



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología

GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE
UN VEHÍCULO FSAE**

AUTOR

Eliseo Gutiérrez González

TUTOR

Andrés Muñoz de Dios

SEPTIEMBRE 2019

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGÍA

TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica

ABSTRACT

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE
UN VEHÍCULO FSAE

AUTOR

Eliseo Gutiérrez González

TUTOR

Andrés Muñoz de Dios

- ABSTRACT

This Project is based in the design, dimensioning and election of the necessary parts to elaborate the braking system of a single seater vehicle type Formula Student, the one designed by FSULL team specifically.

The operation of the elements that make up the braking system of a normal road vehicle will be exposed, performing an study on the braking dynamics in a four wheel vehicle, dimensioning the braking system of a Formula Student vehicle.

Done the dimensioning of the braking system, the elements that makes part of the system that adapts better to the objective vehicle will be chosen, complying with the rules and regulations of the competition and the FSULL organization criteria.

This Project also includes the dimensioning and design of the pedalbox of the vehicle.

- RESUMEN

Este proyecto se basa en el diseño, dimensionado y elección de los elementos necesarios para la elaboración del sistema de frenado de un vehículo monoplace tipo Formula Student, en concreto el diseñado por el equipo FSULL.

Se expondrá el funcionamiento de los elementos que componen el sistema de frenada realizándose un estudio de la dinámica de la frenada sobre un vehículo de cuatro ruedas y se dimensionará el sistema de frenado de un vehículo Formula Student.

Realizado el dimensionamiento del sistema de frenado, los elementos que forman parte del sistema que mejor se adecuen al vehículo objetivo serán escogidos, cumpliendo con la normativa de la competición Formula Student y los criterios de la organización FSULL.

Este proyecto incluye el diseño y dimensionamiento de la pedalera del vehículo.

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGÍA

TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica

ÍNDICE GENERAL

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE
UN VEHÍCULO FSAE

AUTOR

Eliseo Gutiérrez González

TUTOR

Andrés Muñoz de Dios

ÍNDICE GENERAL

- **HOJA DE IDENTIFICACIÓN**

- **MEMORIA**

- **ANEXO DE CÁLCULO I: CÁLCULOS DE LA DINÁMICA
DE LA FRENADA Y DIMENSIONAMIENTO DEL
SISTEMA**

- **ANEXO DE CÁLCULO II: CÁLCULOS DE TENSIONES
EN LA PEDALERA**

- **ANEXO III: CATÁLOGOS**

- **PLANOS**

- **PRESUPUESTO**

HOJA DE IDENTIFICACIÓN

| | |
|--|---|
| TÍTULO | DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE UN VEHÍCULO FSAE |
| GRADO | Ingeniería Mecánica |
| TUTOR | Andrés Muñoz de Dios |
| ENCARGADO POR Trabajo de Fin de Grado, Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología Asociación FSULL | Dirección Avenida Astrofísico Francisco Sánchez s/n 38200 La Laguna. Santa Cruz de Tenerife |
| AUTOR Titulación DNI Dirección Teléfono | Eliseo Gutiérrez González Grado en Ingeniería Mecánica 72683700-V Calle España nº96, Santa Úrsula. Santa Cruz de Tenerife 679506106 |
| ENCARGADO A Fecha | Eliseo Gutiérrez González Septiembre 2019 |

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGÍA

TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica

MEMORIA

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO
DE UN VEHÍCULO FSAE**

AUTOR

Eliseo Gutiérrez González

TUTOR

Andrés Muñoz de Dios

ÍNDICE MEMORIA

| | |
|--|-------|
| 1.PETICIONARIO | 1 |
| 2.OBJETO | 2 |
| 3.ALCANCE | 2-3 |
| 4. NORMATIVA | 3-9 |
| 5. ANTECEDENTES | 10-71 |
| 5.1 Vehículo Formula Student Eléctrico..... | 10-13 |
| 5.2 Frenado en el automóvil..... | 14-15 |
| 5.3 Fuerzas de frenado en el automóvil..... | 15-18 |
| 5.4 Mecanismo de Fricción..... | 19-26 |
| 5.5 Efectos del deslizamiento en la frenada..... | 26-29 |
| 5.6 Balance de la fuerza de frenado..... | 29-32 |
| 5.7 Sistemas de frenado en el automóvil..... | 33 |
| 5.8 El freno hidráulico en el automóvil..... | 34 |
| 5.9 Servofreno..... | 35-36 |
| 5.10 Líneas Hidráulicas..... | 37-38 |
| 5.11 Líquido de frenos..... | 38-40 |
| 5.12 Bomba de freno..... | 41-43 |
| 5.13 Pedal de freno..... | 44-45 |
| 5.14 Corrector de frenada..... | 46-50 |
| 5.15 Barra de balance..... | 50-52 |
| 5.16 Pinza de freno..... | 52-58 |
| 5.17 Pastilla de freno..... | 58-63 |
| 5.18 Disco de freno..... | 63-71 |

6. DINÁMICA DE LA FRENADA APLICADA A FORMULA STUDENT.....71-87

6.1 Diagrama de sólido libre e hipótesis de cálculo de las acciones de frenado...74

- Distribución estática del peso.....76
- Transferencia de peso en el proceso de frenado.....77-78
- Fricción entre neumático y calzada (Fuerza de frenado).....79-80
- Deceleración Máxima.....81-82
- Par de frenado.....82-85
- Distancia de frenado.....85-87

7. ANALISIS DE SOLUCIONES Y ALTERNATIVAS.....87-96

8. DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA DE FRENADO.....96-105

9. ELECCIÓN DE COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENADO.....105-141

- Fuerza del piloto sobre el pedal.....108
- Pedal de freno.....109-115
- Repartidor de frenada y cable de ajuste desde el cockpit.....116-117
- Bomba de freno.....117-121
- Latiguillos de freno y racorería.....121-126
- Líquido de freno.....126
- Pinza de freno.....127-132
- Pastilla de freno.....132-134
- Discos de freno.....135-139
- Sensores de presión, Brake over travel switch y sensor de luz de freno..139-141

| | |
|---|----------------|
| 10. DISEÑO DE PEDALERA DEL VEHÍCULO FSULL..... | 142-182 |
| - Requerimientos Específicos..... | 143-145 |
| - Diseño y Ergonomía..... | 145-156 |
| - Consideraciones de material..... | 157-159 |
| - Consideraciones de diseño..... | 159-179 |
| - Cálculo de elasticidad y resistencia de materiales..... | 180-182 |
| 11. DESARROLLOS FUTUROS..... | 182-184 |
| 12. CONCLUSIONES..... | 184-185 |
| 12.BIBLIOGRAFIA Y REFERENCIAS..... | 186-187 |

ÍNDICE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1. Plantilla Percy, barón percentil 95..... | 8 |
| Figura 2. Plantilla de sección transversal de la cabina del piloto..... | 9 |
| Figura 3. Monoplaza Formula Student..... | 12 |
| Figura 4. Vehículo en rampa..... | 18 |
| Figura 5. Fuerza de rozamiento..... | 19 |
| Figura 6. Fuerza de rozamiento estática y dinámica..... | 21 |
| Figura 7. Coeficiente de fricción longitudinal neumáticos..... | 25 |
| Figura 8. Bloqueo eje trasero..... | 27 |
| Figura 9. Sobreviraje..... | 27 |
| Figura 10. Bloqueo eje delantero..... | 28 |
| Figura 11. Subviraje..... | 28 |
| Figura 12. Curva de equiadherencia..... | 30 |
| Figura 13. Curva de equiadherencia y recta de frenado real..... | 31 |
| Figura 14. Curva de equiadherencia y distribuciones de frenado..... | 32 |
| Figura 15. Sistema de freno hidráulico turismo (No ABS)..... | 34 |
| Figura 16. Servofreno de vacío..... | 35 |
| Figura 17. Efecto del servofreno sobre la presión hidráulica..... | 36 |
| Figura 18. Latiguillo flexible y tubo rígido de cobre..... | 37 |
| Figura 19. Bomba de freno tipo tándem..... | 41 |
| Figura 20. Bomba de freno tipo simple..... | 43 |
| Figura 21. Pedal de freno con barra de balance..... | 44 |
| Figura 22. Ratio de pedal de freno..... | 45 |
| Figura 23. Corrector de simple efecto..... | 47 |
| Figura 24. Corrector de doble efecto..... | 47 |
| Figura 25. Limitador de tarado variable..... | 48 |
| Figura 26. Compensador de frenada..... | 48 |
| Figura 27. Compensador activado por inercia..... | 49 |
| Figura 28. Barra de Balance..... | 50 |
| Figura 29. Barra de balance, repartidor de frenada..... | 51 |
| Figura 30. Retenes de pinza de freno..... | 53 |
| Figura 31. Pinza de freno tipo Fijo..... | 54 |
| Figura 32. Pinza de freno de tipo oscilante..... | 55 |
| Figura 33. Pinza de freno tipo flotante..... | 56 |
| Figura 34. Pinza de freno tipo axial..... | 56 |

| | |
|--|-----|
| Figura 35. Pinza de freno tipo radial..... | 57 |
| Figura 36. Composición pastilla de freno..... | 59 |
| Figura 37. Disco de freno macizo..... | 65 |
| Figura 38. Disco de freno ventilado..... | 66 |
| Figura 39. Disco de freno flotante..... | 67 |
| Figura 40. Disco de freno ranurado..... | 69 |
| Figura 41. Disco de freno perforado..... | 69 |
| Figura 42. Disco de freno ranurado y perforado..... | 70 |
| Figura 43. Diagrama de sólido libre..... | 75 |
| Figura 44. Efecto compresión neumático..... | 83 |
| Figura 45. Masa suspendida y no suspendida..... | 89 |
| Figura 46. Diferencial..... | 90 |
| Figura 47. Disco de freno en diferencial..... | 92 |
| Figura 48. Palier..... | 93 |
| Figura 49. Dos discos traseros interiores..... | 93 |
| Figura 50. Dos discos traseros exteriores..... | 95 |
| Figura 51. Motor in hub..... | 95 |
| Figura 52. Inboard Brake..... | 96 |
| Figura 53. Curva de equiadherencia cálculos..... | 97 |
| Figura 54. Pedal colgante con bomba tras pedal..... | 110 |
| Figura 55. Pedal colgante con bomba delante del pedal..... | 111 |
| Figura 56. Pedal montaje al suelo y bombas encima del pivote del pedal..... | 112 |
| Figura 57. Pedal montaje al suelo y bombas y bombas bajo el pivote del pedal..... | 112 |
| Figura 58. Pedal montaje al suelo y bombas verticales..... | 113 |
| Figura 59. Repartidor de frenada y cable de ajuste..... | 116 |
| Figura 60. Bomba con montaje sobre rodamiento..... | 119 |
| Figura 61. Bomba de montaje lateral..... | 120 |
| Figura 62. Bomba de montaje a pared o tipo flanco..... | 120 |
| Figura 63. Racor T -an3 macho a 1/8 NPT hembra y Latiguillo flexible armado..... | 122 |
| Figura 64. Vista lateral chasis, mediciones..... | 125 |
| Figura 65. Wilwood gp320..... | 127 |
| Figura 66. Wilwood gp320 dimensiones..... | 128 |
| Figura 67. Brembo P34..... | 130 |
| Figura 68. Brembo P34 dimensiones..... | 131 |
| Figura 69. Compuestos Wilwood gp320..... | 133 |
| Figura 70. Coeficiente de fricción Wilwood gp320..... | 133 |
| Figura 71. Coeficiente de fricción Brembo p34..... | 134 |

| | |
|--|-----|
| Figura 72. Disco de freno Brembo 78B408A9..... | 136 |
| Figura 73. Dimensiones Brembo 78B408A9..... | 137 |
| Figura 74. Disco de freno Brembo 68B40720..... | 137 |
| Figura 75. Dimensiones del disco de freno 68B40720..... | 138 |
| Figura 76. Sensor de Presión..... | 139 |
| Figura 77. Sensor de Luz de freno..... | 140 |
| Figura 78. Brake over travel switch..... | 141 |
| Figura 79. Medidas y rango de movimiento hombre frontales..... | 146 |
| Figura 80. Medidas hombre y rango de movimiento laterales..... | 147 |
| Figura 81. Medida talón – tobillo..... | 148 |
| Figura 82. Ancho talón..... | 149 |
| Figura 83. Rango de movimiento de tobillo..... | 150 |
| Figura 84. Medida talón - Bola del pie..... | 151 |
| Figura 85. Ancho bola del pie..... | 152 |
| Figura 86. Rango de movimiento de mujeres y hombres..... | 153 |
| Figura 87. Posición piloto..... | 154 |
| Figura 88. Posición pedalera..... | 155 |
| Figura 89. Medida pierna..... | 156 |
| Figura 90. Ensamble pedalera FSULL..... | 160 |
| Figura 91. Pedalera de base única instalada sobre suelo del vehículo..... | 161 |
| Figura 92. Unión Pedalera al chasis..... | 163 |
| Figura 93. Brazo del acelerador..... | 164 |
| Figura 94. Soporte lateral acelerador..... | 166 |
| Figura 95. Soporte pedal pad..... | 167 |
| Figura 96. Pedal pad..... | 168 |
| Figura 97. Muelle de gas..... | 169 |
| Figura 98. Sensor de movimiento TPS..... | 170 |
| Figura 99. Actuador del TPS..... | 171 |
| Figura 100. Ensamble acelerador..... | 172 |
| Figura 101. Brazo de pedal de freno..... | 173 |
| Figura 102. Soporte lateral freno..... | 175 |
| Figura 103. Soporte bombas freno..... | 176 |
| Figura 104. Soporte del BOTS..... | 177 |
| Figura 105. Soporte de talón..... | 178 |
| Figura 106. Ensamble freno..... | 179 |
| Figura 107. Guía Lineal..... | 184 |

ÍNDICE TABLAS

| | |
|--|-----|
| Tabla 1. Características vehículo Formula Student..... | 13 |
| Tabla 2. Distribución, Reacciones y transferencia de pesos..... | 78 |
| Tabla 3. Fuerza de rozamiento neumático calzada..... | 80 |
| Tabla 4. Par de frenado..... | 84 |
| Tabla 5. Tabla resultados del sistema de frenado escogido..... | 102 |
| Tabla 6. Wilwood gp320 Características Técnicas..... | 128 |
| Tabla 7. Características técnicas Brembo P34..... | 130 |
| Tabla 8. Distancia Talón-Tobillo..... | 148 |
| Tabla 9. Ancho Talón..... | 149 |
| Tabla 10. Longitud pie hasta la bola..... | 151 |
| Tabla 11. Anchura bola de pie..... | 152 |
| Tabla 12. Longitud pierna..... | 156 |
| Tabla 13. Resumen resultados pedalera..... | 181 |

1. PETICIONARIO

El trabajo que se presenta a continuación en el presente documento, es generado debido a la necesidad de la asociación formada por el equipo de Formula Student de la universidad de La Laguna (FSULL) de dotar de un sistema de frenado al prototipo de vehículo tipo monoplace, el cual, se espera que compita en el futuro en la competición Formula Student Spain.

