de vida del equipo y como el peso total del conjunto es imposible saberlo a ciencia cierta sin tener cada una de las partes del monoplaza diseñadas, se decide realizar los cálculos con un valor de 250 kg. Se trata de un valor alto razonable para un equipo novato, ya que un equipo experimentado y con un presupuesto superior suelen conseguir un conjunto con un peso cercano a los 200 kg. De manera que una escuadra de primer año y con presupuesto medio-bajo es más que lógico obtener un monoplaza ligeramente más pesado.

Con esta medida que se ha decidido tomar se desea poder acercarse lo máximo posible este resultado a la realidad, y poder cumplir sin problemas cada una de las condiciones a las cuales se encuentra expuesto el presente proyecto. Además, el tomar un valor alto del peso del monoplaza permite trabajar con cierta holgura, y en caso de que el peso del conjunto total del vehículo sea menor al establecido, se puedan mejorar las expectativas iniciales.

Además, como sucede con el peso, el centro de gravedad del monoplaza no es posible saberlo hasta realizar el diseño completo de este. Por ello se decide emplear una altura, la cual, en este caso y a diferencia que sucedía con el peso, es bastante estándar entre todos los equipos de Formula Student, ya que en cuanto a normativa del chasis o monocasco, todos los equipos trabajan en un rango muy similar. La altura del centro de gravedad,  $H_{CG}$ , seleccionada es de 250 mm.

Y por otro lado la dimensión de la batalla si es un valor conocido, ya que el departamento de chasis del equipo ya tiene diseñada esta parte del monoplaza, y por tanto, si es posible saber esta medida a ciencia cierta. Por normativa, la distancia entre ejes debe ser superior a 1525 mm, y tras los estudios y diseños realizados por el departamento de chasis del equipo, se determina que la batalla es de 1660 mm.

En cuanto a la parte que pone en contacto el sistema de frenado con el suelo, es decir el conjunto formado por llantas y neumáticos, el equipo se ha decantado por una elección de una llanta de la marca Braid de 13 pulgadas. Así como unos neumáticos de competición de la marca estadounidense Hoosier Tire, que se encarga de proporcionar en un alto porcentaje a los equipos de Formula Student. Los neumáticos seleccionados son de unas dimensiones de 20,5"x7.0"-13", es decir, 20,5 pulgadas de diámetro (520 mm), 7 pulgadas de ancho (177,8 mm) y para unas llantas de 13 pulgadas. La gran ventaja que atesora esta selección de neumáticos reside en su coeficiente de rozamiento con el suelo. Unos neumáticos convencionales suelen tener un rozamiento dentro de un rango de 0,8 a 1,0, mientras que estas ruedas duplican estos valores hasta obtener un coeficiente de rozamiento entre goma y asfalto de un 1,9.

Los datos referidos a los discos de freno, pinzas, pastillas y bomba de freno, va todo relacionado, y como se ha comentado, el objetivo es trabajar con uno de los discos de freno que proporciona NG. Las dos alternativas ofrecidas por esta empresa tienen, un diámetro de 297 mm y una anchura de 4 mm la primera versión (modelo 216) y un diámetro de 220 mm y 4 mm de anchura la segunda de ellas (modelo 084). Observando las características de las pinzas de freno se aprecia que aquellas que pudieran acoplarse al modelo de disco de freno 216 y que por lo tanto pueden trabajar para diámetros superiores a 220 mm, operan con anchuras superiores a 4 mm. Mientras que, si existe la posibilidad de adaptar dos

alternativas de pinzas al disco de freno 084, ya que operan con discos de 220 mm de diámetro y 4 mm de anchura, siendo estas medidas las mismas que el segundo modelo que ofrece NG. Además, por problemáticas de espacio entre el conjunto del disco y pinza con la llanta del neumático, no es posible emplear el primer disco de freno. Por ello, se desechan tanto el disco de freno 216, así como las pinzas de freno de la gama CP3696 y de la gama CP2577.

Llegados al punto de tener que elegir una pedalera de freno, se debe valorar las ventajas que ofrecen cada una de las empresas en sus respectivos modelos. Todas las alternativas tienen una relación de pedal coherente para un vehículo de competición en sus modelos ofrecidos, y que en teoría no daría ningún problema de diseño. También todas incluyen en el precio el repartidor de frenada, siendo la opción número 1 (CP5500-605) la única que también incluye el cable regulador. Viendo que el nivel competitivo y de trabajo óptimo que se obtendría con cada una de estas alternativas es el mismo, se decide trabajar con aquella alternativa que tenga un precio de mercado inferior. Si se observan los precios, el modelo más asequible es el pedal número 2 (modelo 72-603) con un precio de 400 €. Y aunque este no incluya el cable regulador, no es una gran desventaja ya que es un elemento de poco coste, y comprándolo independientemente no se alcanzaría el precio del modelo de AP Racing, así como las otras versiones de Tilton.

En cuanto a la bomba de freno a seleccionar, se conoce tras elegir el pedal 72-603, que las posibles alternativas son aquellas de la marca Tilton. Como todas y cada una de ellas trabajan con los mismos diámetros de pistón, se decide seleccionar una de las dos alternativas que se ofertan en un pack, como son la bomba nº3 y la bomba nº4. Finalmente, al tratarse de dos opciones de casi idéntico precio, se decide elegir la bomba nº4, ya que, al tratarse de una versión mejorada de la otra, sobre el papel debe ser más competitiva y fiable. Posteriormente se seleccionará tanto la relación de pedal como el diámetro del pistón de la bomba, ya que existen varias alternativas. La opción seleccionada para la relación de pedal será aquella más ergonómica para el piloto, siempre que unido a un diámetro de pistón de la bomba permita trabajar con un diámetro efectivo del disco más próximo al diámetro exterior nominal de este. Esto se realiza para evitar posibles sobrecalentamientos durante el evento. Los valores de relación de pedal son 5,29:1; 5,44:1; 5,61:1; 5,75:1. Y los posibles diámetros del pistón de la bomba de freno son los mostrados en la *Tabla 13*.



Por lo tanto, como por estadística se pueden obtener diferentes configuraciones, se realizará el cálculo tantas veces como versiones posibles existan. En este caso al tener 5 relaciones de pedal posibles y 7 alternativas de diámetro de pistón, es posible realizar 35 disposiciones diferentes. A continuación, se muestra una tabla donde se recogen en primer lugar los datos generales:

*Tabla 17. Datos generales para el cálculo del sistema de frenado.*

PARÁMETROS GENERALES		
Característica	Valor	Unidad
Masa Delantera	130	Kg
Masa Trasera	120	Kg
Masa Total	250	Kg
$\mu$ asfalto	1,9	
F entrada pedal	300	N
Altura CDG	250	mm
Batalla	1660	mm
Radio Neumático	260	mm
Repartidor de frenada	30%	

Además, al tener dos alternativas de pinzas de frenos, existen 4 posibles configuraciones del conjunto disco-pinza. Ya que en este momento se desconocen los resultados que darían cada una de éstas, y por lo tanto no se puede seleccionar al azar que elementos montar, se van a realizar los cálculos de estas cuatro alternativas para poder determinar el diseño del sistema. Las distintas disposiciones son las siguientes:

- Alternativa 1: Pinza delantera y trasera del modelo CP4226
- Alternativa 2: Pinza delantera CP4227 y trasera del modelo CP4226
- Alternativa 3: Pinza delantera CP4226 y trasera del modelo CP4227
- Alternativa 4: Pinza delantera y trasera del modelo CP4227

A continuación, se muestran los datos relacionados con los discos de freno y las pinzas:

**A. ALTERNATIVA 1: PINZA DELANTERA Y TRASERA CP4226**

La primera de las alternativas posibles sería trabajar en ambos ejes con la misma pinza de freno. Esta vez se ha decidido comenzar con la pinza CP4226, la cual como ya se ha descrito anteriormente, se trata de una pinza fija simple de 1x1. Sus datos de fábrica son los siguientes:

*Tabla 18. Datos relacionados con los discos de freno y las pinzas de freno de la alternativa 1.*

PARÁMETROS DISCO-PINZA	
Diámetros pistón pinza delantera	25,4 mm
Diámetros pistón pinza trasera	25,4 mm
Área pistón pinza delantera	505 mm <sup>2</sup>
Área pistón pinza trasera	505 mm <sup>2</sup>
NºPistones pinza delantera	1
NºPistones pinza trasera	1
μ pastilla delantera	0,41
μ pastilla trasera	0,41

**B. ALTERNATIVA 2: PINZA DELANTERA CP4227 Y TRASERA CP4226**

La siguiente de las posibles configuraciones sería combinar la pinza de freno anterior con la pinza fija de doble pistón 2x2 CP4227. La primera disposición a analizar será montando en el eje delantero la pinza CP4227 y en el eje trasero la CP4226. Los datos de estas piezas son los siguientes:

*Tabla 19. Datos relacionados con los discos de freno y las pinzas de freno de la alternativa 2.*

PARÁMETROS DISCO-PINZA	
Diámetros pistón pinza delantera	25,4 mm
Diámetros pistón pinza trasera	25,4 mm
Área pistón pinza delantera	505 mm <sup>2</sup>
Área pistón pinza trasera	505 mm <sup>2</sup>
NºPistones pinza delantera	2
NºPistones pinza trasera	1
μ pastilla delantera	0,41
μ pastilla trasera	0,41

**C. ALTERNATIVA 3: PINZA DELANTERA CP4226 Y TRASERA CP4227**

La tercera alternativa será la opuesta a la anterior descrita, es decir montando la pinza de freno CP4226 en el eje delantero, mientras que en el trasero se dispondrá de la pinza CP4227. En la siguiente tabla se detallan los valores de sus parámetros relevantes para el cálculo del sistema de frenado:

*Tabla 20. Datos relacionados con los discos de freno y las pinzas de freno de la alternativa 3.*

PARÁMETROS DISCO-PINZA	
Diámetros pistón pinza delantera	25,4 mm
Diámetros pistón pinza trasera	25,4 mm
Área pistón pinza delantera	505 mm <sup>2</sup>
Área pistón pinza trasera	505 mm <sup>2</sup>
NºPistones pinza delantera	1
NºPistones pinza trasera	2
μ pastilla delantera	0,41
μ pastilla trasera	0,41

**D. ALTERNATIVA 4: PINZA DELANTERA Y TRASERA CP4227**

Por último, la cuarta alternativa, y al igual que sucedía en la primera, será colocar en ambos ejes el mismo modelo de pinza, en este caso se trata de la pinza fija de doble pistón CP4227. Para la realización posterior de los cálculos del sistema se necesita conocer los siguientes datos de esta pinza:

*Tabla 21. Datos relacionados con los discos de freno y las pinzas de freno de la alternativa 4.*

PARÁMETROS DISCO-PINZA	
Diámetros pistón pinza delantera	25,4 mm
Diámetros pistón pinza trasera	25,4 mm
Área pistón pinza delantera	505 mm <sup>2</sup>
Área pistón pinza trasera	505 mm <sup>2</sup>
NºPistones pinza delantera	2
NºPistones pinza trasera	2
μ pastilla delantera	0,41
μ pastilla trasera	0,41

## 7.2 DIMENSIONAMIENTO Y ELECCIÓN DE ALTERNATIVAS

### 7.2.1 DINÁMICA DE LA FRENADA

Las fuerzas que intervienen durante una frenada dependen de diferentes factores como son el peso del vehículo, la altura del centro de gravedad que este tenga, la distancia entre ejes, el coeficiente de rozamiento entre el neumático y el asfalto, las dimensiones del propio neumático y por supuesto, de la fuerza de gravedad. Todo esto provocará que un vehículo tenga una fuerza de frenado u otra, y por lo tanto que sea capaz de frenar antes o después. En el presente apartado se busca a través de todos estos factores conocer las fuerzas y pares de frenado que debe ejercer idealmente el sistema que se diseñe para el monoplaza.

Se le concede el nombre de resultados ideales a los calculados en el presente apartado, ya que serán aquellos valores máximos que puede producir un sistema de frenado para las características del monoplaza del equipo EPSA ERT. Posteriormente con la elección de los elementos no se deberán superar los valores hallados en el presente apartado, ya que daría lugar a una pérdida de estabilidad del automóvil.

#### A. DISTRIBUCIÓN DE PESOS ESTÁTICOS DEL VEHÍCULO

Como se ha comentado anteriormente, en estático y, por tanto, con aceleración nula, el reparto de pesos del vehículo es constante en todo momento, distribuido el peso entre las cuatro ruedas. A continuación, se muestra el porcentaje relativo a esta distribución de pesos en estático. Con el peso ya conocido por cada eje, tan solo hay que sustituir y despejar las expresiones  $Ec.(6)$  y  $Ec.(7)$ :

$$DP_d = \frac{P_d}{P} \cdot 100 = \frac{130}{250} \cdot 100 = 52\%$$

$$DP_t = \frac{P_t}{P} \cdot 100 = \frac{120}{250} \cdot 100 = 48\%$$

Tras esto se procede a calcular la posición horizontal del centro de gravedad en el vehículo, ya que sí se conoce la posición vertical pero no la horizontal. Para ello se emplearán las ecuaciones *Ec.( 8)* y *Ec.( 9)*:

$$CG_{d,x} = \frac{P_t}{P} \cdot L = \frac{120}{250} \cdot 1660 = 796,8 \text{ mm}$$

$$CG_{t,x} = \frac{P_d}{P} \cdot L = \frac{130}{250} \cdot 1660 = 863,2 \text{ mm}$$

Como comprobación de que los resultados son correctos, la suma de ambos valores debe de dar como resultado la batalla del vehículo.

$$CG_{d,x} + CG_{t,x} = 796,8 + 863,2 = 1660 \text{ mm}$$

### **B. EFECTOS DINÁMICOS SOBRE EL VEHÍCULO EN UNA FRENADA**

Si con el vehículo en estático y con aceleración nula, el reparto de pesos era constante en todo momento, cuando se encuentra en movimiento y se realiza un proceso de frenada, existe una variación del peso a lo largo del vehículo. Como se ha descrito anteriormente a este suceso se le denomina transferencia de carga, ya que el peso se transfiere en su mayor parte hacia la parte delantera. Para conocer el valor de este peso que se transfiere es necesario utilizar la fórmula *Ec.( 11)* :

$$TP = \left( \frac{a_{fv}}{g} \right) \cdot \left( \frac{H_{CG}}{L} \right) \cdot P = \left( \frac{1,9 \cdot 9,8}{9,8} \right) \cdot \left( \frac{250}{1660} \right) \cdot 250 \cdot 9,8 = 701,05 \text{ N}$$

Para conocer por tanto cuanto peso es capaz de soportar cada eje en el momento de la frenada se resolverá empleando las expresiones *Ec.( 12)* y *Ec.( 13)*:

$$P_{d,f} = P_d + TP = 130 \cdot 9,8 + 701,05 = 1975,05 \text{ N}$$

$$P_{t,f} = P_t - TP = 120 \cdot 9,8 - 701,05 = 474,95 \text{ N}$$

El peso total dinámico será el sumatorio de ambos pesos dinámicos:

$$P = P_{d,f} + P_{t,f} = 1975,05 + 474,95 = 2450 \text{ N}$$

### **C. EFECTOS PRODUCIDOS POR LA TRANSFERENCIA DE PESOS EN LA FRENADA**

Esta transferencia de peso ha producido que las fuerzas de frenada se modifiquen, ya que se deberá de multiplicar el coeficiente de rozamiento entre asfalto y neumático por el peso dinámico de cada eje como reflejan las ecuaciones *Ec.( 16)* y *Ec.( 17)*:

$$F_{F,d} = \mu \cdot P_{d,f} = 1,9 \cdot 1975,05 = 3752,60 \text{ N}$$

$$F_{F,t} = \mu \cdot P_{t,f} = 1,9 \cdot 474,95 = 902,40 \text{ N}$$

Por lo tanto, la fuerza de frenado máxima será el resultado de despejar el sumatorio de los dos anteriores resultados:

$$F_{Fmax} = \sum F_{F(d,t)} = 3752,60 + 902,40 = 4655 \text{ N}$$

A través de la aplicación de la segunda ley de Newton ya es posible corroborar que la deceleración será la misma que la calculada anteriormente mediante el coeficiente de rozamiento y el valor de la gravedad.

$$a_{fv} = \frac{F_{max}}{m_v} = \frac{4655}{250} = 18,62 \frac{m}{s^2}$$

$$a_{fv} = \mu \cdot g = 1,9 \cdot 9,8 = 18,62 \frac{m}{s^2}$$

Por último se debe calcular el efecto que produce este efecto de transferencia sobre los pares de frenado, para ello se emplean las fórmulas *Ec.( 20)* y *Ec.( 21)* ya vistas anteriormente:

$$N_d = F_{F,d} \cdot R_d = 3752,60 \cdot \frac{260}{1000} = 975,68 \text{ Nm}$$

$$N_t = F_{F,t} \cdot R_d = 902,40 \cdot \frac{260}{1000} = 234,63 \text{ Nm}$$

Los valores obtenidos tanto de fuerza de frenado como de pares de frenado, se tratan de valores máximos. Es decir, una vez seleccionados posteriormente los elementos del sistema de frenado y realizados los cálculos relacionados con el bloque disco-pinza, se obtendrán unos nuevos valores tanto de fuerzas de frenado y de pares de frenado, los cuales nunca deberán de ser superiores a los calculados en este apartado. Si sucediese esto, al ponerlo en práctica en la realidad se llegaría a bloquear los neumáticos, uno de los sucesos a evitar principalmente. Por ello los resultados a calcular próximamente deberán de estar los más cerca posible pero nunca superarlos.