2. OBJETO

El objetivo principal del siguiente trabajo es el de dotar de un sistema de frenado a un vehículo monoplace tipo Formula Student.

Para la realización del sistema de frenado se realizará previamente un estudio de los sistemas de frenado en la automoción, así como los sistemas usados regularmente por prototipos Formula Student.

El sistema de frenado se realizará mediante la adaptación de piezas existentes en el mercado en las ocasiones que la adaptación nos sea posible, ajustando y escogiendo estas cuidadosamente para que su adaptación al vehículo objetivo se realice de la manera más satisfactoria y atendiendo además a las necesidades presupuestarias del equipo Formula Student de la Universidad de La Laguna, con lo que no se adoptará siempre las soluciones que técnicamente ofrezcan un mayor rendimiento, sino que se atenderán a otros criterios como puede ser la disponibilidad, el coste, la fiabilidad entre otros criterios.

Esto se engloba en el objetivo de diseñar y fabricar un monoplace por parte del equipo FSULL para participar en la competición Formula Student Spain. Esto nos acercará la visión de como se trabaja en el mundo de la competición automovilística y experimentar la manera de operar de una empresa del sector.

En este proyecto se pueden extraer otros objetivos de carácter general como son:

- Ampliar los conocimientos sobre los sistemas de frenado en la automoción.
- Estudiar la dinámica de la frenada adaptada al vehículo objeto del proyecto.

- Potenciar los conocimientos sobre el mundo de la automoción de competición mediante la participación en la competición Fsaе Spain.
- Participar en una competición universitaria de diseño en la cual enriqueceremos nuestros conocimientos pudiendo compartir y transferir conocimientos entre los distintos proyectos presentados. Cada subsistema del vehículo presenta su propio proyecto, y en ocasiones se ha de tener comunicación con otras subdivisiones del equipo a la hora de realizar el diseño para asegurar la compatibilidad de cada uno de los subsistemas.
- Servir de guía para futuros miembros de la asociación FSULL con la esperanza de que este proyecto siga avanzando y se integre en un proceso de mejora continua en generaciones venideras, documentando sus avances y transfiriéndose el conocimiento dentro del ámbito universitario.
- Aprender a trabajar siendo parte integrante de un equipo mayor (FSULL) integrando el trabajo realizado con el trabajo realizado por el resto de divisiones del equipo.
- Manejo de un presupuesto limitado a la hora de dotar de una solución satisfactoria para el desarrollo del proyecto.

3. ALCANCE

El presente trabajo se centra en el cálculo y dimensionamiento del sistema de frenado de un vehículo Formula Student, atendiendo a las necesidades de la asociación FSULL.

Previo al cálculo y el dimensionamiento se estudiarán los componentes que forman parte del sistema de frenado de un automóvil de manera que podamos adaptar de manera satisfactoria productos que se encuentran en el mercado a las necesidades y características de un vehículo Formula Student.

Se realizará un estudio de la dinámica de la frenada relativo al vehículo objetivo del proyecto, atendiendo a las características específicas de este tipo de vehículo. Se buscará como objetivo encontrar el máximo rendimiento de frenada posible para ajustarnos a las exigencias de este tipo de competición.

Habiendo obtenido los resultados del estudio de la dinámica de la frenada, se escogerán los componentes idóneos que formen el sistema de frenada del vehículo. A la hora de escoger a estos no sólo se atenderán solo a criterios

puramente técnicos, sino que se atenderán a otro tipo de criterios como pueden ser los costes, la capacidad y facilidad de adaptación al vehículo entre otros.

En el caso de que alguno de los componentes integrantes del sistema de frenado no pudiera adaptarse de soluciones comerciales se realizará el diseño de las piezas o mecanismos necesarios para satisfacer las necesidades del equipo.

Los componentes a dimensionar y seleccionar del sistema de frenado son:

- Pedalera
- Repartidor de frenada
- Bombas de Freno
- Latiguillos de freno y elección de racores, diseño del esquema hidráulico.
- Pinzas de freno
- Pastillas de freno
- Discos de freno
- Sensores de presión
- Brake over travel switch, BOTS

Para la pedalera se realizará un diseño propio el cual se integre mejor a las condiciones del vehículo, debido al ratio del pedal y al tamaño de los modelos comerciales existentes los cuales están principalmente destinados a turismos convencionales.

4. NORMATIVA

La normativa que rige este proyecto se basa en la normativa de la competición Formula Student Spain. En este documento no se hará referencia a toda la normativa que compone la competición, se mencionará a la normativa que afecta al ámbito de nuestro proyecto, el sistema de frenado y debido a problemas que se podrían dar de interferencias se hará atención a algunas normas respecto a las dimensiones del cockpit del vehículo. Las normas que rigen la FSAE se encuentran recogidas en el documento Formula Student 2019 Rules v1.1. Las normas que afectan directamente al sistema de frenado son[1]:

T 6 Sistema de Frenado

T6.1 Sistema de frenado – General

T6.1.1 El vehículo debe estar equipado con un sistema de frenado que actúe sobre las cuatro ruedas al mismo tiempo y ha de ser operado por un solo sistema de control.

T6.1.2 El sistema de freno debe de tener dos circuitos hidráulicos independientes tal que, en el caso de fuga o fallo en algún punto del sistema, la potencia de frenado efectiva se mantenga en al menos dos de las ruedas. Cada circuito hidráulico debe tener si propio depósito de reserva de fluido, bien sea por el uso de depósitos independientes o por el uso de un único depósito con separación de líquido para cada circuito hidráulico.

T6.1.3 Un solo freno actuando en un diferencial de deslizamiento limitado es aceptable.

T6.1.4 Los sistemas de frenado brake by wire están prohibidos. [Solo DV] Únicamente en vehículos de conducción autónoma está permitido el uso de sistemas brake by wire mientras estos sistemas están en funcionamiento.

T6.1.5 Están prohibidos los latiguillos de freno plásticos sin armadura.

T6.1.6 El sistema de freno debe estar protegido del fallo de la transmisión (ver T7.4.2) y de colisiones menores.

T7.4.2 Piezas rotatorias finales de la transmisión expuestas, cadenas y correas deben ser cubiertas con escudos de dispersión.

- Los escudos de dispersión deben:

- Cubrir cadenas y correas desde el piñón de transmisión hasta el piñón conducido/rueda de la cadena/correa o polea.
- Empezar y finalizar paralelo al punto más bajo del piñón conducido/rueda de la cadena/correa o polea.

- Estar construido de acero no perforado de 2mm o 3 mm de aleación de aluminio 6061-T6

T6.1.7 En vista lateral cualquier porción del sistema de frenado que está montado en la parte suspendida del vehículo debe no estar proyectada por debajo de la superficie más baja del chasis.

T6.1.8 El pedal de freno debe ser diseñado para soportar una fuerza de 2 KN sin ningún fallo del sistema de freno o la pedalera. Esto puede ser testado por la presión del pedal con la máxima fuerza que puede ser ejercida por cualquier oficial estando sentado con normalidad en el vehículo.

T6.1.9 El pedal de freno debe estar fabricado de acero o aluminio o estar maquinado de acero, aluminio o titanio.

T6.1.10 [EV ONLY] El primer 90% del recorrido del pedal puede ser usado para regenerar energía del frenado sin actuación del sistema hidráulico. El recorrido restante del pedal debe actuar directamente el sistema hidráulico de frenado, pero el sistema de regeneración de energía a través del frenado puede permanecer activo.

T6.2 Brake Over-Travel Switch (BOTS)

T6.2.1 Un switch de sobre recorrido del pedal de freno debe ser instalado en el vehículo como parte del circuito de apagado. Este switch debe ser instalado así que en el caso de fallo en uno o los dos circuitos hidráulicos de freno el sobre recorrido del pedal resulte en que el circuito de apagado sea abierto. Esto debe funcionar para todos los ajustes del pedal de freno y de la barra de balance usados para conducir el vehículo.

T6.2.2 La actuación repetida del switch no debe cerrar el circuito de apagado, y debe estar diseñado de manera que el piloto no pueda resetearlo.

T6.2.3 El switch debe estar implementado con componentes analógicos, no incorporando controladores lógicos programables, unidades de control del motor (ECU), o controladores digitales de funcionamiento similar.

T6.2.4 El switch de sobre recorrido debe ser un switch de un solo polo, y recorrido simple (conocido comúnmente de dos posiciones) (de empujar-tirar o tipo flip).

T6.3 Luz de freno

T6.3.1 El vehículo debe estar equipado con una luz de freno que cumpla los siguientes requisitos:

- Luz roja con fondo negro.
- Rectangular, triangular o de forma casi redonda.
- Superficie mínima de destello de 15 cm².
- Claramente visible desde detrás con una luz solar brillante.
- Cuando sean usadas luces led sin difusor, Ellas no pueden estar separadas más de 20 mm unas de otras.
- Si se usa una línea simple de leds, la longitud mínima es 150 mm.

T6.3.2 En vista lateral la luz de freno debe estar orientada de manera vertical o casi vertical y estar montada entre la línea central del volante y el nivel de los hombros del piloto. Visto desde detrás debe estar posicionado aproximadamente a la línea central del vehículo.

T 10 FASTENERS

T 10.1 Uniones Críticas

T 10.1.1 Uniones críticas son definidas como tornillos tuercas y otras uniones utilizadas en la estructura primaria, dirección, frenado, cinturones del piloto, sistemas de suspensión y aquellos específicamente designados como uniones críticas en la respectiva norma.

T 10.1.2 Todas las uniones críticas roscadas deben cumplir o exceder la calidad 8.8 métrica o equivalente.

T 10.1.3 Toda unión roscada debe ser del tipo tornillo hexagonal (ISO 4017, ISO 4014) o tornillos con cabeza allen (ISO 4762, DIN 7984, ISO 7379) incluyendo sus versiones en rosca fina. Uniones alternativas son permitidas si el equipo puede mostrar pruebas de su equivalencia.

T 10.1.4 Los tornillos deben ser acortados hasta que la norma T 10.2.3 se cumpla.

T 10.2 Securing Fasteners

T 10.2.1 Todas las uniones críticas deben ser aseguradas frente al afloje no intencional por el uso de dispositivos de bloqueo mecánico.

T 10.2.2 Los siguientes métodos son aceptados como dispositivos de bloqueo mecánico:

- Cables de seguridad correctamente instalados.
- Chavetas.
- Tuercas con cierre de nylon (ISO 7040, ISO 10512, EN 1663 o equivalente) para localizaciones de baja temperatura (80 °C o menos).
- Tuercas de par dominante (DIN 980, ISO 7042 o equivalente, and tuercas con brida o tuercas K).
- Placas de cierre.
- Arandelas de seguridad. Cualquier mecanismo de cierre basado en precarga o un adhesivo no es considerado un dispositivo de bloqueo mecánico.

T 10.2.3 Un mínimo de dos roscas deben proyectarse desde cualquier tuerca de cierre.

T 10.2.4 Todas las rótulas y rodamientos esféricos en la dirección o suspensión deben ser a corte doble o deben estar fijados por una cabeza de tornillo o arandela con un diámetro externo que sea mayor que el diámetro interno de la carcasa del rodamiento esférico.

T 10.2.5 Los extremos de la barra de acoplamiento ajustables deben ser apretados con una tuerca para prevenir el afloje.

Hasta aquí las normas relativas al sistema de frenado, pero incluiremos una norma referente a la sección transversal de la cabina del piloto (cockpit) que podría afectarnos y el sistema debe poder ser operado por un hombre hasta el percentil 95 de medidas.

IN11.2.3 La luz de freno y la luz del sistema de tracción activo serán comprobadas y los oficiales verificarán si el sistema de iluminación es satisfactorio desde una observación externa.

IN11.2.4 [SOLO EV] el sonido de preparado para conducir será comprobado y los oficiales verificarán si el nivel de sonido es satisfactorio

IN11.2.5 Si el vehículo es incapaz de pasar el test después de tres intentos, el vehículo debe ser reparado y luego traerlo de nuevo para probarlo otra vez.

Hasta aquí las normas relativas al sistema de frenado, pero incluiremos una norma referente a la sección transversal de la cabina del piloto (cockpit) que podría afectarnos.

T3.2 Sección transversal de la cabina del piloto.

T3.2.1 La cabina del piloto debe proporcionar una sección interna libre suficiente para que la plantilla mostrada en la figura [1] pase desde la parte más retrasada del arco frontal hacia atrás hasta un punto a 100 mm de la posición más retrasada de la pedalera en posición de reposo. La plantilla puede ser movida arriba y abajo. Los pedales ajustables deben estar en su posición más adelantada.