Una última comprobación que se debe realizar es la eficacia de frenado, que deberá ser igual en ambos ejes el cociente entre la fuerza de frenado y el peso delantero durante la frenada. Para ello se emplea la expresión *Ec.( 22)*:

$$Eficacia \text{ durante la frenada} = \frac{F_{F,d}}{P_{d,f}} = \frac{F_{F,t}}{P_{t,f}}; \frac{3752,60}{1975,05} = \frac{902,40}{474,95}; 1,9 = 1,9$$

$$Eficacia \text{ durante la frenada} = 100\%$$

## **7.2.2 CÁLCULOS DEL CONJUNTO PINZA-DISCO**

Tras haber estudiado cuáles serán las fuerzas máximas que se podrán dar durante la frenada, es el momento de realizar los cálculos necesarios para escoger los elementos que formarán el sistema de frenado del equipo EPSA ERT.

### **A. DIÁMETRO EFECTIVO DEL DISCO DE FRENO**

En primer lugar, se deberá calcular el diámetro efectivo del disco de frenado, para el cual se deberá de escoger tanto el modelo de bomba de frenado a utilizar, como la relación de pedal. La finalidad con la que se realiza esa selección es de aproximar lo máximo posible el valor del radio efectivo del disco al radio nominal exterior de este. Por lo tanto, los valores a obtener deberán estar comprendidos entre un diámetro de 148 mm (radio interior nominal) y uno de 220 mm (radio exterior nominal). Para una misma relación de pedal, la presión que ejercerá la bomba de frenos sobre el circuito hidráulico, y por consiguiente la fuerza y par de frenado, vendrá determinado por el diámetro del pistón de la bomba. A mayor diámetro del pistón, menor será la presión que se ejerza sobre el circuito, y, por lo tanto, se obtendrán valores de diámetro efectivo mayores, ya que se necesitan discos más grandes cuando la presión es más pequeña. Además, como se ha comentado previamente, la relación de pedal escogida será aquella que permita cumplir el objetivo anterior, sumado a que sea la versión con un pedal más pequeño para mejorar tanto la ergonomía como la altura del centro de gravedad.

Para realizar el cálculo se empleará la expresión  $Ec.( 27)$ , ya que el diseño de ambos ejes es con dos discos de freno. Cabe recordar que existían 4 posibles configuraciones de pinza de freno. Entonces, como por cada configuración es posible obtener 28 disposiciones, por las variantes de relación de pedal y diámetro de pistón, se realizará el cálculo con la primera configuración. Para la resolución de este cálculo se utilizarán los datos referente a la alternativa 1, que tiene una relación de pedal 5,29:1 y un diámetro de pistón de 15,88 mm. Los siguientes resultados de todas las alternativas se mostrarán en una tabla, ya que el proceso es resolver mediante la misma ecuación tantas veces como posibilidades existen (112 variantes).



Por lo tanto, despejando con los valores de relación de pedal y diámetro de pistón, así como con los datos mostrados en la *Tabla 18*, anteriormente mostrados se obtienen los siguientes valores:

$$D_{e,d} = \frac{D_{b,d}^2 \cdot \mu \cdot \left[ P_d + \left( \frac{a_{fv}}{g} \right) \cdot \left( \frac{H_{CG}}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_{n,d}}{\mu_{p,d} \cdot n_{pistones,d}^o \cdot F_e \cdot R_{pedal} \cdot (1 + \alpha) \cdot D_{p,d}^2}$$

$$D_{e,d} = \frac{15,88^2 \cdot 1,9 \cdot \left[ (130 \cdot 9,81) + \left( \frac{1,9 \cdot 9,81}{9,81} \right) \cdot \left( \frac{250}{1660} \right) \cdot 250 \cdot 9,81 \right] \cdot 260}{0,41 \cdot 1 \cdot 300 \cdot \frac{5,29}{1} \cdot (1 + 0,3) \cdot 25,4^2} = 450,853 \text{ mm}$$

$$D_{e,t} = \frac{D_{b,t}^2 \cdot \mu \cdot \left[ P_t - \left( \frac{a_{fv}}{g} \right) \cdot \left( \frac{H_{CG}}{L} \right) \cdot P \right] \cdot R_{n,t}}{\mu_{p,t} \cdot n_{pistones,t}^o \cdot F_e \cdot R_{pedal} \cdot (1 - \alpha) \cdot D_{p,t}^2}$$

$$D_{e,t} = \frac{15,88^2 \cdot 1,9 \cdot \left[ (120 \cdot 9,81) - \left( \frac{1,9 \cdot 9,81}{9,81} \right) \cdot \left( \frac{250}{1660} \right) \cdot 250 \cdot 9,81 \right] \cdot 260}{0,41 \cdot 1 \cdot 300 \cdot \frac{5,29}{1} \cdot (1 - 0,3) \cdot 25,4^2} = 201,347 \text{ mm}$$

A continuación, se muestran los resultados de las cuatro alternativas descritas en el anterior punto, con las 28 variables cada una de ellas. Mediante el empleo del símbolo “\*” y con el resultado en negrita, se encuentran los valores comprendidos entre 148 mm y 220 mm de diámetro, ya que es el tamaño del disco de freno anteriormente seleccionado. Por tanto, son variables consideradas correctas, es decir, para una misma relación de pedal existe en ambos ejes una opción válida.

Cabe destacar que, aunque uno de los dos valores de diámetro efectivo sea válido (o disco delantero o disco trasero), si el otro no cumple ese requisito se despreciará esa variable. Por lo tanto, si solo se obtiene una opción válida, el resultado se muestra en negrita, pero en este caso se emplea el símbolo “\*\*”.

Con este objetivo se obtienen tan solo dos opciones (alternativas 2 y 4) válidas de las cuatro mencionadas, despreciando las opciones 1 y 3, ya que no es posible configurarlo de ninguna manera para el tamaño de disco disponible.

Tabla 22. Resultados de la alternativa 1.

ALTERNATIVA 1			
RP	Ø Pistón Bomba	Ø ef. delantero	Ø ef. Trasero
5,29:1	15,88	450,85	<b>201,35**</b>
5,29:1	17,78	565,19	252,41
5,29:1	19,05	648,82	289,76
5,29:1	20,64	761,65	340,15
5,29:1	22,23	883,51	394,57
5,29:1	25,4	1153,46	515,12
5,29:1	28,58	1460,36	652,18
5,44:1	15,88	438,42	<b>195,80**</b>
5,44:1	17,78	549,61	245,45
5,44:1	19,05	630,93	281,77
5,44:1	20,64	740,65	330,77
5,44:1	22,23	859,15	383,69
5,44:1	25,4	1121,65	500,92
5,44:1	28,58	1420,09	634,20
5,61:1	15,88	425,14	<b>189,86**</b>
5,61:1	17,78	532,96	238,01
5,61:1	19,05	611,81	273,23
5,61:1	20,64	718,20	320,74
5,61:1	22,23	833,12	372,06
5,61:1	25,4	1087,66	485,74
5,61:1	28,58	1377,06	614,98
5,75:1	15,88	414,79	<b>185,24**</b>
5,75:1	17,78	519,98	232,22
5,75:1	19,05	596,92	266,58
5,75:1	20,64	700,72	312,93
5,75:1	22,23	812,83	363,00
5,75:1	25,4	1061,18	473,91
5,75:1	28,58	1343,53	600,01

Como se puede apreciar no se obtendría ningún resultado válido para el disco delantero, por lo tanto, y como se ha objetado antes, cuando no hay ningún valor correcto para uno de los dos ejes, se desprecia dicha alternativa, aunque si haya resultados aceptados para el otro, como en este caso sucede para los discos traseros.

Tabla 23. Resultados de la alternativa 2.

ALTERNATIVA 2			
RP	Ø Pistón Bomba	Ø ef. delantero	Ø ef. Trasero
5,29:1	15,88	225,43	<b>201,35**</b>
5,29:1	17,78	282,60	252,41
5,29:1	19,05	324,41	289,76
5,29:1	20,64	380,82	340,15
5,29:1	22,23	441,76	394,57
5,29:1	25,4	576,73	515,12
5,29:1	28,58	730,18	652,18
5,44:1	15,88	<b>219,21*</b>	<b>195,80*</b>
5,44:1	17,78	274,81	245,45
5,44:1	19,05	315,46	281,77
5,44:1	20,64	370,32	330,77
5,44:1	22,23	429,58	383,69
5,44:1	25,4	560,83	500,92
5,44:1	28,58	710,05	634,20
5,61:1	15,88	<b>212,57*</b>	<b>189,86*</b>
5,61:1	17,78	266,48	238,01
5,61:1	19,05	305,91	273,23
5,61:1	20,64	359,10	320,74
5,61:1	22,23	416,56	372,06
5,61:1	25,4	543,83	485,74
5,61:1	28,58	688,53	614,98
5,75:1	15,88	<b>207,39*</b>	<b>185,24*</b>
5,75:1	17,78	259,99	232,22
5,75:1	19,05	298,46	266,58
5,75:1	20,64	350,36	312,93
5,75:1	22,23	406,42	363,00
5,75:1	25,4	530,59	473,91
5,75:1	28,58	671,76	600,01

En cambio, en esta alternativa sí se observa cómo se obtienen 3 valores válidos tanto para el disco delantero como para el trasero. Por lo tanto, se trata de una configuración válida. Las relaciones de pedal posibles son todas menos la primera de ellas, mientras que la configuración válida de la bomba de freno es para un diámetro de 15,88 mm.

Tabla 24. Resultados de la alternativa 3.

ALTERNATIVA 3			
RP	Ø Pistón Bomba	Ø ef. delantero	Ø ef. Trasero
5,29:1	15,88	450,85	100,67
5,29:1	17,78	565,19	126,21
5,29:1	19,05	648,82	144,88
5,29:1	20,64	761,65	<b>170,07**</b>
5,29:1	22,23	883,51	<b>197,28**</b>
5,29:1	25,4	1153,46	257,56
5,29:1	28,58	1460,36	326,09
5,44:1	15,88	438,42	97,90
5,44:1	17,78	549,61	122,73
5,44:1	19,05	630,93	140,88
5,44:1	20,64	740,65	<b>165,38**</b>
5,44:1	22,23	859,15	<b>191,85**</b>
5,44:1	25,4	1121,65	250,46
5,44:1	28,58	1420,09	317,10
5,61:1	15,88	425,14	94,93
5,61:1	17,78	532,96	119,01
5,61:1	19,05	611,81	136,61
5,61:1	20,64	718,20	<b>160,37**</b>
5,61:1	22,23	833,12	<b>186,03**</b>
5,61:1	25,4	1087,66	242,87
5,61:1	28,58	1377,06	307,49
5,75:1	15,88	414,79	92,62
5,75:1	17,78	519,98	116,11
5,75:1	19,05	596,92	133,29
5,75:1	20,64	700,72	<b>156,47**</b>
5,75:1	22,23	812,83	<b>181,50**</b>
5,75:1	25,4	1061,19	236,96
5,75:1	28,58	1343,53	300,00

En la alternativa 3 sucede lo mismo que con la primera de todas, ya que es la misma pinza de freno delantera, y, por lo tanto, los valores son los mismos. Para el eje trasero, siendo una pinza distinta a la alternativa 1, también se obtienen valores correctos. Sin embargo, y como también sucedía en la primera, al no disponer de ninguna opción buena para el eje delantero se debe desechar esta alternativa.

Tabla 25. Resultados de la alternativa 4

ALTERNATIVA 4			
RP	Ø Pistón Bomba	Ø ef. delantero	Ø ef. Trasero
5,29:1	15,88	225,43	100,67
5,29:1	17,78	282,60	126,21
5,29:1	19,05	324,41	144,88
5,29:1	20,64	380,82	<b>170,07**</b>
5,29:1	22,23	441,76	<b>197,28**</b>
5,29:1	25,4	576,73	257,56
5,29:1	28,58	730,18	326,09
5,44:1	15,88	<b>219,21*</b>	97,90
5,44:1	17,78	274,81	122,73
5,44:1	19,05	315,46	140,88
5,44:1	20,64	370,32	<b>165,38**</b>
5,44:1	22,23	429,58	<b>191,85**</b>
5,44:1	25,4	560,83	250,46
5,44:1	28,58	710,05	317,10
5,61:1	15,88	<b>212,57*</b>	94,93
5,61:1	17,78	266,48	119,01
5,61:1	19,05	305,91	136,61
5,61:1	20,64	359,10	<b>160,37**</b>
5,61:1	22,23	416,56	<b>186,03**</b>
5,61:1	25,4	543,83	242,87
5,61:1	28,58	688,53	307,49
5,75:1	15,88	<b>207,39*</b>	92,62
5,75:1	17,78	259,99	116,11
5,75:1	19,05	298,46	133,29
5,75:1	20,64	350,36	<b>156,47**</b>
5,75:1	22,23	406,42	<b>181,50**</b>
5,75:1	25,4	530,59	236,96
5,75:1	28,58	671,76	300,00

Llegados a la cuarta y última alternativa se extrae que las relaciones de pedal aceptadas son las tres últimas (5,44:1; 5,61:1 y 5,75:1). Para el eje delantero se observa como existe una opción válida para cada una de estas relaciones, y es con una configuración de la bomba de freno con un diámetro de 15,88. Mientras que para el eje trasero se obtienen 2 opciones correctas por cada relación de pedal mencionada. Para ello se debe utilizar o un diámetro del pistón de la bomba de 20,64 mm o de 22,23 mm.

### I. SELECCIÓN FINAL RELACIÓN DE PEDAL Y DIÁMETRO DE LA BOMBA

Como se ha comentado antes, se escogerá la alternativa que ofrezca mayor ergonomía con la elección de la relación de pedal, sumado a aquel diámetro efectivo del disco de ambos ejes más próximos al diámetro nominal. Por ello, se expone en la siguiente tabla un cuadro resumen de ambas alternativas posibles, donde se reflejan las opciones más óptimas seleccionadas en ambos casos.

*Tabla 26. Resumen de los parámetros más óptimos de las alternativas aceptadas.*

RESUMEN OPCIONES MÁS ÓPTIMAS	
ALTERNATIVA 2	
Relación de Pedal Óptima	5,44:1
Ø Efectivo Delantero Óptimo	219,211 mm
Ø Efectivo Trasero Óptimo	195,795 mm
Ø Pistón Bomba Delantera Óptimo	15,88 mm
Ø Pistón Bomba Trasera Óptimo	15,88 mm
ALTERNATIVA 4	
Relación de Pedal Óptima	5,44:1
Ø Efectivo Delantero Óptimo	219,211 mm
Ø Efectivo Trasero Óptimo	191,845 mm
Ø Pistón Bomba Delantera Óptimo	15,88 mm
Ø Pistón Bomba Trasera Óptimo	22,23 mm

Tal y como se puede observar en esta comparativa, ambas alternativas ofrecen su versión más óptima con una relación de pedal de 5,44:1, por lo tanto, ambas ofrecen el mismo nivel de ergonomía. En cuanto al diámetro efectivo del disco delantero, al utilizar la misma pinza ambas versiones, junto a que emplean una bomba de freno con un diámetro de 15,88 mm, se obtiene un valor de 219,211 mm. Mientras que, en el eje trasero al disponer de dos pinzas diferentes, se obtiene en la alternativa 2 un diámetro efectivo trasero de 195,795 mm, trabajando con un diámetro del pistón de la bomba de 15,88 mm; y en la alternativa 4, se obtiene mediante la utilización de una bomba con diámetro del pistón de 22,23 mm, un diámetro efectivo de 191,845 mm.

Por ello se decide realizar los cálculos del diseño del sistema con estas dos posibilidades, para observar si habría mucha variación entre ellas, para la futura decisión de cual escoger. En caso de observar tras realizar dicho dimensionamiento, que serían ambos igual de

aceptables, se escogería en función de los factores descritos anteriormente, sumado al precio del conjunto de cada alternativa.

Los cálculos que se muestran están realizados con los datos referentes a la alternativa 2, y al final del apartado se expone una tabla resumen con todos los resultados, tanto de ésta como de la alternativa 4, ya que es el mismo procedimiento, pero cambiando datos.

**B. FUERZAS PRODUCIDAS POR EL PEDAL DE FRENO Y EL REPARTIDOR DE FRENADA**

Una vez calculados los diámetros efectivos, es momento de proceder a la influencia que tienen sobre el sistema tanto el pedal de freno como el repartidor de frenada. Para ello se emplearán las expresiones *Ec.( 28)* (pedal), *Ec.( 29)* y *Ec.( 30)* (repartidor) descritas anteriormente.

$$F_{sp} = F_{ep} \cdot R_{pedal} = 300 \cdot \frac{5,44}{1} = 1632 \text{ N}$$

$$F_{s,r,d} = (1 + \alpha) \cdot \frac{F_{sp}}{2} = (1 + 0,3) \cdot \frac{1632}{2} = 1060,8 \text{ N}$$

$$F_{s,r,t} = (1 - \alpha) \cdot \frac{F_{sp}}{2} = (1 - 0,3) \cdot \frac{1632}{2} = 571,2 \text{ N}$$

**C. PRESIONES GENERADAS POR LAS BOMBAS DE FRENO**

Tras realizar los cálculos de las fuerzas que producen y distribuyen el pedal y el repartidor, la siguiente labor es calcular la presión que ejercerá sobre el circuito hidráulico la bomba de freno. Para ello se emplea la fórmula *Ec.( 32)*, y sustituyendo datos se obtiene dicho valor para cada eje.

$$P_{b,d} = \frac{F_{e,b,d}}{A_b} = \frac{F_{s,r,d}}{\pi \cdot D_{b,d}^2} = \frac{1060,8}{\pi \cdot 15,88^2} = 5,356 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$P_{b,t} = \frac{F_{e,b,t}}{A_b} = \frac{F_{s,r,t}}{\pi \cdot D_{b,t}^2} = \frac{571,2}{\pi \cdot 15,88^2} = 2,884 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

**D. FUERZAS LINEALES GENERADAS POR LAS PINZAS DE FRENO**

Como se conoce en un circuito hidráulico, idealmente, no hay pérdidas, por lo tanto, se considera que la presión será la misma en cualquier punto de este. Por ello, la presión de la bomba de freno es la misma que la presión que ejerce la pinza de freno. Esta presión es necesaria para conocer la fuerza lineal que generará dicho elemento sobre el sistema. Para ello se utiliza la expresión Ec.( 34), en ambos ejes, sustituyendo los datos que se conocen todos.

$$F_{p,d} = n^{\circ}_{pistones,d} \cdot P_{pistón,d} \cdot A_{p,d} = 2 \cdot 5,356 \cdot 505 = 5409,586 \text{ N}$$

$$F_{p,t} = n^{\circ}_{pistones,t} \cdot P_{pistón,t} \cdot A_{p,t} = 2 \cdot 2,884 \cdot 505 = 1456,427 \text{ N}$$

**E. FUERZA DE ROZAMIENTO PRODUCIDA POR EL CONTACTO DISCO-PASTILLA**

El siguiente punto a resolver es la fuerza de fricción que ejercen las pastillas de freno sobre el disco. Para ello se emplea la ecuación Ec.( 35), que está en función de la fuerza lineal de las pinzas de freno y del coeficiente de rozamiento de las pastillas.

$$F_{R,d} = F_{p,d} \cdot \mu_{p,d} = 5409,586 \cdot 0,41 = 2217,930 \text{ N}$$

$$F_{R,t} = F_{p,t} \cdot \mu_{p,t} = 1456,427 \cdot 0,41 = 597,135 \text{ N}$$

**F. PARES DE FRENADO PRODUCIDOS POR EL CONTACTO DISCO-PASTILLA**

Cuando ya se conocen la fuerza de rozamiento, es momento de calcular el par que se generará entre el disco y la pastilla cuando entran en contacto, y se produce la frenada. La fórmula que se utiliza es la expresión Ec.( 36).

$$N_{f,d} = 2 \cdot F_{R,d} \cdot R_{e,d} = \frac{2 \cdot 2217,930 \cdot \frac{219,211}{2}}{1000} = 486,192 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$N_{f,t} = 2 \cdot F_{R,t} \cdot R_{e,t} = \frac{2 \cdot 597,135 \cdot \frac{195,795}{2}}{1000} = 116,913 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Como los valores obtenidos son referentes a una sola rueda, para conocer el valor del par de frenado de cada eje, se debe multiplicar por dos este resultado, tal y como se detalla en la expresión Ec.( 37).

$$N_{f,eje,d} = 2 \cdot N_{f,d} = 2 \cdot 486,192 = 972,384 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$N_{f,eje,t} = 2 \cdot N_{f,t} = 2 \cdot 116,913 = 233,826 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### **G. FUERZA DE REACCIÓN EN LOS NEUMÁTICOS**

La fuerza de reacción que se produce en los neumáticos y que por tanto es la fuerza de frenado del vehículo, se obtiene mediante la expresión Ec.( 1).

$$F_{F,n,d} = \frac{N_{f,d}}{R_{n,d}} = \frac{486,192}{\frac{260}{1000}} = 1869,971 \text{ N}$$

$$F_{F,n,eje d} = 2 \cdot F_{F,n,d} = 2 \cdot 1869,971 = 3739,942 \text{ N}$$

$$F_{F,n,t} = \frac{N_{f,t}}{R_{n,t}} = \frac{116,913}{\frac{260}{1000}} = 449,666 \text{ N}$$

$$F_{F,n,eje t} = 2 \cdot F_{F,n,t} = 2 \cdot 449,666 = 899,332 \text{ N}$$

La fuerza total de frenado será la resultante del sumatorio de las fuerzas de frenado de cada rueda.

$$F_{F,TOTAL} = \sum F_{F(DI,DD,TI,TD)} = 1869,971 \cdot 2 + 449,666 \cdot 2 = 4639,273 \text{ N}$$

**H. DECELERACIÓN DEL VEHÍCULO Y DISTANCIA DE FRENADA**

Tras conocer la fuerza de frenado que ejercerá el vehículo es momento de averiguar la deceleración que sufre este y la distancia de frenado en una hipótesis de 100 km/h.

$$a_{fv} = \frac{F_T}{m_v} = \frac{4639,273}{250} = 18,56 \frac{m}{s^2}$$

$$D_f = \frac{v_v^2}{2 \cdot a_{fv}} = \frac{\left(\frac{100 \cdot 1000}{3600}\right)^2}{2 \cdot 18,56} = 20,790 \text{ m}$$

**I. COMPARATIVA FUERZAS Y PARES DE FRENADO**

Como se ha explicado, tanto la fuerza de frenado como los pares de frenado calculados en este apartado deben de ser inferiores los resultados ideales hallados en el apartado 7.2.1. Por ello a continuación se muestra en la siguiente tabla dicha comprobación, para saber si el diseño del sistema es óptimo.

Tabla 27. Comparativas entre los valores máximos y los calculados de las fuerzas y pares de frenado.

COMPARATIVA FUERZAS Y PARES	
DESCRIPCIÓN	IGUALDAD
FUERZA DE FRENADO EN EL EJE DELANTERO:	$F_{F,n,eje,d} \leq F_{F,d}$ 3739,942 N < 3752,60 N
FUERZA DE FRENADO EN EL EJE TRASERO:	$F_{F,n,eje,t} \leq F_{F,t}$ 899,332 N < 902,40 N
PAR DE FRENADO EN EL EJE DELANTERO:	$N_{f,eje,d} \leq N_{eje,d}$ 972,384 N · m < 975,68 N · m
PAR DE FRENADO EN EL EJE TRASERO:	$N_{f,t} \leq N_t$ 233,826 N · m < 234,63 N · m

Como se observa, los valores obtenidos con los elementos seleccionados, dan resultados prácticamente idénticos a los ideales. Por lo tanto, se puede considerar como una configuración casi perfecta, ya que se consigue apurar al máximo la frenada consiguiendo no bloquear frenos. A continuación, tal y como se ha comentado antes, se expone una tabla resumen tanto de los resultados de la alternativa 2 que se han expuesto en el presente apartado, como los obtenidos para la alternativa 4. Posteriormente se comentarán dichos resultados con la finalidad de decantarse por una de las dos opciones.

*Tabla 28. Resultados de las dos alternativas posibles.*

	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 4
$F_{sp}$	1632,000 N	1632,000 N
$F_{s,r,d}$	1060,800 N	1060,800 N
$F_{s,r,t}$	571,200 N	571,200 N
$P_{b,d}$	5,356 N/mm <sup>2</sup>	5,356 N/mm <sup>2</sup>
$P_{b,t}$	2,884 N/mm <sup>2</sup>	1,472 N/mm <sup>2</sup>
$F_{p,d}$	5409,586 N	5409,586 N
$F_{p,t}$	1456,427 N	1486,417 N
$F_{R,d}$	2217,930 N	2217,930 N
$F_{R,t}$	597,135 N	609,431 N
$N_{F,d}$	486,192 N·m	486,192 N·m
$N_{F,t}$	116,913 N·m	116,913 N·m
$N_{F,eje,d}$	972,385 N·m	972,385 N·m
$N_{F,eje,t}$	233,826 N·m	233,827 N·m
$F_{F,n,d}$	1869,971 N	1869,971 N
$F_{F,n,t}$	449,666 N	449,666 N
$F_{F,n,eje,d}$	3739,942 N	3739,942 N
$F_{F,n,eje,t}$	899,331 N	899,333 N
$F_{F,total}$	4639,273 N	4639,275 N
$a_{fv}$	18,557 m/s <sup>2</sup>	18,557 m/s <sup>2</sup>
$D_f$	20,790 m	20,790 m

Como se observa, los resultados obtenidos con las características de los elementos de la alternativa 4, se obtienen idénticos resultados en prácticamente todos los valores. Esto se debe que, aunque el diámetro efectivo del disco de esta alternativa sea más pequeño respecto al número 2, al seleccionar una pinza trasera de doble pistón se aumenta la superficie de contacto con el disco, contrarrestando las posibles pérdidas de trabajar en un radio menor.

Por lo tanto, para decidir que alternativa montar se deben tener en cuenta otros factores aparte de estos resultados, ya que son iguales. Por ello se muestra una tabla resumen con los lados positivos y negativos de ambas versiones en referencia a la ergonomía del pedal, la refrigeración, distancia de frenado y precio del conjunto de las pinzas.

*Tabla 29. Selección de la mejor alternativa.*

	ALTERNATIVA 2	ALTERNATIVA 4
Ergonomía Pedal	✓	✓
Refrigeración	✓	✓
Distancia de frenado	✓	✓
Precio	✓	✗

Al montar ambas versiones un pedal con una relación de pedal de 5,44:1, las dos se consideran opciones óptimas para la ergonomía del piloto. En cuanto a la capacidad de refrigeración, ambas opciones ofrecen una óptima liberación del calor, y por lo tanto se dan como válidas las dos opciones. Aunque en teoría será ligeramente mejor la alternativa 2. Esto se debe a que trabaja en un radio efectivo de los discos traseros más próximo al radio nominal de estos. Sin embargo, la ventaja sería mínima ya que apenas son 5 mm de diferencia, y por lo tanto no se obtendrían ventajas suficientes como para catalogar que una versión es más óptima que la otra. La distancia de frenado como se ha observado anteriormente en los cálculos es idéntica en ambos casos. La última posible comparativa entre ambas reside en el precio del conjunto de elementos que las forman, como son las pinzas de freno, pastillas, bomba de freno y pedalera, donde en este caso sí que se obtiene una diferencia considerable. El conjunto de elementos de la alternativa 2 tiene un valor de su conjunto de 2435,66 €, mientras que la alternativa 4 asciende hasta los 3124,40 €. Por lo tanto, se decide montar la disposición número 2, ya que se consigue ahorrar casi 700 €, cumpliendo así el objetivo de realizar un diseño de bajo coste.

## **7.3 CIRCUITO HIDRÁULICO**

Una vez realizados los cálculos, la siguiente tarea a realizar es conocer tanto los elementos que conforman el circuito hidráulico, el cual está compuesto de latiguillos (conductos) y distintos conectores. El objetivo del presente apartado es describir la trayectoria a seguir por el circuito, es decir, detallando en cada momento los elementos que se utilizan y la cantidad de estos, así como el montaje de todos ellos.

### **7.3.1 MONTAJE, CONDUCTOS Y CONECTORES**

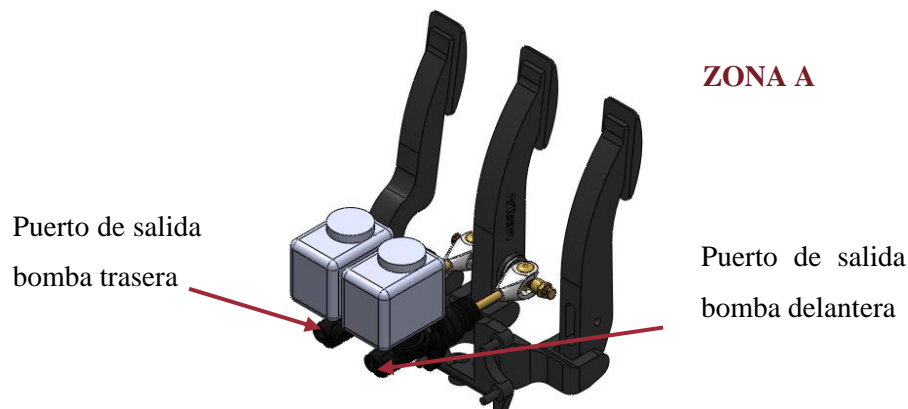
Para describir el montaje de manera más simple, se divide el sistema hidráulico en tres partes. La primera, “Zona A”, es la parte de la pedalera, más concretamente aquella correspondiente a la salida de la bomba de frenos. La segunda, la denominada “Zona B” es aquella que está situada en el eje delantero, es decir, la formada por el conjunto disco-pinza delantero. Y la última, “Zona C”, es para los elementos del conjunto disco-pinza trasero. Para todas las piezas del circuito hidráulico, se decide adquirirlas a la empresa líder del sector, como es Goodridge. Para seleccionar estos elementos se utiliza el catálogo disponible en su web “Performance Parts Catalogue” [ 8 ].

El conducto seleccionado para transportar el líquido de frenos desde la bomba hasta las pinzas de freno, es el latiguillo de la serie 600, concretamente el modelo 600-03. Es un conducto flexible recubierto de acero trenzado, de 3,5 mm de diámetro interior, y 6,45 mm de diámetro exterior. El material del conducto es teflón, capaz de soportar altas presiones, con una presión de trabajo de 290 bares y una presión máxima a soportar de 870 bar. Este material es capaz de soportar desde temperaturas por debajo de cero hasta altas, con un rango de trabajo desde -70 °C hasta 260 °C. Por último, cabe destacar su ligero peso, tan solo 0,045 kg/m; y el precio por metro de conducto sin impuestos añadidos de 13,77 €.