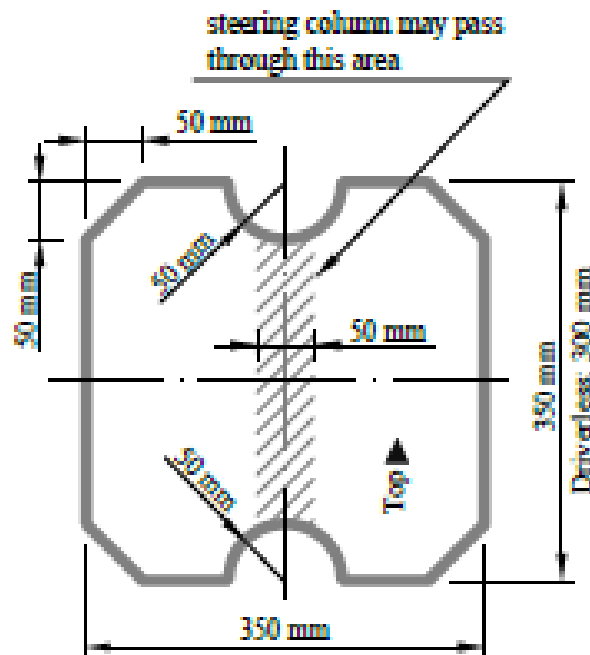


Figura 2. Plantilla de sección transversal de la cabina del piloto. [1]

5. ANTECEDENTES

5.1 Vehículo Formula Student eléctrico.

El tipo de vehículo con el que se compite en la formula student eléctrica es un monoplaza (Single seater) de pequeñas dimensiones. El chasis puede ser una estructura tubular de acero o un monocasco de fibra de carbono, estando este carenado pero teniendo que dejar visibles las ruedas del vehículo (Open Wheel).

Las dimensiones típicas de un vehículo formula student varía entre los 2,8 y 3,2 metros de largo, los 1,05 y 1,2 metros de alto y los 1,35 y 1,5 metros de ancho. La batalla mínima del vehículo por normativa es 1,525m siendo por norma general entre todos los equipos entre esta medida y los 1,6 m. El peso típico de este tipo de vehículo incluyendo a un piloto de 68 kg de peso ronda los 275 kg. [2]

Estos vehículos están propulsados por un motor eléctrico de 80 KW limitado por normativa [1], los cuales debido al poco peso del vehículo los pueden hacer acelerar de 0-100 Km/h por debajo de 2 segundos, el récord actual lo ostenta el equipo AMZ ZURICH con un tiempo en el 0-100 Km/h de 1.513 s, como podemos observar estos vehículos poseen una enorme capacidad de aceleración. La velocidad punta típica de este tipo de vehículos se encuentra entre 95-115 Km/h, debido a la naturaleza de la competición y las características de las pruebas del evento no se hace necesario el desarrollo de grandes velocidades puntas, pero si resulta óptimo para obtener la mayor puntuación en cada una de ellas el disponer de grandes capacidades tanto de aceleración como de deceleración.

En cuanto a la deceleración de un monoplaza tipo formula student, dato especialmente importante para el desarrollo de este trabajo, si bien no hay ninguna prueba que mida de manera específica la deceleración, en la edición de 2009 de la formula student Austria, se realizó un evento especial específico de deceleración, habiéndose obtenido los siguientes resultados:

BA RacIng:

- Top-Speed: 82,2 km/h, Stopped after 14,8m – 1,795g
- Top-Speed: 98,9km/h, Stopped after 23,9m – 1,609g

LU Motorsport:

- Top-Speed: 91,83km/h, Stopped after 20,4m – 1,626g
- Top-Speed: 96,77km/h, Stopped after 24,97m – 1,475g

Hawks Racing:

- Top-Speed: 56,7 km/h, Stopped after 7,9m – 1,600g
- Top-Speed: 95,24km/h, Stopped after 24,36m – 1,464g

TU Graz:

- Top-Speed: 97,297km/h, Stopped after 23,53m – 1,582g

TU Vienna:

- Top-Speed: 93,26km/h, Stopped after 21,9m – 1,562g

Beaver Racing:

- Top-Speed: 94,7km/h, Stopped after 23,35m – 1,510g

Raceyard Kiel:

- Top-Speed: 60,9 km/h, Stopped after 12,4m – 1,176g
- Top-Speed: 84,9km/h, Stopped after 19,26m – 1,472g

Elephant Racing:

- Top-Speed: 67,16 km/h, Stopped after 12,27m. – 1,446g

UAS Graz:

- Top Speed: 84,91km/h, Stopped after 19,75m – 1,436g

Unical Reparto Corse:

- Top-Speed: 62,93km/h, Stopped after 10,9m – 1,429g

ETS Motorsports:

- Top-Speed: 88,64 km/h, Stopped after 21,8m – 1,417g

TU Fast:

- Top-Speed: 82,9km/h, Stopped after 19,5m – 1,386g
- Top Speed: 84,91km/h, Stopped after 20,95m – 1,353g

CAT Racing:

- Top-Speed: 82,5 km/h, Stopped after 19,32m – 1,385g

Dynamics e.V.:

- Top-Speed: 92,783km/h, Stopped after 24,6m – 1,376g

KA RacING:

- Top-Speed: 77,86km/h, Stopped after 18,0m – 1,325g

munichHMotorsport:

- Top-Speed: 85,71km/h, Stopped after 22,2m – 1.301g

Infinity Racing:

- Top-Speed: 72,58km/h, Stopped after 16,01m – 1,294g

fast forest:

- Top-Speed: 77,25km/h, Stopped after 19,7m -1,197g

Como podemos observar de los resultados se superan holgadamente deceleraciones de 1 g en este tipo de vehículos, lo cual nos da una idea de la enorme capacidad de deceleración de este tipo de vehículos, llegando a situarse por encima de 1,7 g.



Figura 3. Monoplaza Formula Student

Debido a que es la primera participación del equipo FSULL en la competición y que es un proyecto en desarrollo no se poseen todos los datos y características del vehículo final, a la hora de realizar este documento se han tomado los datos del equipo FSULL que, si se hayan podido obtener sobre el vehículo objetivo, mientras que para el resto de datos se realizarán estimaciones de valores característicos de un vehículo Formula Student.

Estos datos han sido extraídos de la base de datos del equipo FSULL que contiene datos de los vehículos FSAE eléctricos que participaron en el año 2017, 2016 y 2015 tanto del peso del vehículo incluyendo un piloto de 68 kg, como del peso soportado por cada eje del vehículo, lo que nos daría el balance de peso del mismo. El equipo nos ha proporcionado directamente los datos de las dimensiones tanto de la batalla y ancho de vía, así como el diámetro de llanta y neumático que se pretende, sean montados en el vehículo final.

Realizada esta aclaración las características del vehículo de la asociación FSULL son las siguientes:

Características del vehículo FSULL

| | |
|--|--------------|
| Masa vehículo (kg) | 300 |
| Peso soportado eje delantero (46%) | 138 |
| Peso soportado el eje trasero (54%) | 162 |
| Batalla (distancia entre ejes) (mm) | 1665 |
| Ancho de vías (mm) | 1200 |
| Llanta (pulgadas) | 13 |
| Diámetro externo neumático (inch) (mm) | 20,5 / 520,7 |
| Altura del centro de gravedad (mm) | 250 |

Tabla 1. Características vehículo FSULL

5.2 Frenado en el automóvil

El objetivo del sistema de frenos en un automóvil consiste en la reducción de la energía cinética y potencial del mismo debido al movimiento de este, llegando a detenerlo en caso de ser necesario. Para lograr dicha disminución de la energía cinética, esta es transformada por el sistema de frenado en energía en forma de calor a través de la fricción entre los materiales que componen el sistema de frenado.

Para que la fricción ocurra, el sistema de freno dispone de un sistema de actuación que permite el contacto entre las piezas encargadas de ejercerla, en el caso de los vehículos el mecanismo usado para actuar el sistema de frenos es el pedal.

Tras el accionamiento del pedal la fuerza transmitida a los materiales donde ocurre la fricción produciendo la frenada en el automóvil.

Las fases que ocurren durante la frenada desde que el conductor presiona el pedal hasta la detención del vehículo son:

- 1) El conductor presiona el pedal de freno iniciándose la fase de frenado.
- 2) Tiempo transcurrido desde el accionamiento del pedal hasta la transmisión de la fuerza a los elementos de fricción.
- 3) Incremento en la fuerza de fricción.
- 4) Deceleración del vehículo producto de la fricción.
- 5) Detención del automóvil en caso necesario.

Para lograr que el proceso de frenada sea lo más efectivo posible deben darse una serie de circunstancias y cumplirse una serie de condiciones necesarias para que el proceso de frenado sea óptimo y estas son:

- Disminuir en la medida de lo posible el tiempo de actuación del sistema de frenado.
- Ejercer la máxima fuerza de frenado en el vehículo sin provocar deslizamiento de los neumáticos, aprovechando la máxima capacidad de adherencia disponible.

- Funcionamiento óptimo de los componentes del sistema de frenada.

El no cumplimiento de estas condiciones provocará el aumento de tanto la distancia como del tiempo de frenado, además puede inducir otros efectos no deseados como el desgaste prematuro de componentes del vehículo.

5.3 Fuerzas de frenado sobre el automóvil

En este apartado se expondrán las principales fuerzas que forman parte durante el proceso de frenado de un vehículo.

Fuerza de frenado Neumático-Calzada

La principal fuerza que genera la deceleración del vehículo se produce debido al contacto del neumático con la calzada, esta fuerza es la que tiene un mayor peso de todas las que actúan durante el proceso de frenada.

Al iniciarse el proceso de frenada se anula la capacidad de impulsión del vehículo siendo únicamente la inercia del mismo la que lo mantenga en movimiento, comenzando de este modo la deceleración. La fuerza generada por los materiales de fricción se traslada al vehículo a través del contacto del neumático con la calzada, provocando una fuerza la deceleración o parada del mismo.

Podemos entonces deducir que la fuerza rozamiento entre neumático y calzada será la que determine la fuerza de frenado. La fuerza de rozamiento viene determinada por la relación entre el peso del vehículo, normal a la calzada y el coeficiente de rozamiento de los neumáticos según la siguiente expresión:

$$Fr = P \mu$$

Fr Fuerza de Rozamiento

P Peso

μ Coeficiente de rozamiento

El límite de aplicación de esta fuerza viene impuesto por el límite de adherencia del neumático con la calzada, esto quiere decir que la fuerza de frenado no puede ser mayor a la inercia del vehículo, si superamos este límite,

se produce el bloqueo de la rueda entrando el vehículo en un proceso de deslizamiento y de frenada inestable que producirá el aumento de la distancia de frenada e incluso el desgaste prematuro de los neumáticos.

Condición de no deslizamiento

$$I = m a < Fr = P \mu$$

Donde:

m masa, kg

a aceleración, $\frac{m}{s^2}$

Coeficiente de rozamiento

Como hemos podido observar con anterioridad la eficacia en el proceso de frenado depende del contacto del neumático con la calzada, de la capacidad de adherencia del mismo.

El coeficiente de rozamiento es un valor que se obtiene de manera experimental, el cual, representa la capacidad de adhesión de la superficie de los cuerpos en contacto, en nuestro caso neumático y calzada. Cuanto mayor sea este valor mayor será la capacidad de tracción de los neumáticos, con lo que aumenta la capacidad de frenado del vehículo debido a que dispondremos de un mayor margen antes de entrar en condición de deslizamiento.

Este coeficiente depende de varios factores como pueden ser, los estados tanto del neumático como de la carretera, la naturaleza de los cuerpos en contacto, regularidad de las superficies de contacto entre otros factores.

Resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura se produce principalmente por la fricción del neumático con la calzada, además se tienen en cuenta el conjunto de todas las pérdidas mecánicas que se producen en el sistema de transmisión del vehículo, así como la resistencia del motor.

Este conjunto de acciones contribuye durante el proceso de frenada pero su aporte es despreciable respecto a la fuerza de frenado que se produce en el

neumático, por lo que estas pueden considerarse despreciables frente a la fuerza de frenado del rozamiento entre neumático y calzada.

Fuerzas aerodinámicas

El aire al entrar en contacto con un vehículo en movimiento ofrece una fuerza de resistencia al avance del mismo. La magnitud de la fuerza aerodinámica sobre el proceso de frenada depende de varios factores:

- Forma y área frontal del vehículo
- Densidad del aire
- Velocidad de circulación

Esto es fácilmente deducible al analizar la ecuación que cuantifica la resistencia aerodinámica de un vehículo, la cual es:

$$F_{ra} = \frac{1}{2} \rho C_x A_f V^2$$

Donde:

$\rho =$ densidad del aire, $\frac{kg}{m^3}$

C_x : Coeficiente aerodinámico del vehículo, factor de forma

A_f : Área frontal del vehículo, m^2

V : Velocidad de circulación, m/s

El efecto de la fuerza aerodinámica tiene un peso significativo a altas velocidades, pudiéndose considerar despreciable a bajas velocidades. En nuestro caso debido a las características de nuestro vehículo consideraremos despreciable el efecto de la aerodinámica sobre el mismo, debido a que este tipo de prototipos posee un área frontal pequeña y si bien tienen una enorme capacidad de aceleración, estos no circulan a velocidades altas.

Efecto de rampa o pendiente

En el momento en el que un vehículo circula por una superficie inclinada, el peso de este se descompone teniendo este una parte longitudinal y otra vertical, la parte longitudinal del peso podrá acelerar o frenar el vehículo dependiendo del sentido de circulación sobre la rampa, si se sube la rampa el peso supone una fuerza de resistencia al avance, en cambio si se desciende el vehículo se acelerará.

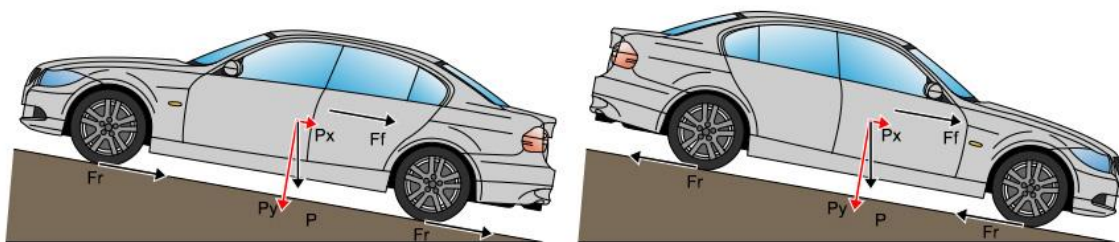


Figura 4. Vehículo en rampa [4]

$$Pl = P \operatorname{sen} \alpha$$

Pl peso longitudinal

P peso del vehículo kg

α ángulo respecto a la vertical

Otro efecto introducido al circular en una rampa es la modificación del peso adherente, la componente vertical del peso se ve afectada de la siguiente manera.

$$Pa = P \operatorname{cos} \alpha$$

Pa peso adherente

P peso del vehículo kg

α ángulo respecto a la vertical

En nuestro caso las pruebas realizadas en la Formula Student a la que se ve sometido nuestro vehículo se realizan sobre una superficie plana con ángulos próximos a 0, con lo que los efectos de rampa no serán estudiados a la hora de dimensionar el sistema de frenado.