### A. ZONA 1: BOMBA DE FRENOS

La denominada zona 1, estará formada por los elementos que formarán el circuito hidráulico a la salida de la bomba de freno. Antes de comenzar a detallar el montaje, cabe señalar que se empleará un solo latiguillo desde la bomba de freno del eje trasero, con la intención de ahorrar en metros de conducto, siendo por tanto en la zona 3, posteriormente comentada, donde se realizará la división para cada rueda.

El primer punto a comentar, es el tamaño de las roscas de los puertos de salida de la bomba de freno, siendo un puerto AN-3 cuyo tamaño de rosca es de 3/8" x24. La zona 1 está formada por las dos bombas, la primera de ellas enviará la presión al eje delantero y la bomba 2 al trasero. Las pinzas de freno utilizadas en el eje delantero tienen dos entradas para el circuito hidráulico, ya que se trata de una pinza de pistón doble 2x2, mientras que las pinzas traseras son simples y como resultado solo tienen una entrada. Por lo tanto, en el eje delantero se necesitan cuatro conductos, por ello y para simplificar el diseño, a la salida de la bomba 1 se realizará una bifurcación. Comenzando con el montaje, a la salida del puerto de la bomba 1 se emplea un conector llamado "Double banjo bolt", el cual tiene dos salidas por las cuales se distribuye el líquido de frenos. Al extremo de este se instalarán dos conectores denominados "45° Banjo extended neck", que distribuirán cada uno a un latiguillo de los cuales se dirigen a las dos ruedas delanteras. En el caso de la bomba 2, al solo tener que mandar un conducto hasta el eje trasero, no es necesario emplear un repartidor de flujo doble. En este caso se emplea la versión simple del conector utilizado en el puerto de salir de la bomba 1, denominado "Single banjo bolt". Y al tener tan solo una salida de flujo, tan solo se necesita en este caso un "45° Banjo extended neck".

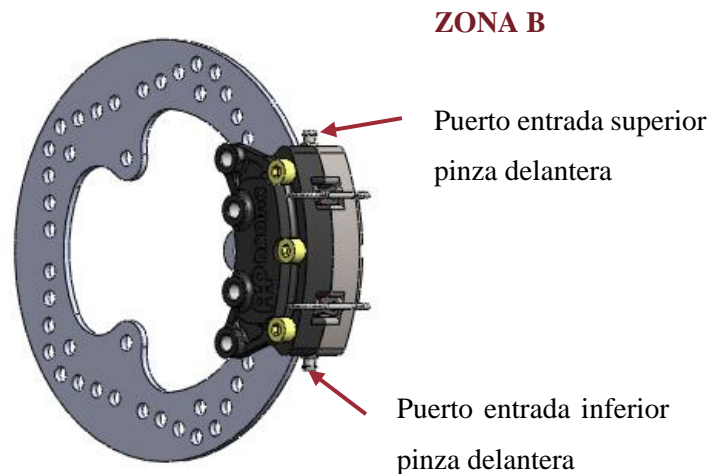


*Figura 34. Elementos que forman la Zona A del circuito hidráulico.  
Fuente: [Elaboración propia]*

## **B. ZONA 2: EJE DELANERO**

Una vez conocidos los conductos que llegan desde la bomba al eje delantero, es decir, un latiguillo a cada rueda, es momento de conocer cómo se realiza la conexión a las pinzas de freno. Se realiza el mismo montaje para ambas ruedas, por lo tanto, se explica una única vez. Una vez se obtiene el latiguillo desde la zona 1, y como ya se conoce que la pinza delantera tiene dos puertos de entrada, es necesario hacer una bifurcación en los conductos. Para ello se emplea un componente que tiene una rosca hembra de 3/8"x24 denominado "Straight female concave seat". A este elemento se une el conector encargado de repartir el fluido para las dos entradas de la pinza, el cual se llama "Re-usable tee fitting with male JIC/UNF". Se trata de un elemento en forma de T, que tiene un cabezal con una rosca macho de 3/8"x24, y dos extremos que distribuyen el líquido de frenos a los latiguillos.

Por último, solo queda unir los latiguillos a los puertos de entrada de las pinzas de freno. La métrica de estos puertos es de M10, por lo tanto, se empleará el conector denominado "Banjo Straight extended neck" y al extremo de este se conecta un "Single banjo bolt metric" para poder realizar la unión a la pinza. Recordar que al haber en la pinza dos entradas, los elementos son el doble. Siendo ésta la última parte del montaje del eje delantero.

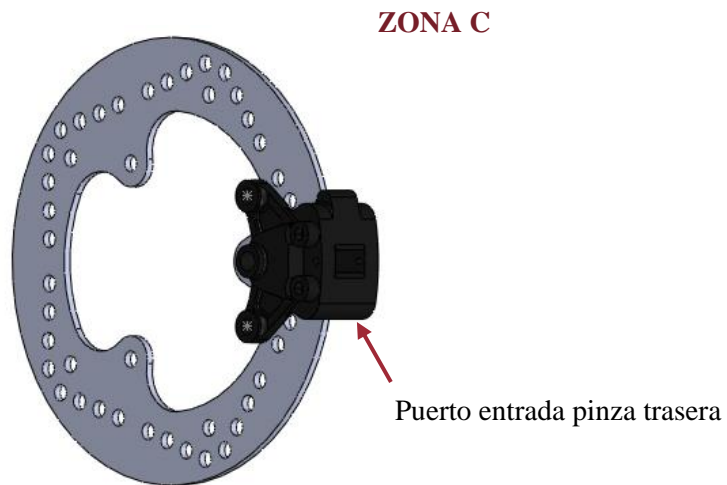


*Figura 35. Elementos que forman la Zona B del circuito hidráulico.  
Fuente: [Elaboración propia]*

### C. ZONA 3: EJE TRASERO

Por último, se describe el montaje de la zona 3, referente a la zona trasera del monoplaça. El sistema es similar al realizado en la zona 2, empleando para realizar la repartición del fluido en dos latiguillos independientes, los elementos “Straight female concave seat” y “Re-usable tee fitting with male JIC/UNF”. Tal y como sucede con la zona anterior, al tratarse de dos extremos con las mismas características se describe uno de ellos, y el otro sería aplicar el mismo sistema.

En este caso y tal y como se ha comentado anteriormente ya, las pinzas traseras disponen de un único puerto de entrada. Por lo tanto, no es necesario volver a dividir el flujo como sucede con la zona 2. En este caso, se utilizan de nuevo el conector “Banjo Straight extended neck” y al extremo de este el “Single banjo bolt metric”, uniéndolo así a la pinza, y dando por finalizado el montaje de todo el circuito hidráulico del sistema de frenado del monoplaça.



**Figura 36.** Elementos que forman la Zona C del circuito hidráulico.  
Fuente: [Elaboración propia]



### **7.3.2 OBTENCIÓN DE LA CANTIDAD DE CONDUCTO NECESARIA**

Para conocer los metros de conducto que se necesita adquirir, se emplea el programa de diseño Autodesk Inventor, y se realiza un ensamblaje de todos los elementos utilizados anteriormente en el cálculo del sistema de frenado, así como el chasis del equipo, que como se ha comentado anteriormente se realizó por el departamento de chasis del equipo y que forma parte del TFG “Vehículo de competición Formula SAE: Diseño y optimización del chasis” [ 11 ]. Con este ensamblaje tanto del sistema de frenado como del chasis, se busca obtener de manera más precisa los metros de conducto mínimos necesarios para poder realizar una correcta conexión de todos los elementos. Este dato es necesario, ya que los latiguillos para posteriormente realizar el presupuesto final, es necesario tener una idea sobre los metros a adquirir.

Los conductos se diseñan para ir en la misma dirección que los tubos que conforman el chasis, evitando una posible interacción tanto del piloto como de cualquier otro elemento. Para evitar utilizar más conducto, se utilizará un único latiguillo para transportar la presión desde la bomba hasta el eje trasero. Una vez ahí se realizará la división para cada rueda.

Como se ha comentado, la intención es conocer de manera más precisa la cantidad a adquirir, pero se realizará un pedido superior al mínimo para evitar tanto posibles cambios futuros del recorrido del circuito como algún problema surgido durante la instalación. Se trata por tanto de una versión inicial. En la siguiente imagen, se muestra este diseño inicial, donde se dictamina que la cantidad de metros mínima a adquirir debe ser de 4,9. Aplicando un margen de error, se decide comprar una cantidad de 6 metros, ya que tan solo se puede adquirir por metro.

Para evitar confusiones y mejorar la visualización, se han modificado los colores a los elementos en el ensamblaje de los elementos. Los conductos del eje delantero están en color azul, los del eje trasero están coloreados de morado, mientras que el chasis se muestra en amarillo. Como se observa la trayectoria a seguir para el conducto del eje trasero, es simultánea a las barras que forman el chasis, para evitar interferencias.

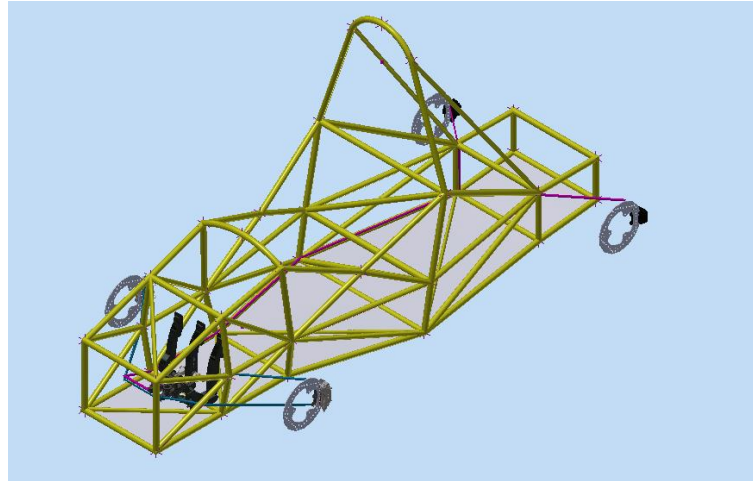


Figura 37. Diseño inicial de la trayectoria del circuito hidráulico.  
Fuente: [Elaboración propia]

## 7.4 CUADRO RESUMEN DE LOS ELEMENTOS SELECCIONADOS

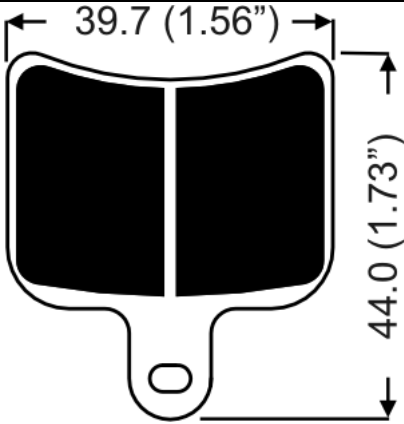
Una vez realizados los diseños del circuito hidráulico y hecho los cálculos y comprobado que los elementos que se han seleccionado en un primer momento son correctos, se realiza un cuadro resumen de todas estas piezas que conforman el sistema. En esta recopilación se omite tanto la cantidad a utilizar de cada elemento como el precio de este, ya que esto formará parte del presupuesto final. Lo que se puede encontrar es el nombre de la pieza seleccionada, una tabla con las principales características y una imagen del elemento.

Tabla 30. Cuadro resumen de todos los elementos seleccionados para el sistema de frenado.

DISCO DE FRENO DELANTERO Y TRASERO		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	NG Brake Disc
	MODELO	084
	MATERIAL	Acero inoxidable
	Ø EXTERNO	220 mm
	Ø INTERNO	148 mm
	ESPEJOR	4 mm
	PESO	0,721 kg

PINZA DE FRENO DELANTERA		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	AP Racing
	MODELO	CP4227
	Nº PISTONES	2X2
	Ø PISTÓN	25,4 mm
	ÁREA PISTÓN	20,27 cm <sup>2</sup>
	PESO	0,5 kg

PINZA DE FRENO TRASERA		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	AP Racing
	MODELO	CP4226
	Nº PISTONES	1X1
	Ø PISTÓN	25,4 mm
	ÁREA PISTÓN	10,1 cm <sup>2</sup>
	PESO	0,24 kg

PASTILLAS DE FRENO DELANTERAS Y TRASERAS		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	AP Racing
	MODELO	CP4226D27-RQ3
	MATERIAL	RQ3
	COEF. FRICCIÓN	0,41
	ESPEJOR MAT.	7 mm
	ALTURA MAT.	26,84 mm
	ÁREA MATERIAL	9,4 cm <sup>2</sup>
	ANCHURA PAST.	39,7 mm
ALTURA PAST.	44 mm	


PEDALERA		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	Tilton
	MODELO	72-603
	MATERIAL	Aluminio forjado
	RELACIÓN PEDAL	5,44:1
	PESO CONJUNTO	2,5 kg
	REP. DE FRENADA	72-260


KITS BOMBA DE FRENO EJE DELANTERO Y TRASERO		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	Tilton
	MODELO	75-625U
	DIÁMETRO PISTÓN	15,88 mm
	PESO	0,286 kg
	Nº DEP. INCLUIDOS	2
	CAPACIDAD DEP.	120 ml / 200 ml

CABLE REGULADOR DE FRENADA		
	CARACTERÍSTICAS	
	MODELO	72-509
	PESO	0,4 kg
	COLOR	Rojo
	LONGITUD CABLE	1,83 m
	ACLOPADORES	Sí


LÍQUIDO DE FRENOS		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	Tilton
	MODELO	TBR-1
	PTO. EBULLICIÓN	310 °C
	COMPRESIBILIDAD	Baja
	LUBRICIDAD	Alta
	TAMAÑO BOTE	250 ml


LATIGUILLO FLEXIBLE PTFE HOSE 600 SERIES		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	Goodridge
	MODELO	600-03
	MAT. INTERIOR	Teflón
	MAT. EXTERIOR	Acero trenzado
	Ø INTERIOR	3,5 mm
	Ø EXTERIOR	6,45 mm
	RANGO PRESIÓN	290 Bar / 870 Bar
	RANGO Tª	-70 °C / 260 °C
PESO	0,045 kg/m	


CONECTOR DOUBLE BANJO BOLT		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	Goodridge
	MODELO	773-03
	MATERIAL	Acero galvanizado
	TAMAÑO ROSCA	3/8"x24 UNF
	LONGITUD	30 mm


CONECTOR SINGLE BANJO BOLT		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	Goodridge
	MODELO	775-03
	MATERIAL	Acero galvanizado
	TAMAÑO ROSCA	3/8"x24 UNF
	LONGITUD	20 mm

CONECTOR 45° BANJO EXTENDED NECK		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	Goodridge
	MODELO	5094-03
	MATERIAL	Acero galvanizado
	TAMAÑO ROSCA	3/8"x24 UNF
	TAMAÑO LATIG.	-03

CONECTOR STRAIGHT FEMALE CONCAVE SEAT		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	Goodridge
	MODELO	6001-02-03
	MATERIAL	Acero galvanizado
	TAMAÑO ROSCA	3/8"x24 UNF

CONECTOR RE-USABLE TEE FITTING WITH MALE JIC/UNF		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	Goodridge
	MODELO	5131-03
	MATERIAL	Acero inoxidable
	TAMAÑO ROSCA	3/8"x24 UNF
TAMAÑO LATIG.	-03	

CONECTOR BANJO STRAIGHT EXTENDED NECK		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	Goodridge
	MODELO	5092-03
	MATERIAL	Acero galvanizado
	TAMAÑO ROSCA	M10
TAMAÑO LATIG.	-03	

CONECTOR SINGLE BANJO BOLT METRIC		
	CARACTERÍSTICAS	
	MARCA	Goodridge
	MODELO	992-03-31
	MATERIAL	Acero galvanizado
	TAMAÑO ROSCA	M10x1.00
LONGITUD	20 mm	

## **8 PLIEGO DE CONDICIONES**

---

Un monoplaza de competición S.A.E/Formula Student, se diseña a partir de ciertos requisitos exigidos, ya sea por la normativa de la propia competición, o por el propio equipo, impuestos por ciertas necesidades de diseño. Por lo tanto, las condiciones a las cuales están sujetas el sistema de frenado del presente proyecto, se exponen a continuación:

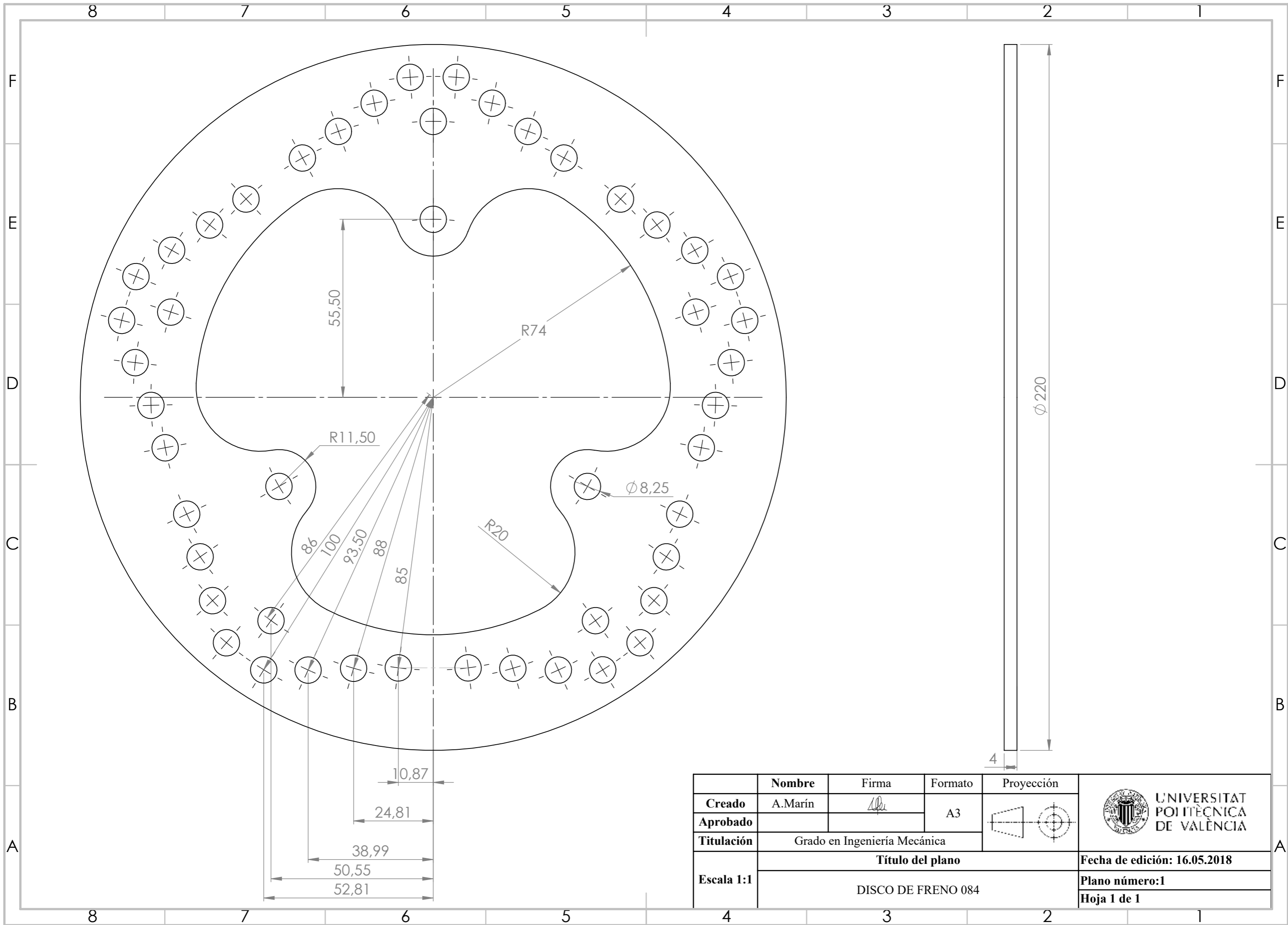
- A. El monoplaza debe equipar un sistema de frenado capaz de actuar sobre las cuatro ruedas de éste.
- B. El sistema de frenado debe ser accionado por un único mando de control, en este caso, por parte del pedal de freno.
- C. El vehículo debe tener dos circuitos hidráulicos independientes, que actúen ambos por separado para que, ante una posible avería de uno de ellos, el otro sea capaz de seguir trabajando sin problema y poder detener el monoplaza.
- D. Cada circuito debe tener un depósito para el líquido de frenos, bien mediante dos depósitos independientes o mediante un depósito dividido internamente en dos departamentos distintos.
- E. El sistema de frenos debe ser capaz de bloquear las cuatro ruedas del vehículo.
- F. Los sistemas de frenos electrónicos, denominados “Brake by wire”, están totalmente prohibidos.
- G. Los conductos hidráulicos de plástico sin blindaje de protección están totalmente prohibidos.
- H. El pedal de freno estará diseñado para soportar una fuerza máxima de 2.000 N, sin embargo, el equipo establece que el piloto ejerce una fuerza de 300 N para evitar la fatiga durante los eventos.
- I. Los materiales que debe estar fabricado el pedal de freno serán: acero, aluminio o mecanizado de acero, aluminio o titanio.
- J. El anclaje y localización del pedal de freno en el monoplaza no debe interferir sobre ningún otro elemento del vehículo, así como en la correcta ergonomía de éste sobre el piloto.




- K. Se diseña el sistema de frenos para que el conjunto pinza-disco situado en las ruedas del monoplaza no tenga unas dimensiones superiores al diámetro interno de la llanta, en el caso del equipo se establecen unas llantas de trece pulgadas.
- L. Se debe realizar el diseño para un sistema de frenado lo menos pesado posible, pero a la vez sea sencillo y ofrezca crédito de poder completar todos los eventos con garantías. Con esto se consigue reducir considerablemente el peso del monoplaza, así como simplificar tareas de reparación o mantenimiento del sistema.
- M. Se establecen una dimensión de partida para la batalla del vehículo, es decir, la distancia entre ejes, de 1660 mm y una altura del centro de gravedad de 250 mm.
- N. El peso en conjunto del monoplaza será de 250 kg.

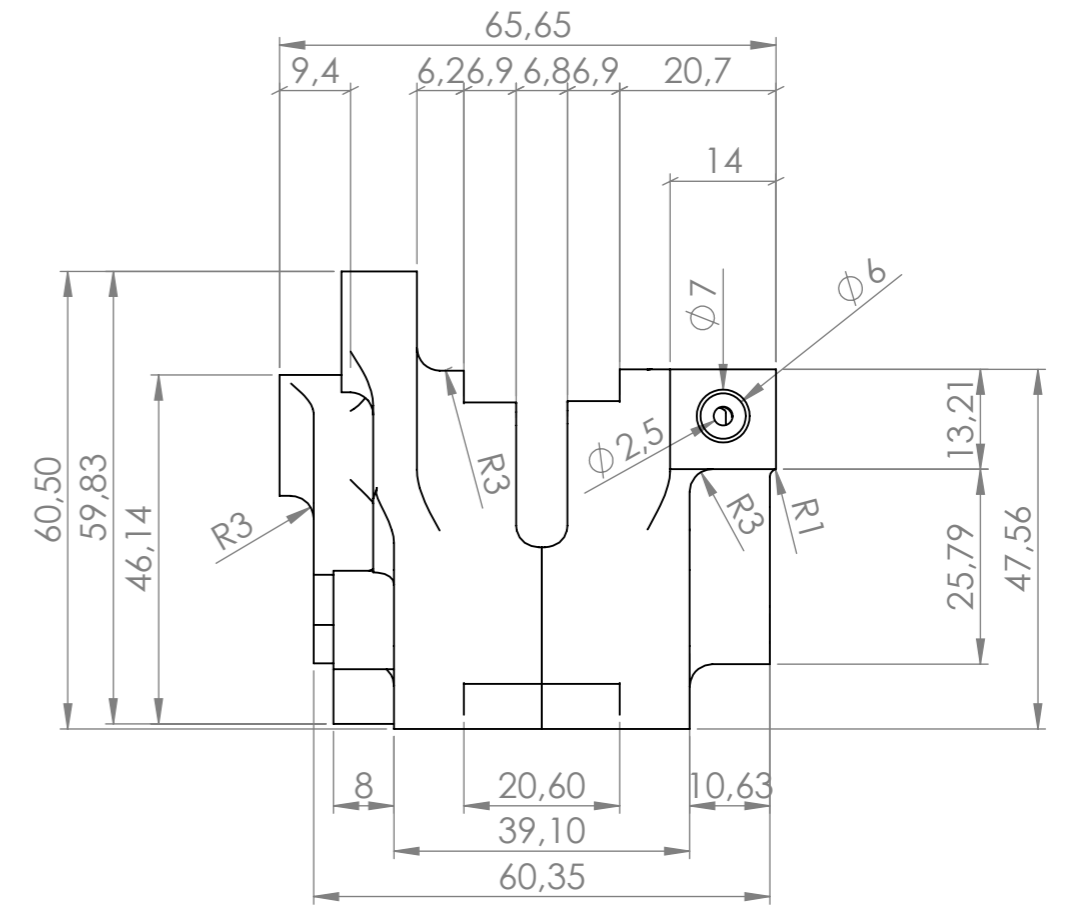
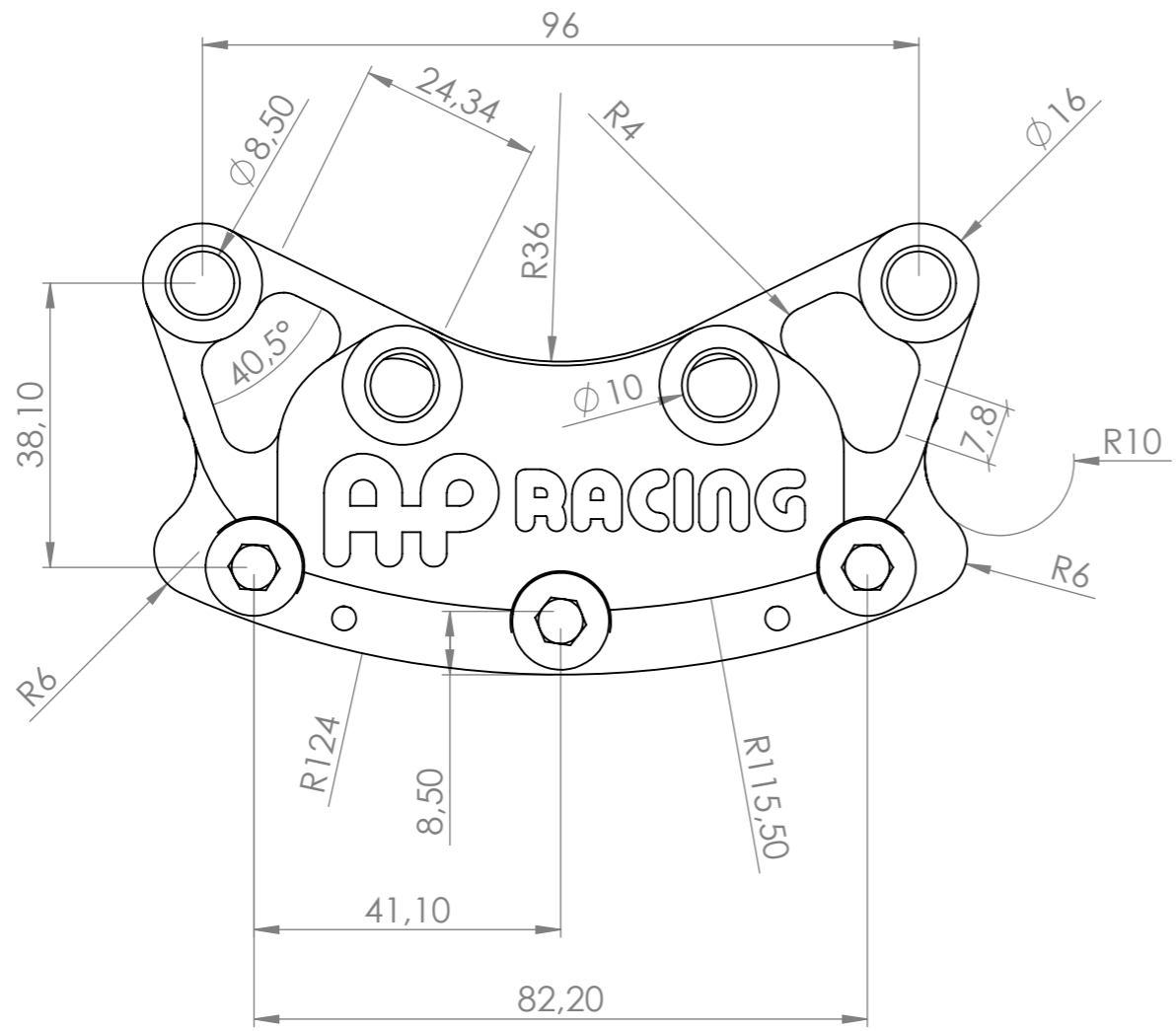
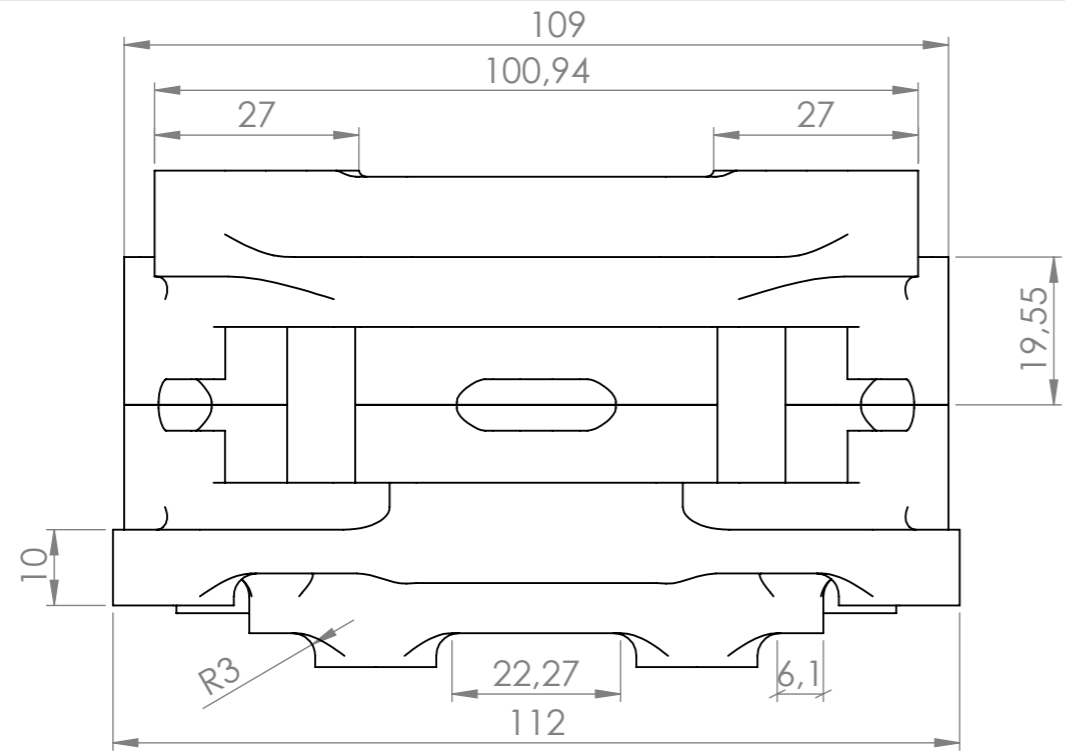