5.4 Mecanismo de fricción

La fricción o rozamiento se da cuando dos superficies de dos cuerpos entran en contacto y que se opone al movimiento relativo entre ambas superficies.

La fricción se genera debido a las imperfecciones microscópicas de los cuerpos en contacto.

La representación de la fricción en forma de una fuerza viene dada por la fuerza de rozamiento, la cual se expresa como la fuerza normal entre las superficies de contacto multiplicada por el coeficiente de rozamiento.

$$Fr = \mu N$$

Fr Fuerza Rozamiento, N

μ Coeficiente de Rozamiento

N Fuerza Normal, N

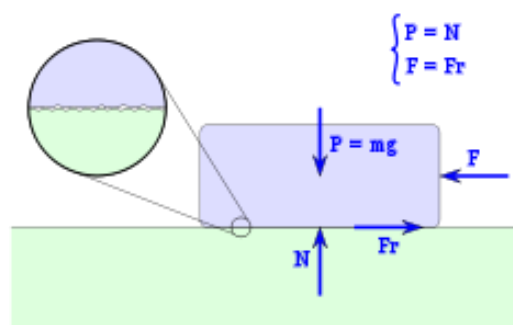


Figura 5. Fuerza de rozamiento. [9]

Rozamiento entre superficies de dos sólidos.

En el rozamiento entre dos cuerpos se ha observado los siguientes hechos:

1. La fuerza de rozamiento tiene dirección paralela a la superficie de apoyo.
2. El coeficiente de rozamiento depende exclusivamente de la naturaleza de los cuerpos en contacto, así como del estado en que se encuentren sus superficies.
3. La fuerza máxima de rozamiento es directamente proporcional a la fuerza normal que actúa entre las superficies de contacto.
4. Para un mismo par de cuerpos (superficies de contacto), el rozamiento es mayor un instante antes de que comience el movimiento que cuando ya ha comenzado (estático Vs. Cinético).

El rozamiento puede variar en una medida mucho menor debido a otros factores:

1. El coeficiente de rozamiento es prácticamente independiente del área de las superficies de contacto.
2. El coeficiente de rozamiento cinético es prácticamente independiente de la velocidad relativa entre los móviles.
3. La fuerza de rozamiento puede aumentar ligeramente si los cuerpos llevan mucho tiempo sin moverse uno respecto del otro ya que pueden sufrir atascamiento entre sí.

Algunos autores sintetizan las leyes del comportamiento de la fricción en los siguientes dos postulados básicos:

1. La resistencia al deslizamiento tangencial entre dos cuerpos es proporcional a la fuerza normal ejercida entre los mismos.
2. La resistencia al deslizamiento tangencial entre dos cuerpos es independiente de las dimensiones de contacto entre ambos.

La segunda ley puede ilustrarse arrastrando un bloque sobre una superficie plana. La fuerza de arrastre será la misma, aunque el bloque descansa sobre la cara ancha o sobre un borde más angosto.

Tipos de fricción

Los tipos de fricción entre dos cuerpos son:

- Fricción estática

Ocurre cuando ambos cuerpos en contacto se encuentran en reposo. Esta fricción representa la resistencia entre dos superficies para iniciar el movimiento relativo entre ellas.

- Fricción Dinámica

Este tipo de fricción ocurre cuando existe el movimiento relativo entre las superficies de contacto. Representa la resistencia al movimiento entre dos superficies, considerada constante, una vez ha comenzado el movimiento.

El rozamiento estático es generalmente mayor que el rozamiento dinámico debido a que durante el reposo entre las superficies pueden aparecer, enlaces iónicos o micro soldaduras entre las superficies en contacto, desapareciendo estas cuando se produce el movimiento relativo entre las superficies.

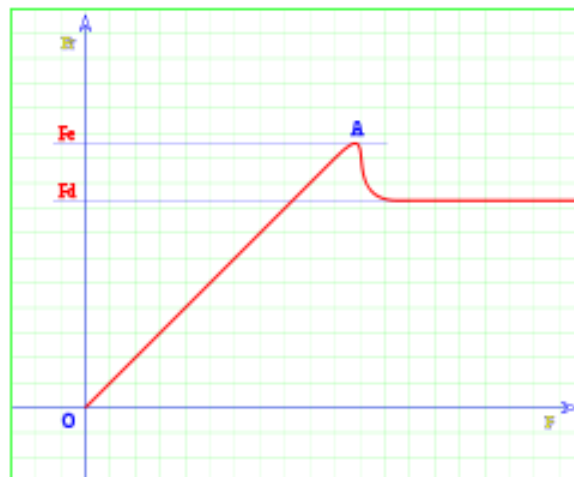


Figura 13. Fuerza de rozamiento estática y dinámica.[9]

La fricción durante el proceso de frenado

Como vimos con anterioridad el proceso de frenado se basa en la transformación de la energía cinética o potencial de un vehículo en energía calorífica, provocando un aumento de temperatura de las superficies en contacto.

El mecanismo de transmisión durante el proceso de frenado es la fricción. Mediante la fricción aparece un fenómeno entre los cuerpos en contacto llamado, Desgaste. El desgaste es la pérdida de material en la superficie de un cuerpo debido a la interacción entre dos o más cuerpos.

Se hace entonces evidente que los materiales que compongan el sistema de frenado han de soportar el desgaste inducido por la fricción entre los elementos del sistema de freno del vehículo.

Es por esto que nuestro sistema de frenado va a requerir de unas características específicas como son:

- Soportar las temperaturas generadas durante el proceso de frenado.
- Soportar los efectos del choque térmico debido a los cambios de temperatura entre frenadas sucesivas, calentamiento y enfriamiento repentinos en el sistema.
- Mantener las propiedades del sistema de frenada lo más constante posible. Los elementos de fricción deben de rendir de manera regular en todo el rango de temperaturas que se da durante el proceso de frenado. Así el conductor tendrá un rendimiento predecible del sistema de frenado al decelerar el vehículo.
- Los materiales han de soportar el desgaste inducido por la fricción entre los mismos, dotando de la máxima durabilidad posible al sistema de frenado sin repercutir en el rendimiento del mismo.
- Los materiales de fricción han de poseer un coeficiente de fricción relativamente alto, de esta manera lograremos un buen rendimiento del sistema de frenado pudiendo detener el vehículo por completo en el menor espacio posible.

Fricción Neumático-Calzada

Si bien los neumáticos no forman parte directa del sistema de frenado, es de estos de los que depende últimamente el comportamiento del sistema de frenado, ya que son los encargados a través de su capacidad de adherencia de transmitir las fuerzas y pares de frenado producidas en el sistema de frenos a la calzada y al resto del vehículo, actuando de esta manera como un cuello de botella del sistema de frenado. El vehículo será capaz de decelerar tan rápido como la capacidad de adherencia de los neumáticos lo permita, en el apartado Deceleración máxima del capítulo 6.1 se puede encontrar una deducción de esta relación.

Al comienzo de este proyecto se desconoce el tipo de neumático a utilizar por el equipo de Formula Student FSULL más allá de sus medidas las cuales pretenden ser de 13 pulgadas de diámetro en la llanta, 20,5 en el exterior del neumático y 6 pulgadas de ancho, en la banda de rodadura, correspondiéndose a un neumático de medidas 20,5x6,0-13, lo cual corresponde a unas medidas en mm de 520,7 de medida exterior, 152,4 mm de banda de rodadura y 330,2 mm de medida interna.

El estudio del comportamiento de la fricción entre el neumático y calzada es una cuestión realmente compleja la cual no forma parte del alcance de este proyecto. El comportamiento del neumático depende de numerosas variables como pueden ser la temperatura de calzada y neumático, la presión, el peso soportado por el neumático, ángulos de caída, convergencia, avance y salida del mismo, tipo de carcasa y por tanto la rigidez del neumático, composición del caucho que está en contacto con la calzada, dureza del mismo entre otras variables.

Existen toda una serie de modelos que tratan de predecir el comportamiento de los neumáticos, modelos empíricos o semiempíricos, físicos y analíticos como son los modelos de tipo brush o el modelo llamado Magic Formula de los cuales existen numerosas versiones y revisiones realizadas sobre ambos modelos a lo largo de los años por distintos autores.

El parámetro que interesa conocer en nuestro caso para la elaboración de este proyecto es el del coeficiente de rozamiento longitudinal del neumático, sobre el cual se han establecido los cálculos de la dinámica de la frenada.

Determinar el valor de este coeficiente de rozamiento no resulta una tarea simple debido a que no es un dato que se encuentre divulgado por los diferentes fabricantes.

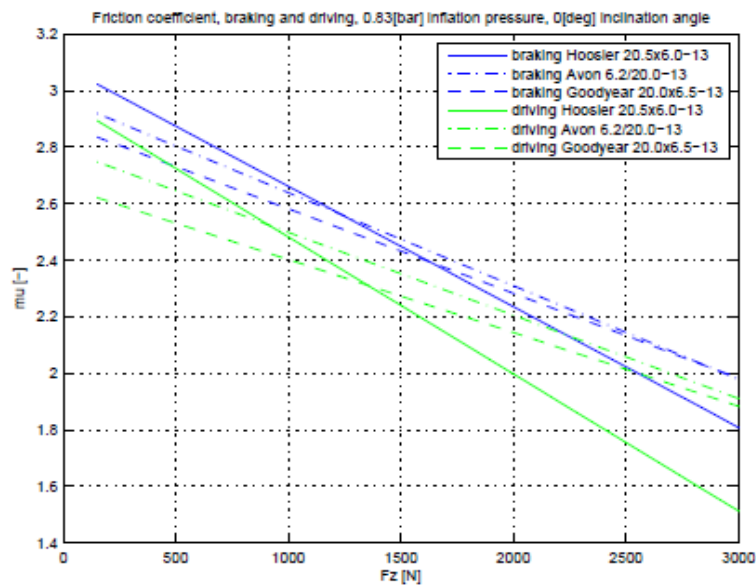
Este coeficiente se ha estimado mediante la consulta de bibliografía diversa, según Carroll Smith en el libro, Tune to win, el coeficiente de fricción de un neumático de tipo slick se encuentra en el rango de 1,2 a 1,5. El libro fue publicado en 1979 con lo que estos valores se han visto superados en la actualidad.

El experimento de deceleración realizado en la competición Fsaе Austria y cuyos resultados hemos incluido al inicio de esta memoria indican unas deceleraciones de hasta 1,7G lo que nos puede indicar la capacidad de adherencia de los neumáticos, aunque han podido influir otros factores como la aerodinámica o las pérdidas mecánicas, el factor que realiza una mayor contribución en la deceleración del vehículo depende principalmente de la capacidad de adherencia del neumático.

Otra de las fuentes consultadas a la hora de recabar datos sobre el coeficiente de fricción de los neumáticos ha sido a través de la tesis de master, Development and analisis of a multi-link suspensión for racing applications del autor, W. Lamers. En la mencionada tesis se realiza el estudio de una serie de neumáticos y los diferentes parámetros de los mismos específicamente para vehículos de tipo FSAE.

Los datos han sido extraídos de la organización Tyre Test Consortium la cual colabora con la competición Formula Student en la adquisición de datos de los neumáticos utilizados de manera más frecuente por los equipos de dicha competición. Para obtener estos datos se debe de ser miembro de la organización lo que conlleva el pago de una suscripción para la obtención de los mismos, se recomienda a la organización FSULL la suscripción ya que ello puede conllevar a la mejora de las prestaciones dinámicas del vehículo, ya no solo en el área de frenos sino que pueden ser valiosos para otros departamentos como pueden ser los de suspensiones o aerodinámica entre otros.

A continuación, se presenta una gráfica con los datos del coeficiente de fricción de los neumáticos en frenada y en aceleración de neumáticos utilizados en llantas de 13 pulgadas utilizados regularmente en la competición Formula Student.



(a) Longitudinal friction coefficient

Figura 7 Coeficiente de fricción longitudinal neumáticos

Como puede observarse el coeficiente de fricción disminuye con la carga del neumático, en nuestro caso se ha supuesto un vehículo de 300 kg incluido el piloto lo que supone una carga de unos 1500 N por eje y 750 N por cada rueda aproximadamente lo que se correspondería a un coeficiente de fricción de 2,6 a 2,8 según la gráfica.

La obtención de los datos del coeficiente de fricción se da en condiciones de laboratorio ideales, a temperatura ideal de operación sobre superficies de papel de lija 3M safety walk como representación de la calzada, lo que da resultados por encima de lo esperable en el mundo real, estos datos se utilizan con fines comparativos principalmente lo que permite a los equipos determinar cuál es el neumático idóneo.

En nuestro caso se ha estimado un coeficiente de fricción del neumático de 1,6 y una deceleración máxima de 1,6 G del vehículo sobre una presión sobre el pedal determinada posteriormente, la deceleración puede ser superior en caso de sobrepasar este límite de fuerza establecido, pero se ha establecido este valor de fricción a efectos de cálculo como objetivo de deceleración.

Si bien el coeficiente de rozamiento se ve afectado por la carga sobre cada eje en el vehículo se tomará como valor de coeficiente de fricción el limitante debido a la adherencia sobre el eje delantero que resultará ser el que tenga una mayor carga durante el proceso de frenado debido a la transferencia

de peso tomando el valor establecido anteriormente como el coeficiente de fricción de los neumáticos de ambos ejes, así se minimiza el riesgo de bloqueo del eje posterior del mismo lo cual puede conllevar consecuencias adversas las cuales serán descritas en el próximo capítulo.

5.5 Efectos del deslizamiento en la frenada

Como hemos visto con anterioridad el deslizamiento durante la frenada se produce cuando la fuerza de frenado del vehículo supera a la capacidad de adherencia de los neumáticos con el asfalto produciéndose el bloqueo de las ruedas del vehículo.

Cuando sucede el deslizamiento la distancia de frenado aumenta considerablemente debido a que el coeficiente de rozamiento entre el neumático y calzada disminuye ostensiblemente, en el apartado 5.5 de este mismo documento se abordará en mayor profundidad los mecanismos de fricción que tienen lugar durante el proceso de frenado del vehículo así como los distintos tipos de fricción, estática y dinámica.