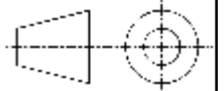
## **9 PLANOS**

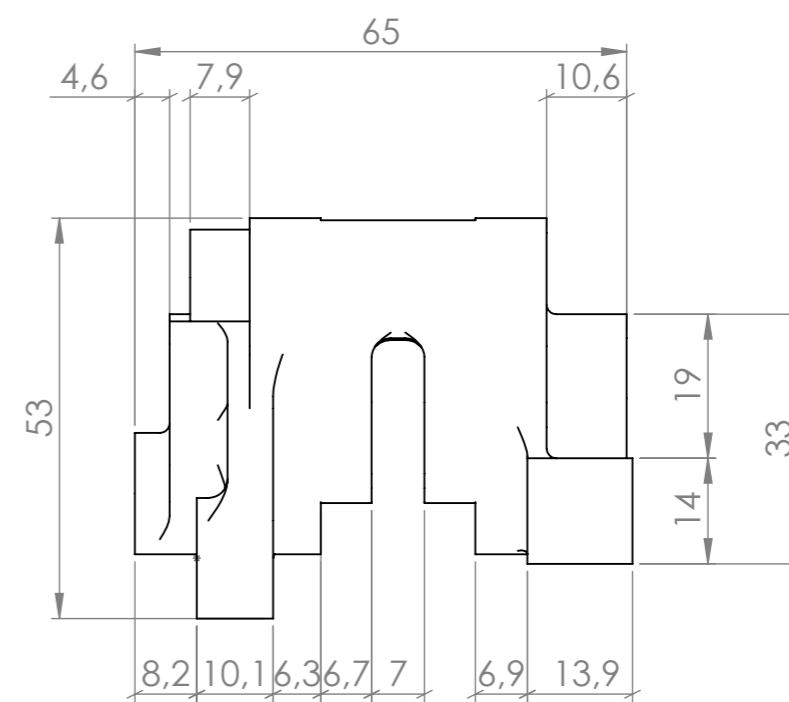
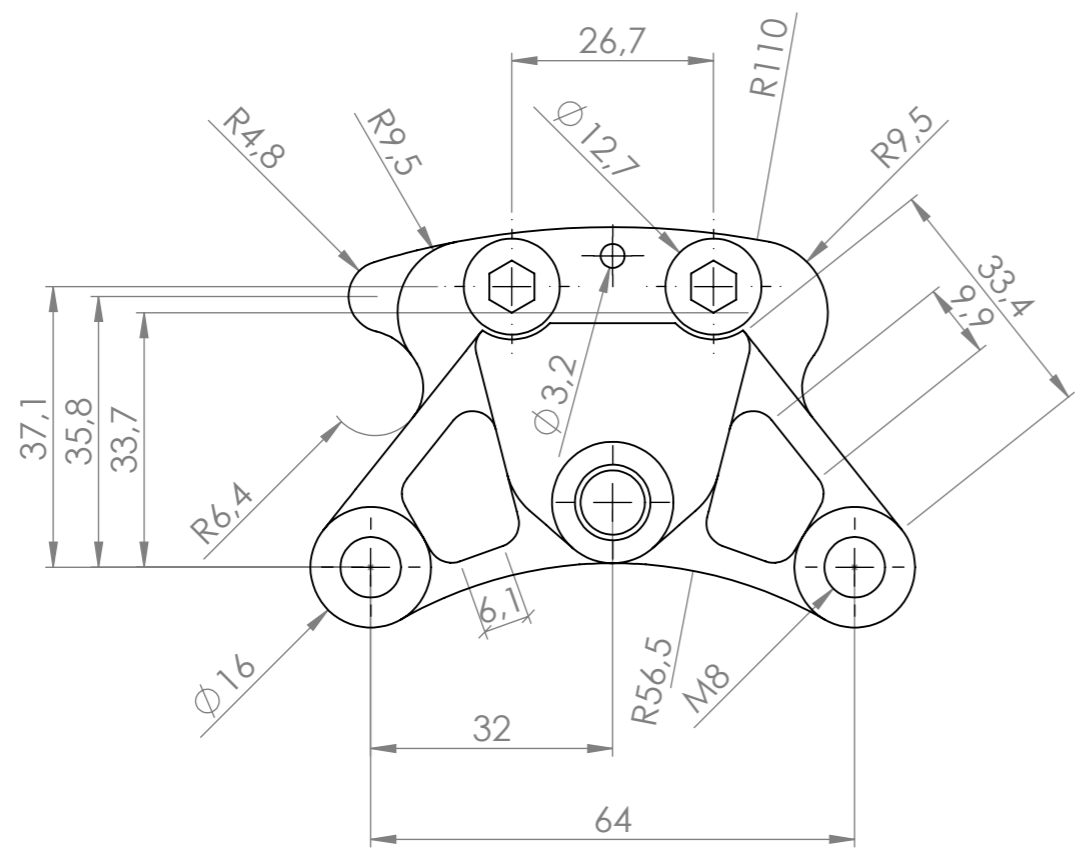
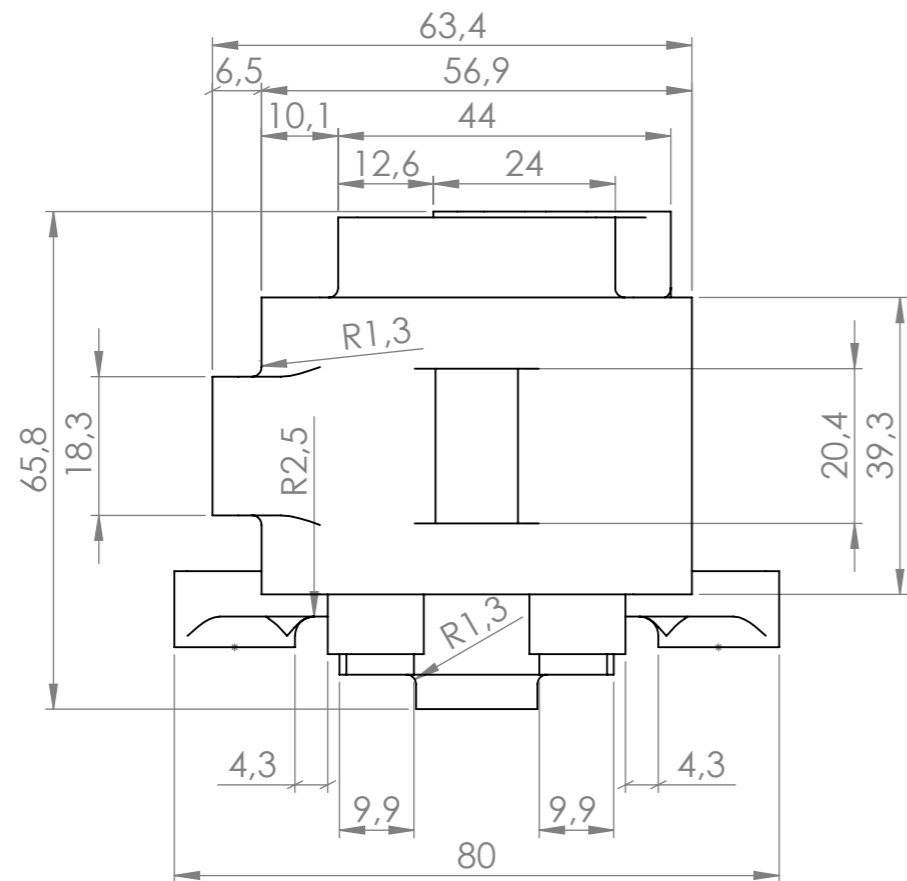
---



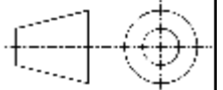


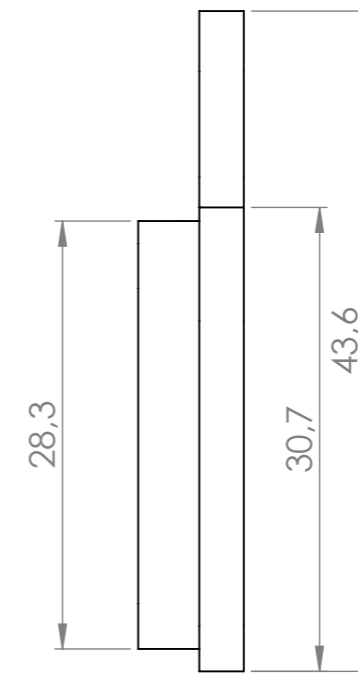
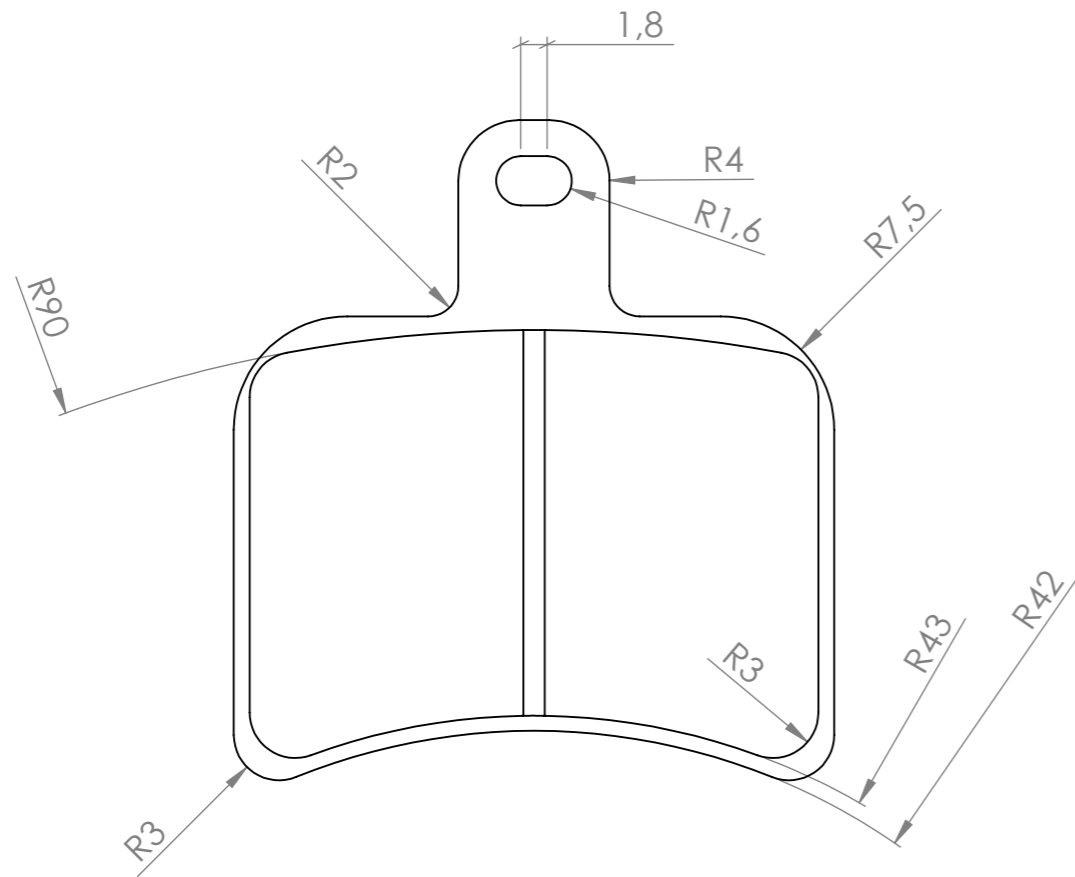
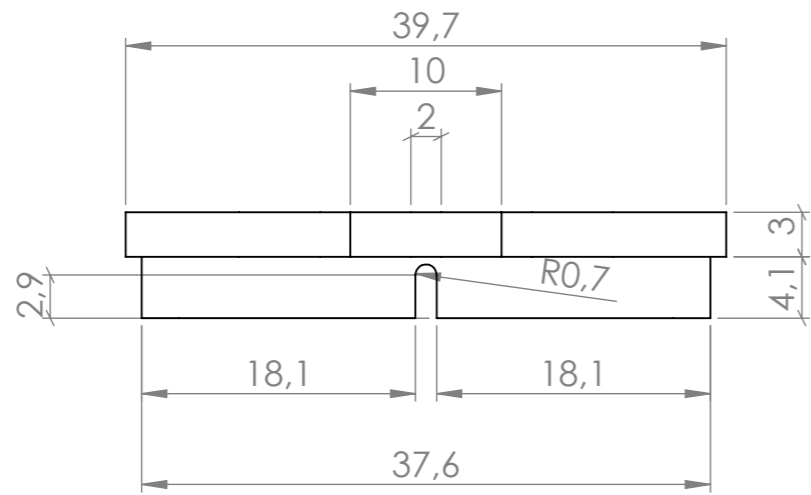
	Nombre	Firma	Formato	Proyección	 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>
<b>Creado</b>	A.Marín		A3		
<b>Aprobado</b>					
<b>Titulación</b>	Grado en Ingeniería Mecánica				<b>Fecha de edición: 16.05.2018</b>
<b>Escala 1:1</b>	<b>Título del plano</b>				<b>Plano número:1</b>
	DISCO DE FRENO 084				<b>Hoja 1 de 1</b>



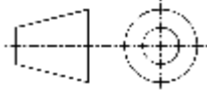


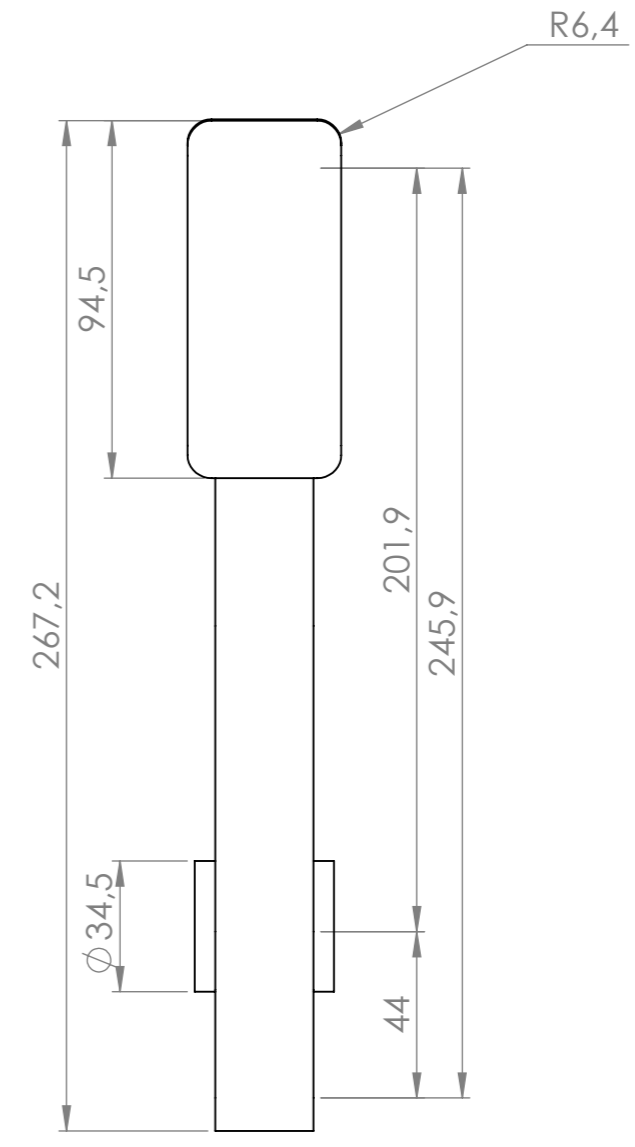
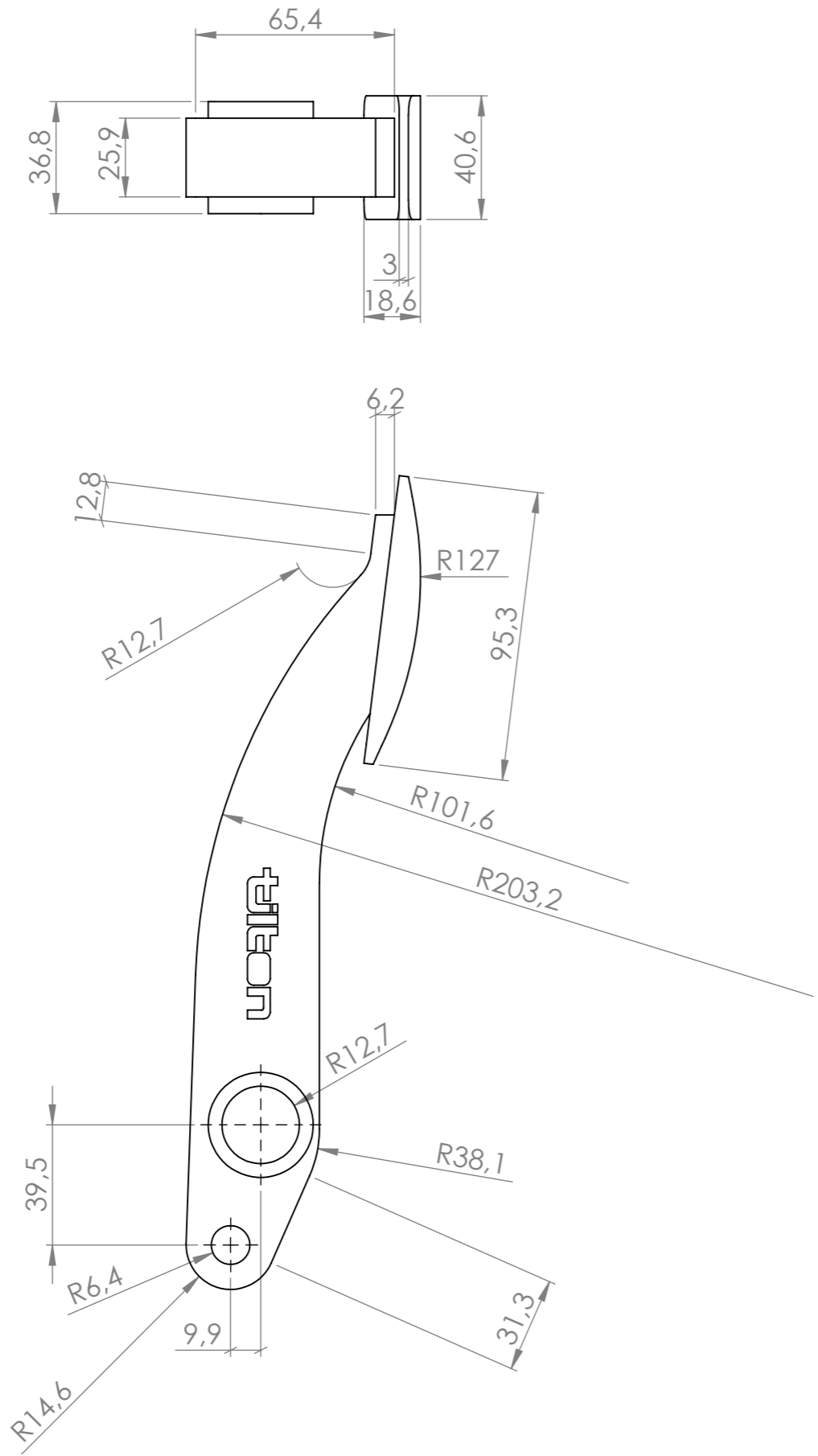
	Nombre	Firma	Formato	Proyección	 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>
<b>Creado</b>	A.Marín		A3		
<b>Aprobado</b>					
<b>Titulación</b>	Grado en Ingeniería Mecánica				<b>Fecha de edición: 16.05.2018</b>
<b>Escala 1:1</b>	<b>Título del plano</b>				<b>Plano número:2</b>
	PINZA DE FRENO 2X2				<b>Hoja 1 de 1</b>



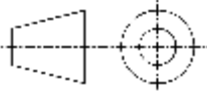


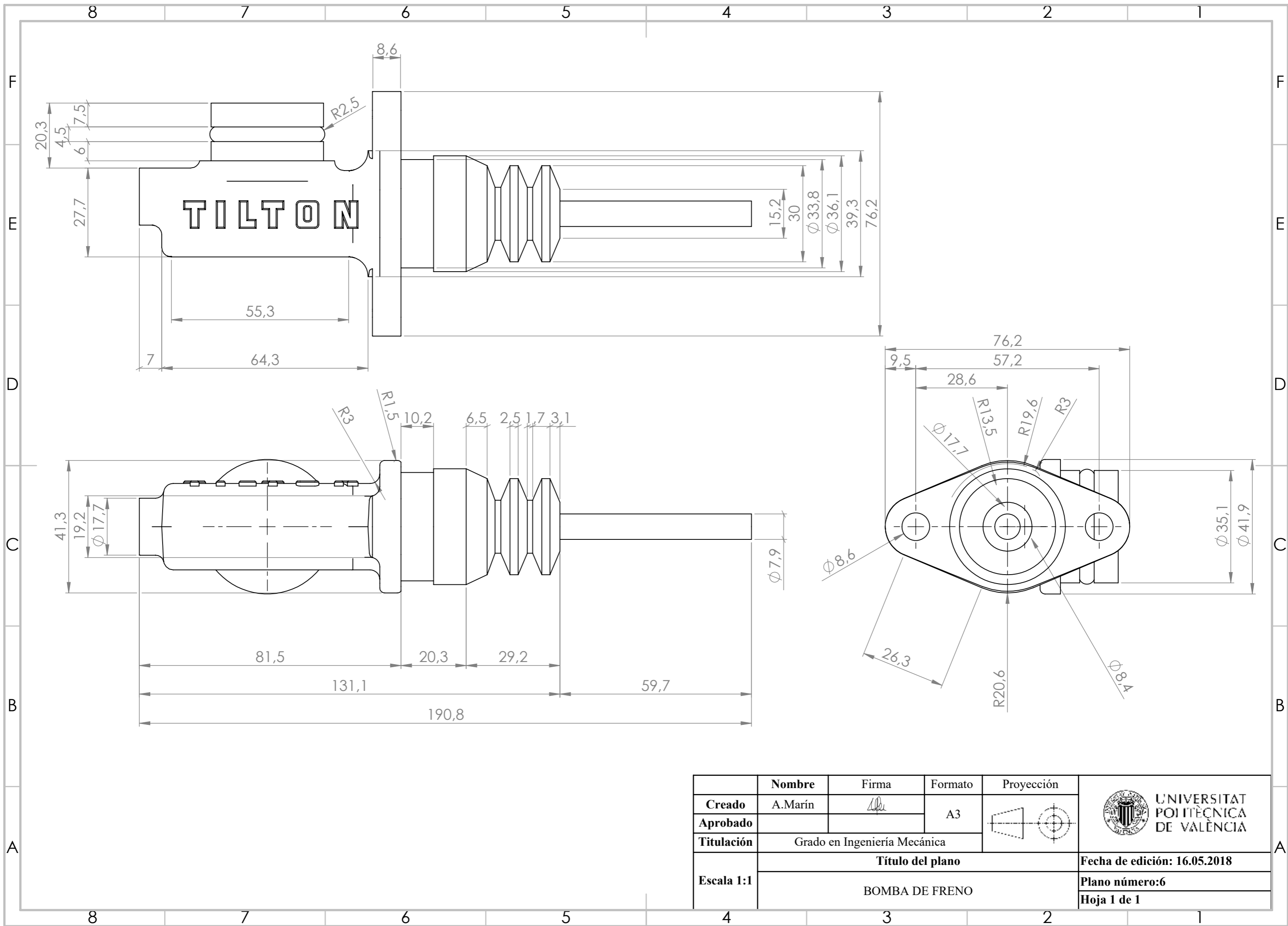
	Nombre	Firma	Formato	Proyección	 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>
<b>Creado</b>	A.Marín		A3		
<b>Aprobado</b>					
<b>Titulación</b>	Grado en Ingeniería Mecánica				
<b>Escala 1:1</b>	<b>Título del plano</b>				<b>Fecha de edición: 16.05.2018</b>
	PINZA DE FRENO 1X1				<b>Plano número:3</b>
					<b>Hoja 1 de 1</b>






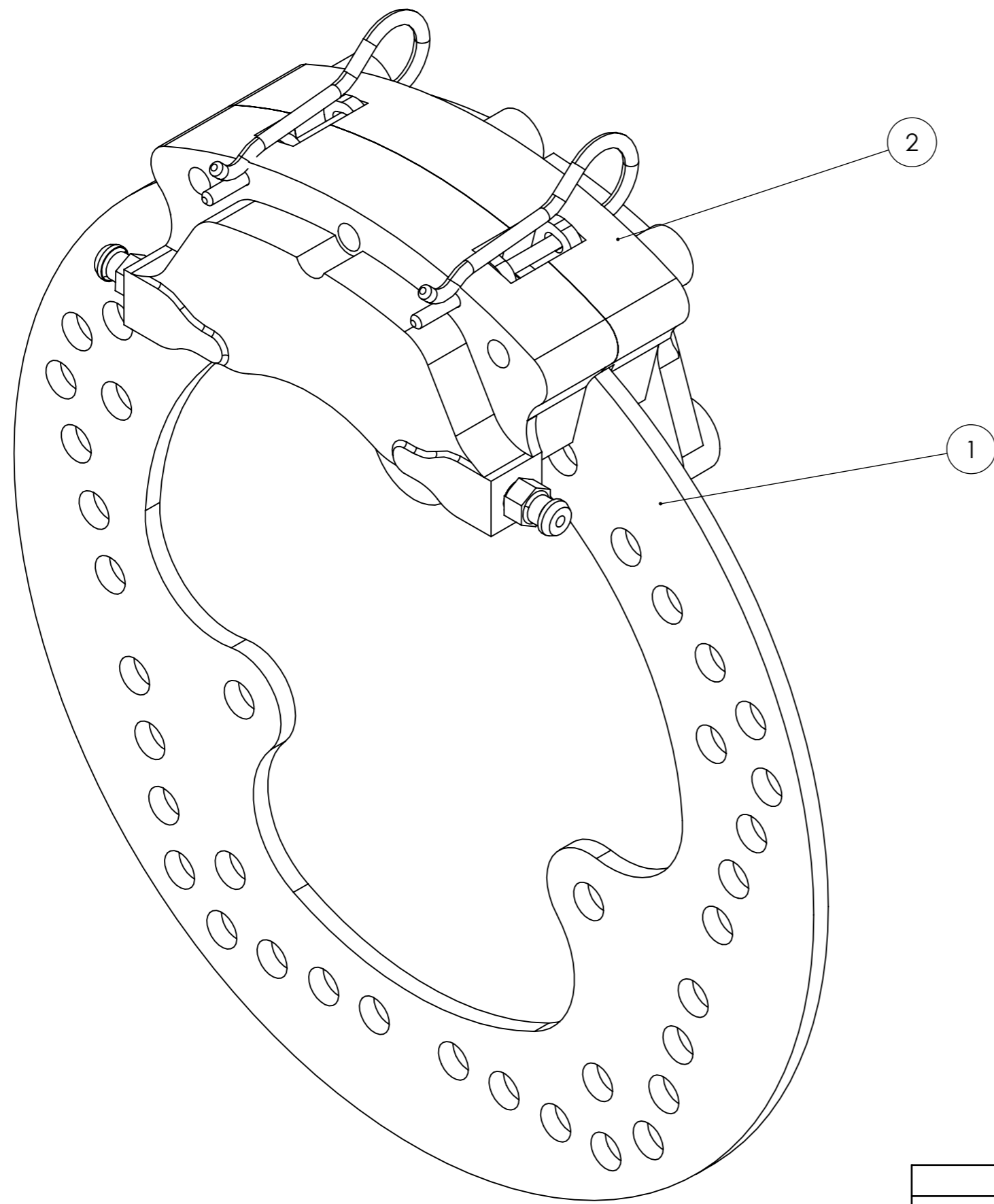
	Nombre	Firma	Formato	Proyección	 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>
<b>Creado</b>	A.Marín		A3		
<b>Aprobado</b>					
<b>Titulación</b>	Grado en Ingeniería Mecánica				<b>Fecha de edición: 16.05.2018</b>
<b>Escala 2:1</b>	<b>Título del plano</b>				<b>Plano número:4</b>
	PASTILA DE FRENO				<b>Hoja 1 de 1</b>





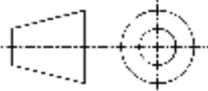
	Nombre	Firma	Formato	Proyección	 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>
<b>Creado</b>	A.Marín		A3		
<b>Aprobado</b>					
<b>Titulación</b>	Grado en Ingeniería Mecánica				
<b>Escala 1:2</b>	<b>Título del plano</b>				<b>Fecha de edición: 16.05.2018</b>
	PEDAL DE FRENO				<b>Plano número:5</b>
					<b>Hoja 1 de 1</b>



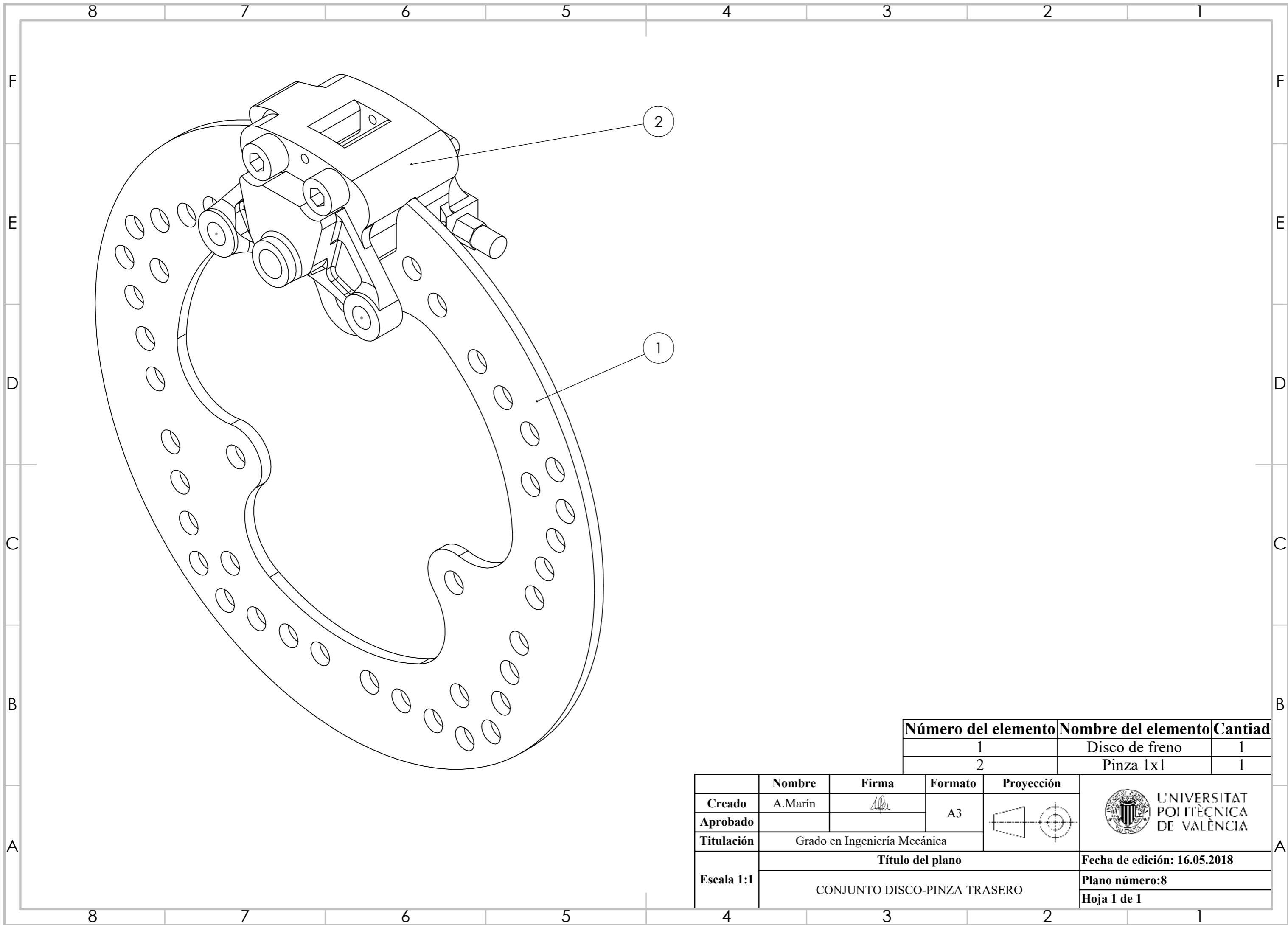
	Nombre	Firma	Formato	Proyección	 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>
<b>Creado</b>	A.Marín		A3		
<b>Aprobado</b>					
<b>Titulación</b>	Grado en Ingeniería Mecánica				
<b>Escala 1:1</b>	Título del plano			Fecha de edición: 16.05.2018	
	BOMBA DE FRENO			Plano número:6	
				Hoja 1 de 1	