Para lograr la mayor eficiencia en el proceso de frenado y realizar un correcto frenado en el menor tiempo y espacio posible, hemos de conseguir la mayor capacidad de frenado sin que llegue a producirse el bloqueo de la rueda del vehículo.

Los tipos de deslizamiento que pueden producirse en un vehículo son el deslizamiento longitudinal y el deslizamiento transversal. El deslizamiento longitudinal sucede en procesos de aceleración o frenado, el deslizamiento transversal puede suceder en cambio cuando el vehículo toma una curva, debido principalmente a la acción de la fuerza centrífuga y otros efectos como puede ser el viento lateral.

En nuestro caso nos centraremos en los efectos producidos por el deslizamiento longitudinal.

- Deslizamiento longitudinal

Este efecto se produce cuando las ruedas superan su capacidad de adherencia tanto en aceleración como sobre todo en frenados de alta intensidad. Dependiendo del eje del vehículo que bloquee en primer lugar, el trasero o el

delantero, se pueden dar dos situaciones diferentes respecto al comportamiento dinámico del vehículo que describiremos a continuación.

a) Bloqueo trasero

El bloqueo del eje trasero se produce cuando las ruedas del eje trasero superan el límite de adherencia bloqueando los neumáticos y el eje delantero dispone todavía de adherencia.

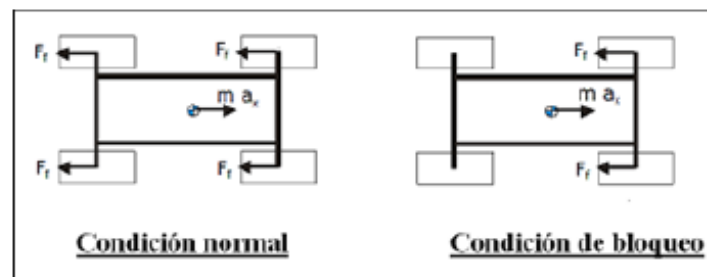


Figura 8. Bloqueo eje trasero [5]

Lo que ocurre al producirse este tipo de bloqueo es que las ruedas bloqueadas pierden la adherencia y la capacidad de frenado con lo que el eje trasero avanzará en este caso más rápido que el delantero, esto va a producir que el vehículo tienda a girar hacia la perpendicular del sentido de la marcha, generándose sobre el vehículo un momento de guiñada o sobreviraje lo cual lleva a la inestabilidad direccional y la pérdida total del control del vehículo.

En el dimensionamiento del sistema de frenado de nuestro vehículo ha de tratar de evitarse que se produzca este efecto.

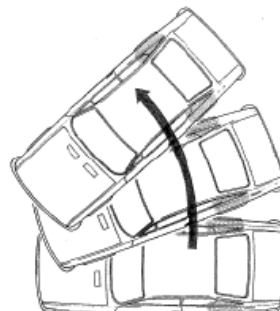


Figura 9. Sobreviraje [6]

b) Bloqueo delantero

El bloqueo del eje delantero se produce en cambio cuando las ruedas del eje delantero superan el límite de adherencia bloqueando los neumáticos y el eje trasero dispone todavía de adherencia.

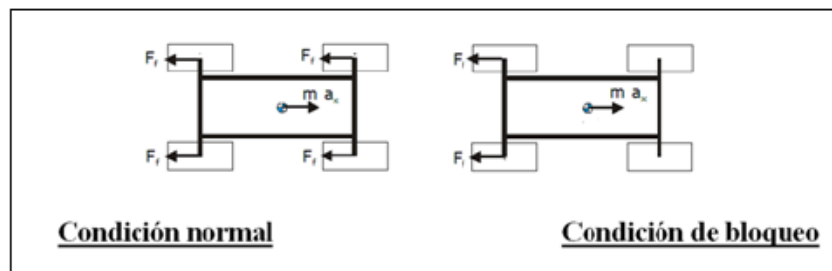


Figura 10. Bloqueo eje delantero [5]

Al ocasionarse un bloqueo de las ruedas delanteras debido a la superación del límite de adherencia de las mismas, mientras las ruedas traseras frenan dentro del mismo, se produce la pérdida de la capacidad de control direccional del vehículo. El vehículo tenderá entonces a moverse en línea recta produciéndose el conocido efecto de subviraje.

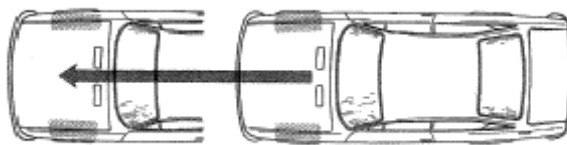


Figura 11. Subviraje [6]

Durante la frenada de un vehículo ha de evitarse el bloqueo tanto de los neumáticos delanteros como los traseros para realizar una óptima frenada y maximizando la deceleración y disminuyendo el tiempo de frenada, especialmente en condiciones de baja adherencia donde debido a la disminución de la adherencia es más factible que se produzca este fenómeno.

Debido a este fenómeno se introducen sistemas de reparto y balance de la frenada en los vehículos para disminuir el riesgo de bloqueo de alguno de los ejes.

En el caso de bloquearse alguno de los ejes, buscaremos un reparto de frenada que bloquee el eje delantero ya que, como hemos visto anteriormente el bloqueo del eje trasero implica la pérdida de control y estabilidad del vehículo, lo cual hace que este efecto sea más peligroso que en el caso del bloqueo del eje delantero, en cuyo caso tendremos una pérdida de la capacidad direccional del vehículo, pero no perderemos el control del mismo.

5.6 Balance de la fuerza de frenado

Cuando un vehículo se encuentra en estático, el peso del mismo se distribuye sobre cada eje dependiendo de la concentración de la masa en el mismo.

Además, durante el frenado del vehículo, se produce un efecto debido a la inercia del vehículo de transferencia de peso desde el eje trasero al eje delantero, la cual aumenta cuanto mayor es la deceleración del vehículo.

Esto produce que el eje trasero del vehículo se descargue mientras el eje delantero aumenta la carga y como vimos durante el análisis de las fuerzas de frenado éstas dependen de la fuerza normal que se aplica sobre la superficie.

Por ello resulta evidente que no podremos aplicar la misma fuerza de frenado sobre cada eje, dado que la carga sobre los ejes no es la misma. La capacidad de frenado de cada eje se ve condicionada a la máxima adherencia disponible en cada eje sin que se produzca deslizamiento.

Entonces para evitar el bloqueo, especialmente del eje trasero ya que al estar más descargado es más propenso a sufrirlo, debemos conseguir un balance de frenada óptimo de las fuerzas de frenado que actúan sobre cada eje.

Esto se logra en turismos aplicando corregidores y reguladores de presión al eje trasero, aunque en nuestro caso dispondremos según normativa de dos circuitos independientes con lo que se usa otro tipo de dispositivo llamado repartidor de frenada o balance bar.

Para el cálculo del balance óptimo de frenada se hace uso de la curva de equiadherencia. Esta se consigue representando gráficamente los valores de

frenado tanto del eje delantero como el trasero que alcancen, a la vez, la máxima adherencia disponible entre la calzada y el neumático.

Como hemos visto anteriormente el balance de frenado depende de la transferencia de peso, la cual está afectada principalmente por factor de forma del vehículo que resulta de la relación entre la altura del centro de gravedad del vehículo y la batalla o longitud entre ejes del mismo.

Con esto se deduce que tendremos tantas curvas de equiadherencia como distribuciones de carga tenga el vehículo. En nuestro caso el Formula Student solo dispone de una única distribución de carga, lo que hace el estudio del balance una tarea más simple que en un turismo, debido a la posibilidad de la variación de la carga en el vehículo.

Con lo cual la curva de equiadherencia es el lugar donde las parejas de valores para la fuerza de frenado sobre el eje trasero y delantero que, teniendo una distribución de carga determinada, alcanzan la fuerza de frenado máxima simultáneamente en los dos ejes.

Aquí se presenta el gráfico de la curva de equiadherencia donde en el eje de las abscisas representa los valores de la fuerza de frenado delantera y el eje de las ordenadas representa la fuerza de frenado trasera. Las líneas oblicuas se corresponden a las líneas de isodeceleración donde la proyección sobre cada uno de los ejes representa la fuerza de frenado sobre cada uno de los ejes que obtiene una deceleración constante determinada.

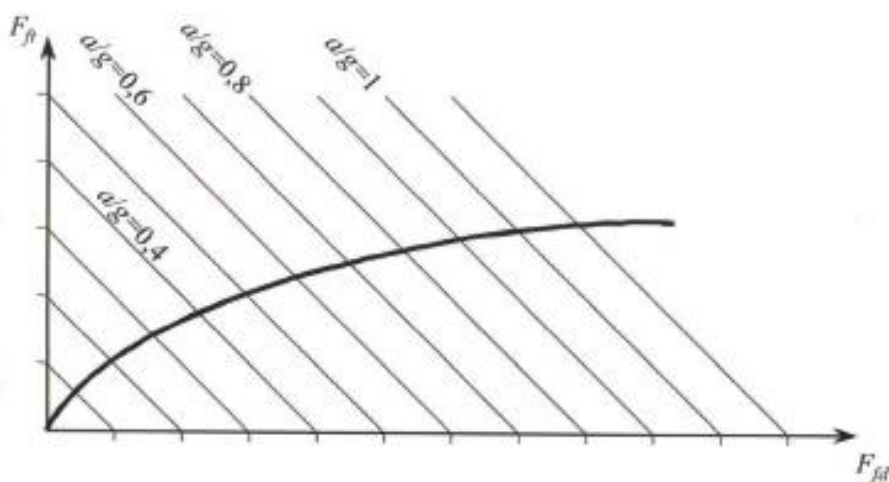


Figura 12. Curva de equiadherencia [7]

Ahora debido al diseño de un sistema de freno real, la relación entre las fuerzas de frenado entre el eje delantero y el eje trasero resulta constante, aumentando con la fuerza ejercida sobre el pedal de freno. Entonces la relación entre la fuerza de frenado del eje delantero y trasero resulta ser una relación lineal.

Esta relación puede representarse sobre la curva de equiadherencia, siendo esta una recta que parte del origen, donde no habría fuerza de frenado sobre ningún eje, aumentando de manera lineal dependiendo de la fuerza de presión sobre el mecanismo de actuación, pedal. La pendiente de esta recta representa el reparto de frenada entre los ejes, resultando mayor el reparto hacia el eje trasero cuanto mayor sea la pendiente de esta recta.

Las líneas oblicuas del gráfico representan las rectas de isodeceleración que representan las parejas de valores de frenado sobre el eje delantero y trasero en los que la deceleración permanece constante.

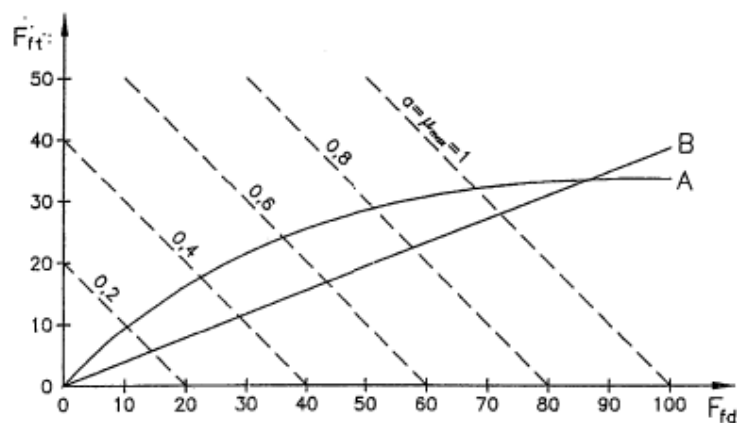


Figura 13. Curva de equiadherencia y recta de frenado real [7]

Entonces para una pareja de valores de frenada que se encuentren por encima de la curva de equiadherencia, tendremos una situación de sobrefrenado trasero, en cambio si la distribución se encuentra por debajo de la curva la situación será de sobrefrenado delantero.

En la siguiente figura se representarán tres distribuciones de frenada diferentes que logran una misma deceleración.

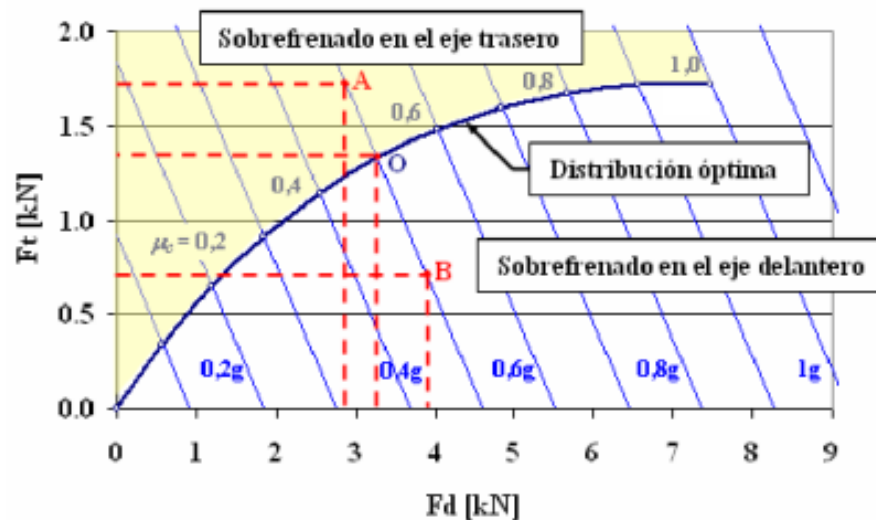


Figura 14. Curva de equiadherencia y distribuciones de frenado. [8]

La distribución de frenado representada por el punto A que correspondería a una distribución de frenada aproximada de 2,9 kN de frenada delantera y 1,7 kN de frenada trasera se encuentra por encima de la curva de equiadherencia con lo que obtenemos un sobrefrenado y bloqueo del eje trasero.

La distribución de frenado representada por el punto O que correspondería a una distribución de frenada aproximada de 3,2 kN de frenada delantera y 1,35 kN de frenada trasera se encuentra justo encima de la curva de equiadherencia con lo que obtenemos una distribución óptima de la frenada alcanzando el límite de adherencia de los neumáticos al mismo tiempo.

La distribución de frenado representada por el punto B que correspondería a una distribución de frenada aproximada de 3,9 kN de frenada delantera y 0,7 kN de frenada trasera se encuentra por debajo de la curva de equiadherencia con lo que obtenemos un sobrefrenado y bloqueo del eje delantero.

Entonces a la hora de realizar el cálculo del balance de frenada óptimo del vehículo deberemos conseguir que nuestra recta de frenada real se acerque lo máximo posible a la curva de equiadherencia sin sobrepasarla.

Esto se debe a que como hemos visto anteriormente debemos evitar en caso de bloqueo y en caso de existir deslizamiento en algún eje, que este se produzca sobre el eje trasero, ya que, si el bloqueo de las ruedas se produce sobre este eje, podría producirse un momento de guiñada sobre el vehículo debido a la pérdida de adherencia del eje trasero.

5.7 Sistemas de frenado en el automóvil

El sistema de freno para vehículos automóviles responde a la necesidad de detener a un vehículo en movimiento ya sea por la aparición de un obstáculo o porque se busque la parada voluntaria del mismo.

Es por ello que el sistema de frenado constituye sin duda el elemento de seguridad activa más importante presente en un vehículo.

El proceso de frenado se produce mediante el intercambio entre dos superficies en fricción de la energía cinética que posee un vehículo en movimiento en energía térmica.

Los frenos en el automóvil están compuestos por una parte fija y otra móvil, al accionar una serie de mecanismos que ponen en contacto ambas partes se produce el proceso de frenado del vehículo.

En los automóviles los tipos de freno más utilizados son:

- Freno de tambor
- Freno de disco

En el freno de tambor está compuesto por una parte móvil denominada tambor el cual se encuentra montado directamente sobre el cubo de la rueda girando solidariamente con ésta y una parte fija denominada zapata.

La zapata se encuentra en el interior del tambor cilíndrico y éstas son accionadas mediante una leva produciendo la fricción de las mismas con el tambor.

En el freno de disco, éste actúa como la parte móvil mientras que la parte fija que produce la fricción se denomina pastilla. El disco se encuentra montado sobre el cubo el cual gira solidariamente con la rueda.

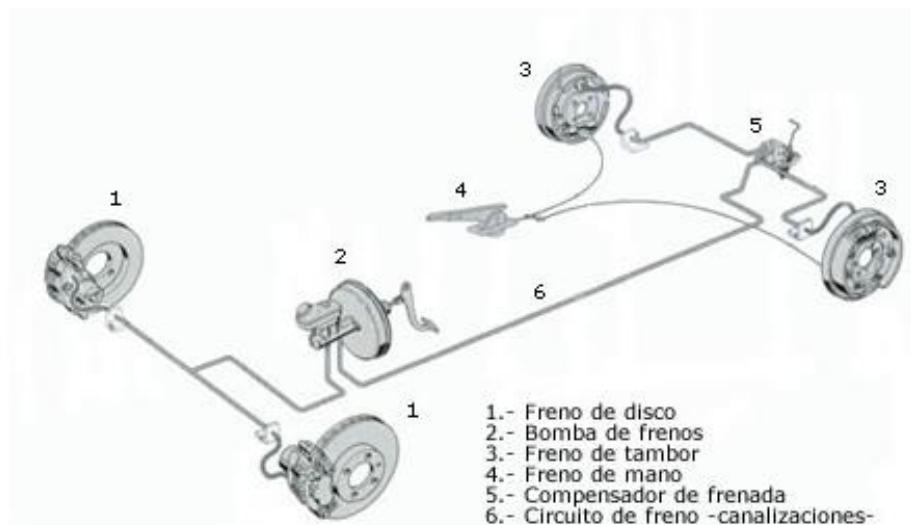
Cuando las pastillas de freno son accionadas por un dispositivo denominado pinza, estas producen la fricción al ser desplazadas contra la banda de fricción del disco de freno.

El método de actuación más extendido en los sistemas de freno automóvil es el denominado como, freno hidráulico del cual se realizará una descripción de cada uno de sus componentes.

5.8 El freno hidráulico en el automóvil

El sistema de frenado que se utiliza de manera generalizada en los vehículos de tipo turismo es el sistema hidráulico de freno. El cual está formado por los siguientes elementos.

- Disco de freno o tambor
- Pastilla de freno
- Pinza de freno
- Líneas Hidráulicas
- Líquido de freno
- Amplificador (Servofreno)
- Bomba de freno
- Pedal de freno
- Compensador de frenada



Esquema básico de un circuito de frenos

Figura 15. Sistema de freno hidráulico turismo (No ABS) [10]

Seguidamente se realizará una descripción de cada uno de los elementos que componen el sistema de frenado de un turismo moderno, lo que nos dará una visión general del funcionamiento del sistema de freno de un turismo convencional. Esto nos ayudará a la hora de trasladar este sistema de frenado al vehículo tipo Formula Student.

5.9 Servofreno

El servofreno es un dispositivo del sistema de frenado, el cual, reduce la fuerza necesaria a ejercer sobre el pedal de freno por el conductor para presurizar el circuito hidráulico a una misma cantidad de presión. Este es un elemento de ayuda al conductor dado que reduce el esfuerzo necesario sobre el pedal de freno, evitando la fatiga del mismo.

El servofreno puede ser de dos tipos:

- Mastervac: Instalado entre la bomba y el pedal de freno
- Hidrovac: Instalado tras la bomba

Este dispositivo puede tener distintos tipos de funcionamiento, estos pueden ser: hidráulicos, de aire comprimido, eléctricos o de vacío.

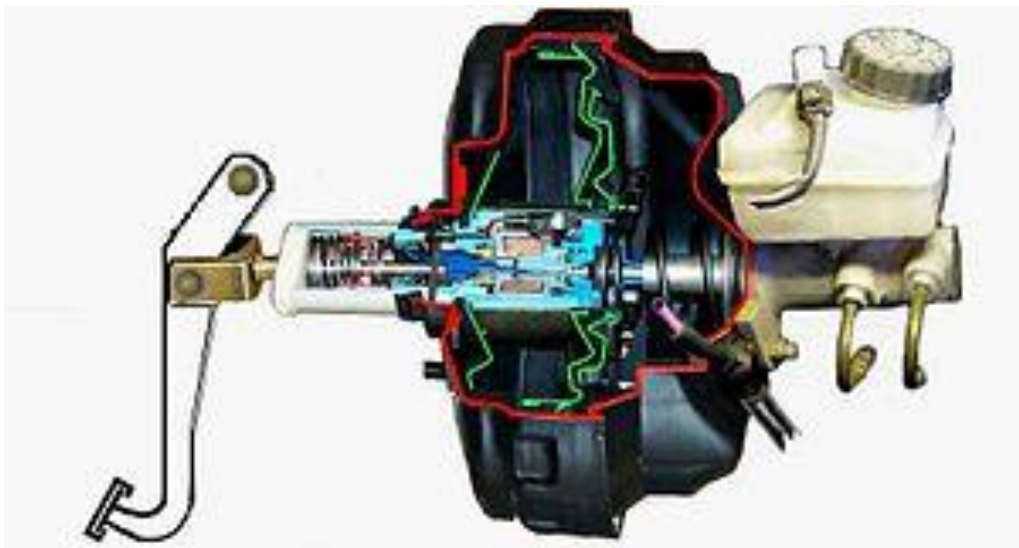


Figura 16. Servofreno de vacío [11]

El tipo de servofreno más usado en turismos es de tipo vacío, los cuales aprovechan la caída de presión que se genera en el colector de admisión a la retirada del pie del acelerador, aumentando la fuerza que el conductor ejerce sobre el sistema de freno con un efecto multiplicador de la fuerza.

No se realizará una descripción minuciosa sobre este tipo de dispositivo y su funcionamiento debido a que los monoplazas tipo Formula Student no suelen hacer uso de este tipo de componentes.

La no utilización de este tipo de sistema se debe a varios factores:

- Falta de espacio en la cabina para la instalación de dos dispositivos de servofreno para cada línea hidráulica.
- Debido a características del vehículo, bajo peso en particular, no se necesitan grandes fuerzas y presiones en el sistema como en un turismo convencional.
- El efecto multiplicador de la presión, si bien ayuda a la hora de reducir la fatiga sobre el conductor, en la competición es un efecto que puede resultar contraproducente al piloto, ya que el comportamiento del sistema deja de ser lineal, con lo que no se obtiene la misma regularidad y repetibilidad que en un sistema de frenado proporcional.
- Aumento de peso del sistema de frenado que repercute negativamente en el comportamiento dinámico del vehículo.

A continuación, presentamos una gráfica que proporciona un ejemplo sobre el efecto del servofreno en el sistema de frenado.

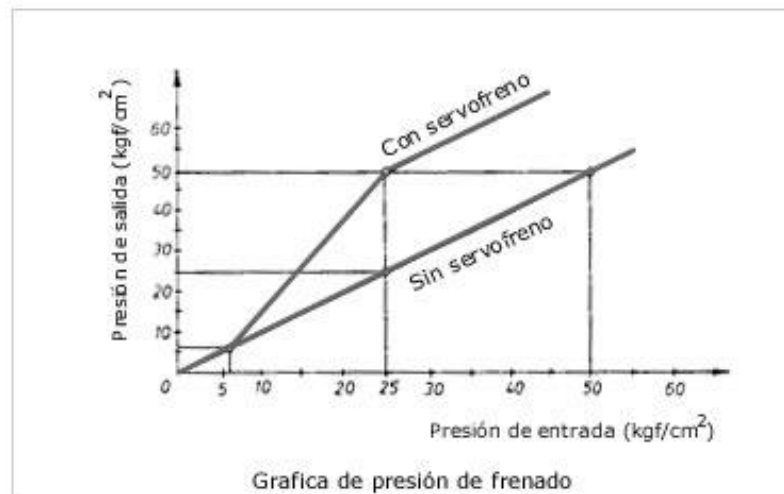


Figura 17. Efecto del servofreno sobre la presión hidráulica [12]

5.10 Líneas Hidráulicas (Conductos, latiguillos, racores)

La línea hidráulica es el conjunto de dispositivos encargado de transferir la presión del sistema de freno entre los componentes del sistema, a través del líquido de freno. Este componente deberá por tanto ser capaz de soportar la presión a la que somete el sistema de frenado del vehículo, además de otros factores como puede ser las agresiones ambientales (corrosión, pequeños proyectiles arrojados debido a la conducción del vehículo).

La línea hidráulica puede estar compuesta por tubo rígido o latiguillo flexible. Las secciones más largas de línea, como es salvar la batalla del vehículo para transferir el líquido al eje trasero del mismo, suelen realizarse mediante tubo rígido. Mientras que las secciones más pequeñas y las uniones hacia las mordazas se realizan con latiguillo flexible, debido a su versatilidad y facilidad de montaje, además de que han de permitir cierto grado de libertad de movimiento debido a los movimientos de la suspensión y del giro de las ruedas del vehículo.



Figura 18. Latiguillo flexible y tubo rígido de cobre [13]

Los tubos flexibles están compuestos por un conducto interior de EPDM, el cual es resistente al líquido de frenos, además de ser impermeable. Este conducto interno se encuentra recubierto por una o varias capas de material de protección como puede ser el rayón o un mallado de acero inoxidable externo que evitan los defectos de conformidad y la expansión de los latiguillos.

Al extremo de los latiguillos o tubos rígidos se alojan los racores, los cuales se encargan de realizar la unión de estos con los elementos del sistema de frenado como pueden ser pinzas y bombas. Se tratan de uniones roscadas que alojan un conducto sobre el que el líquido de freno fluye.

En nuestro caso la normativa de Formula Student obliga al uso de latiguillos reforzados con malla metálica en caso de uso de latiguillo flexible. A la hora de la elección de estos, debido a las dimensiones del vehículo y que no hay grandes distancias que salvar se puede optar por una instalación de latiguillos reforzados para ambos circuitos de freno, sin sufrir grandes efectos de expansión en los conductos, siendo estos más versátiles que los conductos rígidos, pudiendo ser dirigidos con facilidad a lo largo del chasis del vehículo.

Otra desventaja de los conductos rígidos respecto a los flexibles es que requieren de dobladores de tubos y abocardadores específicos a la hora de realizar la instalación de los racores que hacen que sea más compleja su instalación y si bien el coste por metro de tubo pueda resultar algo menor el tener que adquirir estas herramientas hace que no resulte tan económico finalmente su utilización.

En caso de avería de alguna de las líneas la desinstalación sustitución de líneas flexibles resulta más sencilla que las líneas rígidas por esto se recomienda la utilización de líneas flexibles en la instalación hidráulica del vehículo.

5.11 Líquido de frenos

El líquido de freno es el elemento que realiza la transmisión de la presión ejercida por la bomba de freno hacia la pinza de freno, aplicando luego los pistones la fuerza sobre la pastilla de freno.

Este líquido se trata de un líquido sintético, el cual, está compuesto a base de glicóéteres e inhibidores añadidos con la finalidad de proteger el sistema de freno contra los efectos de la oxidación y la corrosión.

La transmisión de la presión desde la bomba hacia la pinza ha de ser inmediata. Debido a que tratamos con un líquido, este a diferencia de los gases, no es compresible y de acuerdo a la ley de Pascal: “La presión ejercida sobre un fluido incompresible y en equilibrio dentro de un recipiente de paredes indeformables se transmite con igual intensidad en todas las direcciones y en todos los puntos del fluido”. Con lo que podemos concluir que la transmisión de la presión es inmediata.

Las características del líquido de freno han de ser:

- Debe ser incompresible
- Debe tener un punto de ebullición alto. Este debe permanecer en estado líquido, sin llegar al punto de ebullición cuando los frenos sean severamente solicitados o de manera repetida.
- Su temperatura de congelación ha de ser también lo suficientemente baja para evitar la congelación debida al frío.
- Debe de tener una viscosidad baja para que su desplazamiento sea lo más rápido posible, aumentando la inmediatez de actuación del sistema de frenos
- Ha de funcionar como lubricante, así se evita el deterioro de los elementos móviles con los que entra en contacto.
- Ha de ser químicamente estable, así se evitan efectos derivados por la corrosión u oxidación de elementos del sistema de frenado con los que entra en contacto.