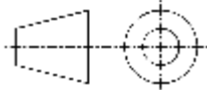
Número del elemento	Nombre del elemento	Cantiad
1	Disco de freno	1
2	Pinza 2x2	1

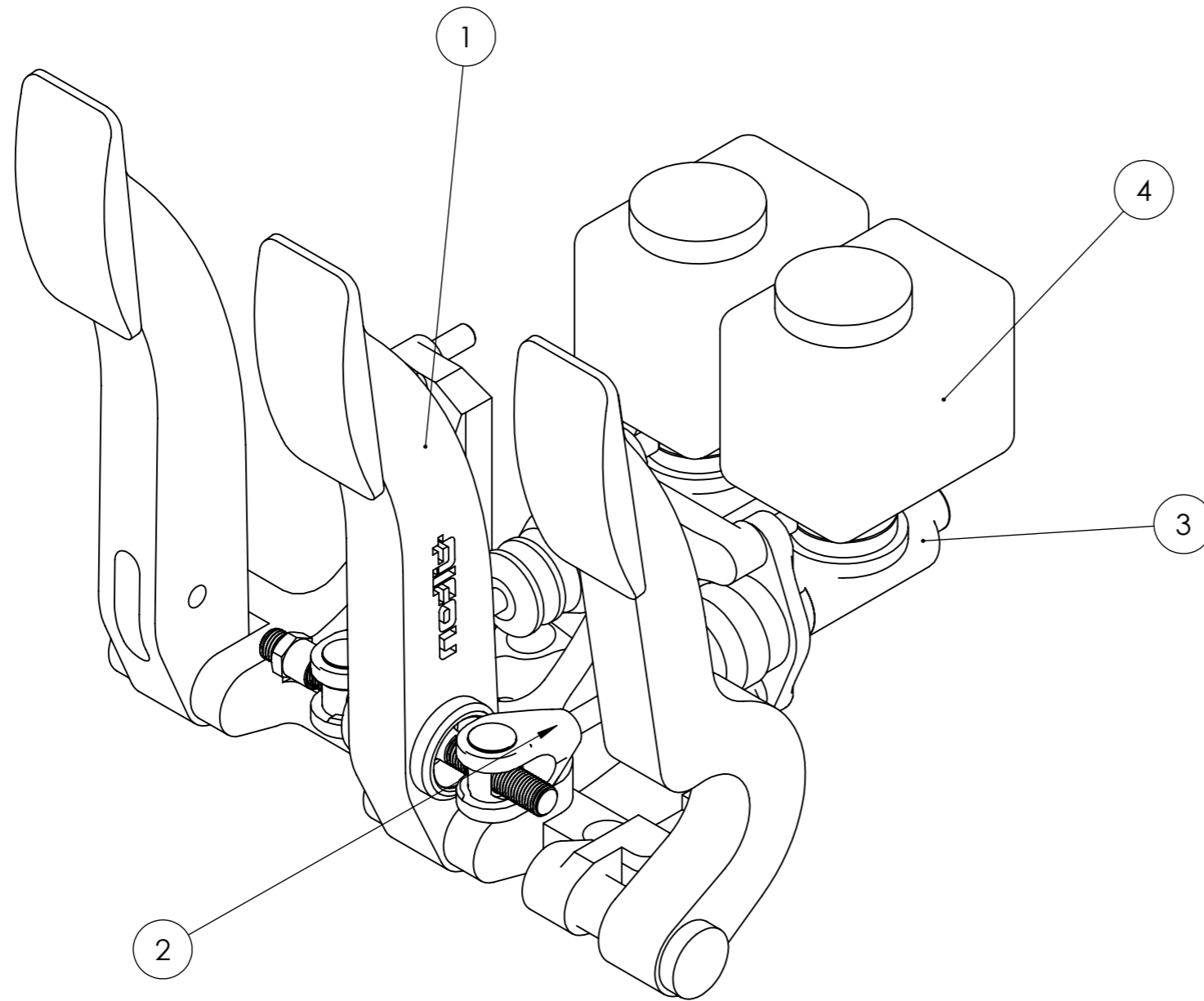
	Nombre	Firma	Formato	Proyección	 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>
<b>Creado</b>	A.Marín		A3		
<b>Aprobado</b>					
<b>Titulación</b>	Grado en Ingeniería Mecánica				
<b>Escala 1:1</b>	<b>Título del plano</b>				<b>Fecha de edición: 16.05.2018</b>
	CONJUNTO DISCO-PINZA DELANTERO				<b>Plano número:7</b>
					<b>Hoja 1 de 1</b>





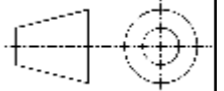


Número del elemento	Nombre del elemento	Cantidad
1	Disco de freno	1
2	Pinza 1x1	1

Creado	Nombre	Firma	Formato	Proyección	 UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
Aprobado	A. Marín		A3		
Titulación	Grado en Ingeniería Mecánica				Fecha de edición: 16.05.2018
Escala 1:1	Título del plano				Plano número: 8
	CONJUNTO DISCO-PINZA TRASERO				Hoja 1 de 1



Número del elemento	Nombre del elemento	Cantidad
1	Pedalera	1
2	Repartidor de frenada	1
3	Bomba de freno	2
4	Depósito de líquido	2

	<b>Nombre</b>	Firma	Formato	Proyección	 <b>UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA</b>
<b>Creado</b>	A.Marín		A3		
<b>Aprobado</b>					
<b>Titulación</b>	Grado en Ingeniería Mecánica				
<b>Escala 1:2</b>	<b>Título del plano</b>				<b>Fecha de edición: 16.05.2018</b>
	CONJUNTO PEDAL				<b>Plano número:9</b>
					<b>Hoja 1 de 1</b>

## 10 PRESUPUESTO

---

Una de las principales premisas a nivel global del equipo EPSA ERT era la fabricación de un monoplaza seguro, capaz de completar todos los eventos, pero con la obligación de realizarlo con un presupuesto medio-bajo. Como se comentó al comienzo, este requisito nace de la necesidad de que, al tratarse de un equipo novato, no se prevé alcanzar un gran número de patrocinadores que puedan, mediante bien aporte económico, tanto como de bienes y servicios, financiar por completo un proyecto de tal envergadura. Por ello, y tras reuniones previas y varios estudios de mercado realizados por parte del equipo, se decide fijar un límite presupuestario para cada una de las disciplinas en las cuales se encuentra dividido el equipo. Por consiguiente, para poder cumplir con esta premisa, se marca como objetivo no superar la barrera de los 6.500 € al departamento de Frenos y Neumáticos, destinando 3.500 € a la parte de frenos y 3.000 € para la parte de neumáticos.

Por lo tanto, dentro de ese presupuesto máximo de 3.500 € debe formar parte todos los gastos de diseño, fabricación, adquisición y montaje, todos ellos complementados con el impuesto sobre el valor añadido (IVA) así como con cualquier otro gasto externo adicional.

En la siguiente tabla se exponen la lista de elementos descritos anteriormente, detallando la cantidad necesaria de cada uno de ellos. Se muestra también el precio por unidad, excluyendo en este apartado el IVA, y el precio en relación a la cantidad a adquirir. Finalmente se realiza el sumatorio de estos precios, se calcula el impuesto del 21% establecido por el gobierno español, y se añade a la suma total de precios para obtener el coste final del sistema de frenado.

*Tabla 31. Presupuesto total del sistema de frenos diseñado.*

<b>PRESUPUESTO TOTAL SISTEMA DE FRENADO EPSA ERT</b>			
<b>Elemento</b>	<b>Unidades</b>	<b>Precio por unidad</b>	<b>Precio</b>
Disco de freno sólido perforado	4	0,00 €	0,00 €
Pinza de freno delantera	2	481,76 €	963,52 €
Pinza de freno trasera	2	275,23 €	550,46 €
Pastillas de freno	6	22,97 €	137,82 €
Bomba de freno	2	70,32 €	140,64 €
Pedalera de freno	1	400,00 €	400,00 €
Cable regulador de frenada	1	58,69 €	58,69 €
Líquido de frenos	2	14,98 €	29,96 €
Tubo flexible PTFE Hose 600 series	6	13,77 €	82,62 €
Double banjo bolt	1	3,40 €	3,40 €
Single banjo bolt	1	2,02 €	2,02 €
45° banjo extended neck	3	10,18 €	30,54 €
Staight female concave seat	3	9,13 €	27,39 €
Re-usable tee fitting with male JIC/UNF	3	73,15 €	219,45 €
Banjo straight extended neck	6	9,25 €	55,50 €
Single banjo bolt metric	6	1,67 €	10,02 €
<b>PRECIO TOTAL:</b>			<b>2.712,03 €</b>
<b>IVA (21%)</b>			<b>569,53 €</b>
<b>COSTE FINAL:</b>			<b>3.281,56 €</b>

## 11 CONCLUSIONES

---

La finalidad con la que nacía este trabajo fin de grado, era ampliar los conocimientos sobre el mundo de los frenos, tanto convencionales como de competición, para así poder realizar un correcto cálculo y diseño de un vehículo Formula Student. Durante la redacción y la realización de este proyecto, se aplican conceptos multidisciplinares estudiados en el grado de ingeniería mecánica, así como otros que al no haberse implantado y ser necesarios para la resolución se han debido estudiar. Por lo tanto, ha significado realizar un trabajo de investigación constante donde se han podido ampliar considerablemente los conocimientos relacionados con los frenos, y así poder plasmarlo de forma práctica para realizar el diseño de un sistema de frenado de competición.

Los objetivos marcados al comienzo eran tanto económicos como técnicos, los cuales, mediante la selección de los elementos ofrecidos por las empresas, se debían de satisfacer. Es por ello que se decide emplear un sistema de frenos de disco, tanto en el eje delantero como en el trasero, una pedalera de frenos con una configuración de suelo, y unos discos traseros situados en las ruedas del monoplaça. Con estas decisiones se conseguía ahorrar dinero, así como simplificar el diseño, y, por lo tanto, evitar pérdidas de tiempo en sistemas complejos que pudieran dar problemas en el futuro.

Tras decidir las configuraciones de diseño, el siguiente paso seguido fue seleccionar los elementos que montaría el monoplaça entre la serie de éstos que era posible disponer. Por diseño y compatibilidad, se desecharon la gran mayoría de elementos disponibles, eligiendo el disco de freno número 2, la segunda alternativa de pedalera, la bomba de freno que mejores características reunía para este conjunto de pedales era la bomba número 4, las únicas pinzas de freno compatibles con el disco de freno seleccionado eran la tercera y la cuarta opción. Posteriormente mediante la resolución de los cálculos se determina la selección final tanto de las pinzas elegidas en cada eje como de los modelos de pedal y bomba, que más aportaría de capacidad de frenado y ergonomía al sistema. Además, con estos cálculos se aprecia que el conjunto de todos estos elementos da como resultado un sistema de frenado eficaz y apto para competir.

Una vez realizada esta comprobación, se describe el montaje a seguir del circuito hidráulico, así como la selección de los conductos y conectores necesarios para poder unir la parte de los pedales con los neumáticos. Tras esto se realiza una tabla resumen presupuestaria donde se comprueba que efectivamente se cumple con el objetivo económico marcado al comienzo y que, por tanto, se trata de un diseño correcto.

## 12 FUTURAS APLICACIONES

---

Una de las motivaciones personales para la realización del presente proyecto se centra en el poder aportar ayuda y conocimientos básicos a otros estudiantes, que les pueda servir en un futuro. La principal aplicación posterior sería en un futuro retorno del equipo EPSA ERT, ya sea como equipo de combustión o como equipo eléctrico, esto último es algo más factible por los avances en el mundo de la automoción y el interés mundial por ello. Con esto se aportaría tanto, información técnica, diseños, cálculos y datos iniciales de un proyecto de esta envergadura, ahorrando tiempo al departamento encargado del sistema de frenado. Además, con esto se podría incentivar, y se desea, que en un futuro se dé un paso más allá y se pueda arriesgar en pequeños cambios del sistema, y que en el presente trabajo no se realizaron ya que la idea del equipo era fabricar un monoplaza fiable y económico.

Además, no solo se realiza este TFG con la intención de ayudar a un equipo de Formula Student de la Universitat de València o del campus de Alcoy. Si hay algo que el equipo aprendió durante dos años de visita al paddock del evento de Formula Student Spain en el circuito de Montmeló, fue que este mundo no es una competición, sino que se debe de arrimar el hombro a cualquier otro equipo, ya que no son contrincantes, sino compañeros y personas con la misma intención e ilusión que cada miembro del equipo EPSA ERT. El mundo de la Formula Student no se debe entender como una competición en la cual el principal objetivo es derrotar a todos los demás equipos, si no que el propósito principal debe ser poner en práctica los conocimientos adquiridos durante los años de estudios y poder afrontar situaciones reales, donde la finalidad no es más que seguir aprendiendo. Por ello, este proyecto tiene la finalidad de abrir fronteras más allá de un equipo de Alcoy, porque los conocimientos no tienen fronteras ni contrincantes.

Y siguiendo con la misma ideología comentada, no solo se desea aportar esta ayuda a un equipo de Formula Student, sino a otras competiciones donde el sistema de frenado sea semejante al expuesto aquí, donde poder aportar una base sobre la cual realizar el diseño propio y característico de dicho automóvil, ya que en este caso sí debería variar más el resultado final respecto a un sistema de frenos de Formula Student.

Por lo tanto, se puede afirmar que la intención de este trabajo final de grado reside en ser

un punto de partida a muchos otros proyectos, así como personal para los estudiantes. La realización de este proyecto tomará más sentido todavía en el momento en el cual otra persona, aunque sea tan solo una, adquiera nuevos conocimientos gracias a este proyecto.



## 13 BIBLIOGRAFÍA

---

- [ 1 ] ALONSO PÉREZ, J.M. (2001). *Sistemas de transmisión y frenado*. Madrid: Editorial Paraninfo. ISBN: 8497320344.
- [ 2 ] APARICIO IZQUIERDO, F. et al. (1995). *Diseño y cálculo del sistema de frenos en automóviles*. Madrid: ETS Ingenieros Industriales. ISBN: 8474841100.
- [ 3 ] AP RACING. *Race car*. <[https://www.apracing.com/products/race\\_car.aspx](https://www.apracing.com/products/race_car.aspx)> [Consulta: 28 de marzo de 2018].
- [ 4 ] CRIADO OCAÑA, E. (2012). *Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo Formula Student*. Proyecto Final de Carrera. Leganés: Universidad Carlos III de Madrid.
- [ 5 ] DOLS RUIZ, J.F. (2004). *Tratado sobre automóviles. Tomo II, Tecnología del automóvil*. Valencia: Editorial UPV. ISBN: 8497056019.
- [ 6 ] FSAE ONLINE. *History of Formula SAE*. <<https://www.fsaeonline.com/page.aspx?pageid=c4c5195a-60c0-46aa-acbf-2958ef545b72>> [Consulta: 15 de mayo de 2017].
- [ 7 ] FSAE ONLINE. *2017-2018 Formula SAE Rules* <<https://www.fsaeonline.com/content/2017-18%20FSAE%20Rules%209.2.16a.pdf>> [Consulta: 26 de mayo de 2017].
- [ 8 ] GOODRIDGE. *Performance parts catalogue 2016/2017* <<https://cdn.flipsnack.com/widget/v2/widget.html?hash=fdu3yu17q&bgcolor=F4EAE&t=1513665828>> [Consulta: 13 de mayo de 2018].
- [ 9 ] Tilton Racing. *Brake controls*. <<http://tiltonracing.com/product-category/brake/>> [Consulta: 5 de abril de 2018].
- [ 10 ] PÉREZ RAMOS, L. (2013). *Diseño del sistema de frenado para un prototipo Fórmula Student*. Trabajo Fin de Grado. Sevilla: Universidad de Sevilla.
- [ 11 ] PONS ESTRUCH, A. (2016). *Vehículo de competición Formula SAE: Diseño y optimización del chasis*. Trabajo Fin de Grado. Alcoy: Universitat Politècnica de València.