Los líquidos de freno en la actualidad cumplen con estos requisitos, pero debido a su composición poseen una propiedad que resulta negativa para el correcto funcionamiento del sistema de frenos, teniendo que ser sustituido cada dos años o 70000 km aproximadamente. El líquido de freno es higroscópico, es decir tiene una gran capacidad de absorción de agua.

Esto resulta negativo debido a que si bien el agua resulta ser también un fluido incompresible y este no debería modificar en exceso las propiedades del líquido de freno. El agua puede producir la corrosión de los elementos del sistema de freno con los que entra en contacto. Además, cuando el agua tiene un punto de ebullición de 100°C, con lo que si el líquido supera esta temperatura se transforma en vapor de agua, el cual, sí que es compresible, con lo que se aumentaría el recorrido del pedal de freno, pudiendo incluso llegar a su tope sin llegar a presurizar el circuito hidráulico, perdiéndose entonces la capacidad de frenada prácticamente en su totalidad. Y no solo esto, la presencia de agua en el sistema hace que el punto de ebullición del líquido de freno también disminuya aumentando el riesgo de evaporación del mismo.

Los líquidos de freno en la actualidad se engloban dentro de las categorías DOT (Department Of Transport) entidad que regula la calidad de los líquidos de freno vendidos con las siguientes denominaciones:

- DOT 3: Se usa en frenos convencionales, es el más barato y posee un punto de ebullición seco de 205°C y un punto de ebullición húmedo de 140°C con una viscosidad de 1.5 cST.
- DOT 4: Se usa tanto en frenos convencionales como abs, su punto de ebullición seco es de 230°C y un punto de ebullición húmedo de 155°C con una viscosidad de 1.8 cST.
- DOT 5: Este líquido está compuesto en base de silicona con lo que no puede ser mezclado ni utilizado en sistema de frenos que no se encuentren preparados para su uso, este fluido no es higroscópico, pero absorbe mayor cantidad de aire, su punto de ebullición seco es de 270°C.
- DOT 5.1 Se trata de la evolución del DOT 4 se usa tanto en frenos convencionales como abs, su punto de ebullición seco es de 260°C y un punto de ebullición húmedo de 180°C con una viscosidad de 0.9 cST.

En el caso del líquido de freno nuestro Formula Student dependerá de la compatibilidad de los componentes elegidos. En caso de no usarse componentes que trabajen con líquidos a base de silicona el líquido que parece ofrecer un mejor desempeño resulta ser el DOT 5.1, el cual posee el punto de ebullición más elevado y la viscosidad más baja.

Hay que tener especial cuidado con la viscosidad ya que, si bien puede ayudar a conseguir una mayor inmediatez del sistema de frenado, reduciendo el tiempo de respuesta del sistema de frenado disminuyéndose el tiempo que tarda el sistema de frenado en presurizar el sistema, en caso de fuga la pérdida de presión también ocurriría con mayor inmediatez.

5.12 Bomba de freno

La bomba de freno es el elemento que se encarga de la presurización del sistema de freno. Ésta recibe la fuerza ejercida por el conductor a través del pedal y la transmite al líquido de freno mediante el pistón de la bomba. En turismos convencionales, la legislación obliga a que estos estén provistos de doble circuito de freno, por ello usan bombas de tipo tándem, con dos pistones y dos salidas.

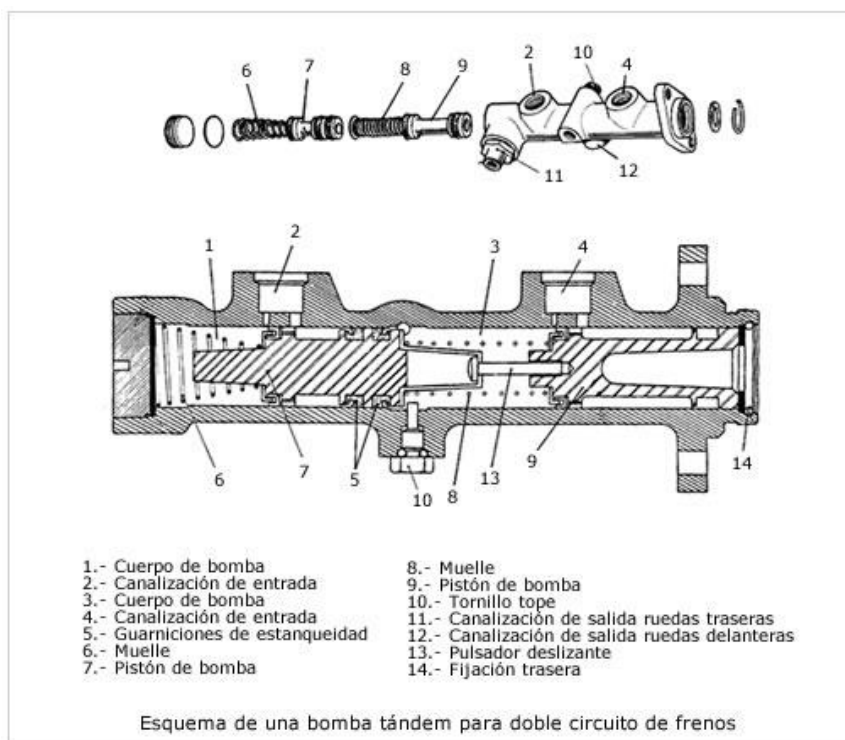
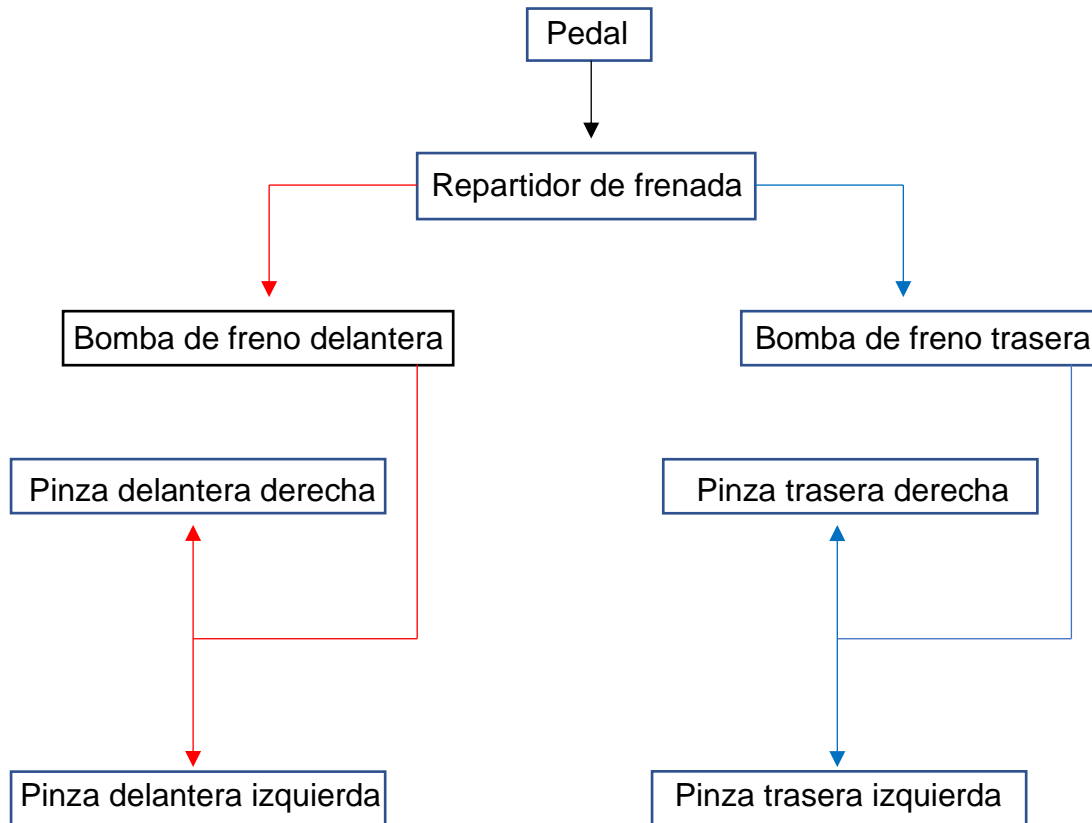


Figura 19. Bomba de freno tipo tándem [14]

En este tipo de bomba un pistón va seguido de otro estando ambos conectados, con lo que, al accionamiento de la bomba se presurizan al mismo tiempo ambos circuitos hidráulicos. Estas normalmente se suelen encontrar conectadas en forma de X, la rueda delantera derecha con la trasera izquierda y viceversa, de esta manera siempre tenemos presión en al menos dos de las ruedas y en una de cada eje.

Debido a la normativa, en la Formula Student se utilizan dos bombas de freno de tipo simple conectadas mediante un repartidor de frenada, cada bomba en este caso estará encargada de presurizar cada eje por separado.

A continuación, se presenta un esquema simplificado del sistema de frenado y del circuito hidráulico de freno típico utilizado en un Formula Student.



Este tipo de configuración hidráulica nos permite regular el balance de frenada sobre cada eje de manera independiente mediante el uso del repartidor de frenada, estando conectada cada bomba de freno a cada eje por separado en una configuración de tipo II. Debido a esto, no entraremos en detalles del funcionamiento de la bomba tipo tándem, el cual mediante la utilización de una única bomba de freno realiza la presurización de dos circuitos hidráulicos mediante la utilización de un único dispositivo.

La bomba de freno de tipo simple por el contrario solo alimenta a un único circuito hidráulico. Los componentes que forman la bomba de freno de tipo simple son los siguientes:

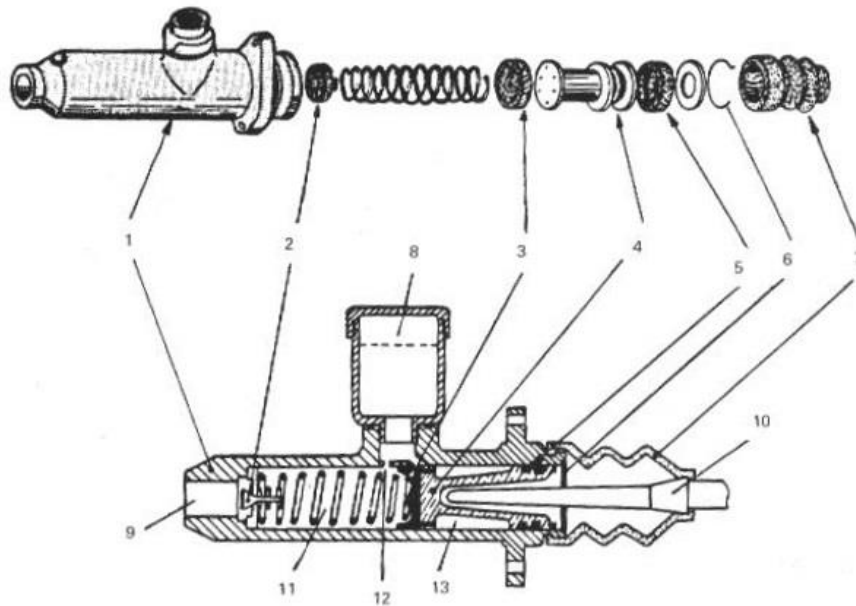


Figura 20. Bomba de freno tipo simple [14]

1. Cilindro
2. Válvula de doble acción
3. Goma primaria
4. Pistón
5. Goma secundaria
6. Seguro
7. Guardapolvo
8. Deposito
9. Puerto de salida de líquido
10. Varilla de empuje
11. Cámara
12. Orificio de compensación
13. Cámara

El funcionamiento de la bomba de tipo simple es similar a la bomba de tipo tándem, pero en este caso solo disponemos de un pistón como elemento presurizador del sistema.

En posición de reposo debido a la acción del muelle alojado en la cámara interior de la bomba, el pistón se mantiene en la posición de reposo a la espera

de ser solicitado por el conductor. Este muelle mantiene a su vez la válvula de doble acción (2) cerrada con lo que la bomba queda incomunicada del resto del circuito hidráulico.

El conductor al ejercer fuerza sobre el pedal acciona la bomba desplazando la varilla de empuje (10) la cual está conectada al pistón de la bomba (4). Mediante el movimiento del pistón (4) y debido a la acción sellante que produce la goma primaria o copela (3) con el cuerpo de la bomba o cilindro (1) se presuriza el circuito hidráulico, el cual mediante los pistones alojados en la pinza de freno desplazan a la pastilla de freno produciendo la fricción contra el disco de freno. El muelle al ser comprimido por el pistón (4) abre la válvula de doble acción (2) conectándose la bomba con el circuito hidráulico.

Respecto a la bomba, hay diferentes maneras de montaje al pedal de freno y distintas maneras de posicionarlas, horizontal con la vertical o en ángulo mediante el uso de bombas con montaje sobre rodamiento, las diferentes opciones de montaje serán abordadas posteriormente cuando se realice el análisis de las diferentes alternativas.

5.13 Pedal de freno

El pedal de freno es el dispositivo principal de accionamiento del sistema de freno del vehículo. Este se acciona mediante el pie del conductor presionando un mando que actúa de palanca, girando sobre un eje situado a lo largo del cuerpo del pedal, multiplicando la fuerza ejercida inicialmente por el conductor.



Figura 21. Pedal de freno con barra de balance [15]

La fuerza ejercida por el conductor es transmitida a las bombas de freno las cuales se encuentran unidas al cuerpo del pedal. Dependiendo de la posición, distancia, a la que estas se encuentren unidas en el pedal respecto del eje del mismo variará el efecto multiplicador de la fuerza y por ende de la presión sobre el circuito hidráulico (ratio del pedal).

La característica más importante del pedal de freno es la capacidad de multiplicación de la fuerza ejercida por el conductor del vehículo, el conocido como ratio del pedal. A continuación, abordaremos las distintas maneras de calcular el ratio del pedal dependiendo si las bombas se encuentran por encima del eje de giro o por debajo de este. En la siguiente figura podemos observar la colocación típica de las bombas de freno respecto al pedal.

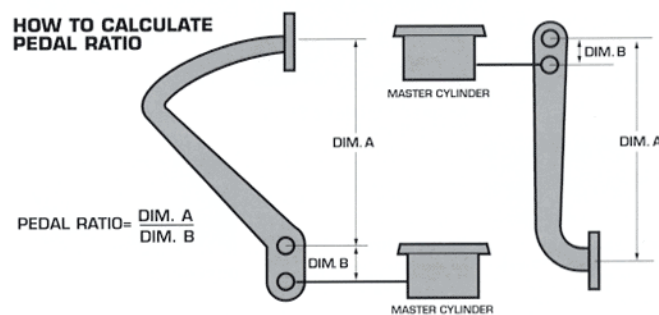


Figura 22. Ratio de pedal de freno [44]

Como podemos observar en la figura 21 el ratio del pedal resulta de la división de la distancia entre el eje de giro y la almohadilla del pedal, donde el conductor ejerce la fuerza, y la distancia entre el eje de giro y la varilla de impulsión de la bomba de freno.

La diferencia radica en la posición del eje, en el primer caso (izq) el eje se encuentra entre la varilla de impulsión y la almohadilla del pedal, mientras que en el segunda caso (dcha), el eje de giro se encuentra en el extremo superior del pedal.

El ratio de pedal de freno resulta como podemos observar en la figura de la relación entre las distancias entre en eje y la almohadilla del pedal y del eje a la barra de impulsión de las bombas de freno.

$$\text{Ratio de pedal} = \frac{\text{Distancia eje - almohadilla del pedal}}{\text{Distancia eje - Barra impulsión de la bomba}}$$

5.14 Corrector de frenada

Anteriormente hemos visto como durante el proceso de frenada se produce una transferencia de peso desde el eje posterior hacia el eje delantero. Esto resulta en una descarga del eje posterior, debido a esto la fuerza de frenado no debe de ser la misma en ambos ejes.

Incluso aunque se usen bombas de diferentes diámetros entre los circuitos hidráulicos delanteros y traseros, en un turismo convencional, pueden existir diferentes distribuciones de carga, con lo que se hace imprescindible el uso de un mecanismo corrector de frenado, el cual, corrige la presión aplicada sobre las ruedas traseras en función del estado de carga sobre el eje posterior.

Como hemos visto con anterioridad, el bloqueo del eje trasero resulta ser más peligroso que el caso de bloquear el eje delantero, debido a que conlleva a una pérdida de control del vehículo debida al deslizamiento del eje posterior. Es por ello que los turismos aplican los correctores de frenado, con el fin de lograr una frenada estable en cualquier situación de carga del vehículo.

Los correctores de frenado pueden ser clasificados según el método de actuación respecto a la corrección. Estos pueden ser clasificados en:

- Repartidores: Actúan únicamente en función de la presión.
- Limitadores y compensadores: Actúan en función de la presión y además en función del estado de la carga.

Los principales correctores de frenada utilizados en turismos son:

1) Corrector de simple efecto

Este dispositivo evita el aumento de presión sobre el circuito trasero una vez se ha sobrepasado determinado valor, manteniendo la presión del circuito delantero de freno invariable, de manera que su presión varía con la presión de la bomba de freno.

Este tipo de repartidor solo permite una repartición fija de la fuerza de frenado, independientemente del balance de pesos sobre cada eje, está tarado de manera que solo pueda producirse el bloqueo del eje delantero en todo momento.

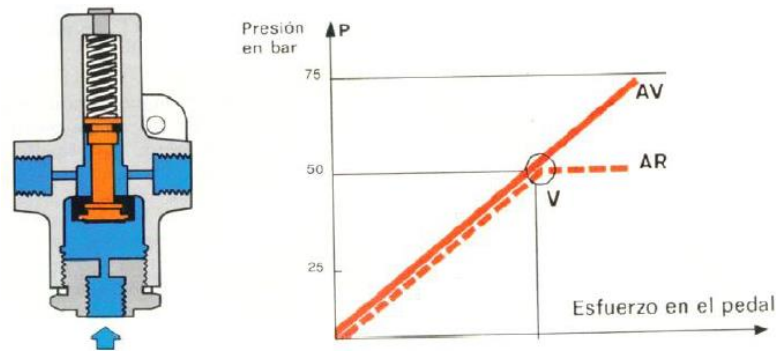


Figura 23. Corrector de simple efecto [6]

2) Corrector de doble efecto

En el caso del corrector de doble efecto el funcionamiento es similar al corrector de simple efecto, pero, dependiendo de la severidad de la frenada sí que permite en este caso el aumento de la presión por encima del tarado inicial, debido a que este dispositivo cuenta con dos muelles tarados para en un primer momento limitar la presión hacia el circuito hidráulico trasero (2º tiempo) bloqueando la salida hacia el mismo.

Si la presión continúa aumentando la presión aumenta sobre la parte baja del pistón, el cual se desplaza de su asiento tras superar el tarado del segundo muelle (muelle antagonista) alojado en su interior, permitiendo que el circuito trasero siga presurizándose (3er Tiempo).

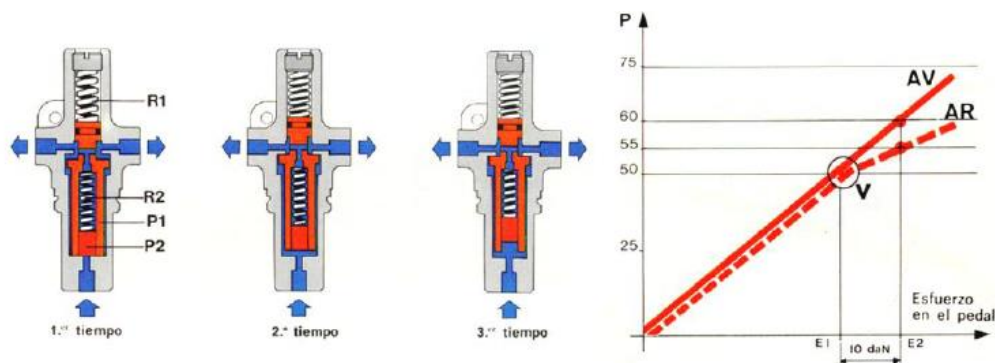


Figura 24. Corrector de doble efecto [6]

3) Limitador de tarado variable

El limitador de tarado variable funciona de manera similar al repartidor de simple efecto, solo que el tarado el muelle varía con la carga sobre el eje posterior del vehículo, no estando predefinida su tara. Dependiendo de la carga sobre el muelle del eje trasero la presión que se ha de ejercer sobre el pedal de freno aumenta

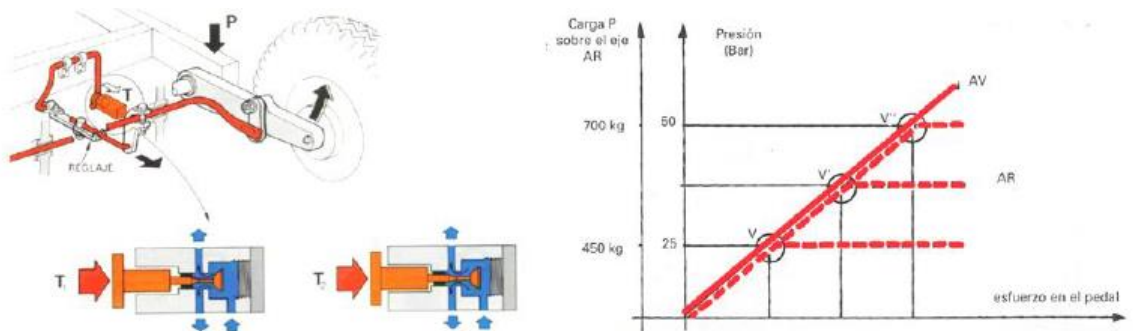


Figura 25. Limitador de tarado variable [6]

4) Compensador de frenada

El funcionamiento en este tipo de corrector es similar al del corrector de doble efecto, la diferencia radica en que el tarado del muelle antagonista varía con la carga del eje trasero del vehículo.

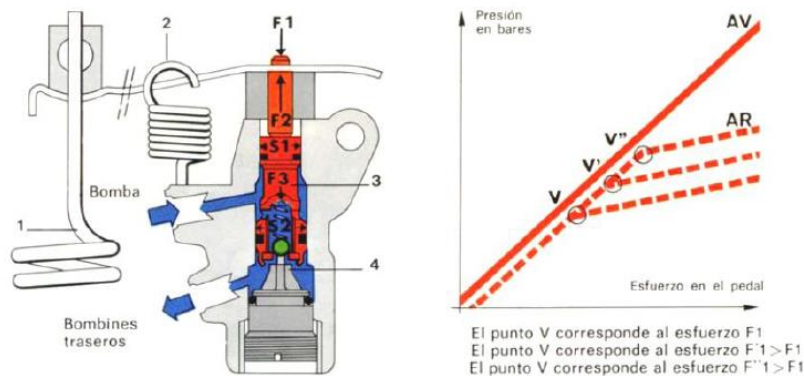


Figura 26. Compensador de frenada [6]

5) Compensador activado por inercia

En este tipo de corrector, la presión del circuito hidráulico trasero queda limitada en función de la inercia durante la deceleración del vehículo. Al comenzar la frenada el peso del vehículo se traslada hacia el eje delantero. La bola (D) de la figura 34 se desplaza en el interior del cuerpo del compensador y dependiendo de la inercia del vehículo, obstruirá el conducto F, limitándose así la presión sobre el circuito hidráulico del eje trasero.

Si la presión continúa aumentando la sección (H) se desplaza hacia la izquierda contra la acción del muelle. Dependiendo del movimiento de esta sección (H) ocasionada por la subida de presión en el circuito hidráulico, puede producirse la reapertura del conducto F.

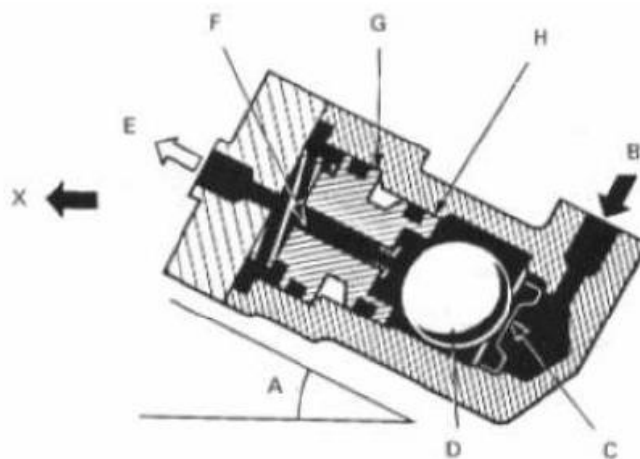


Figura 27. Compensador activado por inercia [14]

En nuestro, el Formula Student no tiene grandes disparidades en la distribución de carga del vehículo siendo esta es prácticamente única dependiendo únicamente del peso del piloto siendo ésta la única carga externa aplicada en el vehículo.

Además, nuestro vehículo dispondrá de dos bombas de freno independientes por normativa en lugar de llevar instalada una bomba tipo tándem

con salida doble. Por ello nuestro circuito llevará otro tipo de repartidor de frenada llamado barra de balance, el cual será abordado a continuación.

5.15 Barra de balance

El repartidor de frenada, barra de balance, consiste en una palanca ajustable, generalmente una barra roscada, que pivota sobre un rodamiento esférico alojado en el interior de un cilindro metálico que lo contiene, estando conectada esta a las bombas de freno del vehículo.



Figura 28. Barra de Balance [45]

Es el elemento encargado de distribuir la fuerza de frenado entre los circuitos hidráulicos del eje delantero y trasero del vehículo.

La barra de balance se encuentra alojada dentro del pedal de freno a una altura determinada lo que determina el ratio del pedal. El funcionamiento de la barra de balance es simple, esta se encuentra alojada transversalmente en el pedal transmitiendo la fuerza ejercida sobre el pedal a través de un rodamiento alojado en su interior.

El desplazamiento del tornillo sin fin según se realiza hacia derecha o izquierda permite la configuración del reparto de frenada acercando o alejando cada una de las bombas dependiendo de la distancia desde el rodamiento al punto de conexión de cada una de las bombas obteniéndose el reparto de

frenada, resultando mayor la fuerza sobre la bomba que se encuentre más alejada del centro de la misma.

A continuación, podemos ver un esquema del funcionamiento del repartidor de frenada.

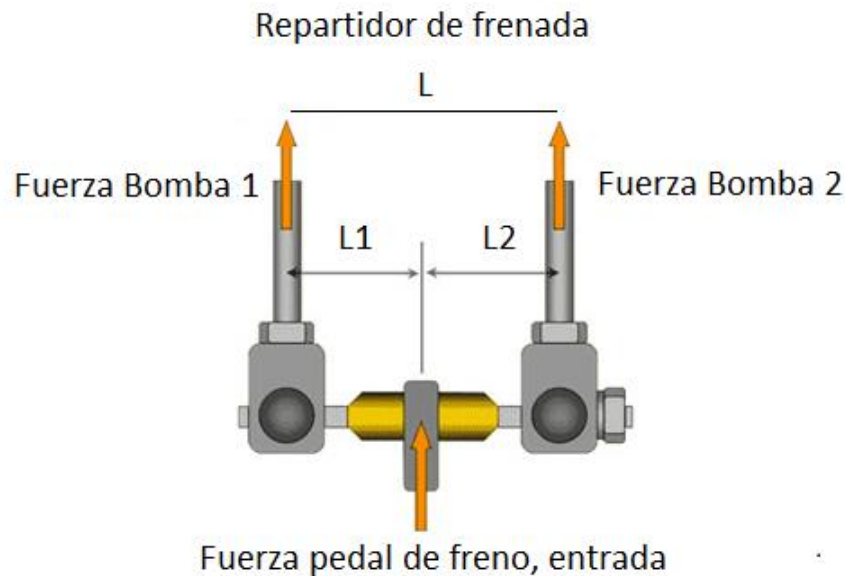


Figura 29. Barra de balance, repartidor de frenada

El cálculo de la fuerza ejercida sobre cada una de las bombas resulta del balance de momentos entre cada una de las bombas resultando:

$$Fuerza\ bomba\ 1 = \frac{Fuerza\ pedal\ freno}{2} \frac{L2}{L}$$

$$Fuerza\ bomba\ 2 = \frac{Fuerza\ pedal\ freno}{2} \frac{L1}{L}$$

Como podemos observar el reparto de frenado depende de las distancias $L1$ y $L2$, otra manera de calcular el reparto viene de establecer el porcentaje de reparto sobre cada bomba mediante la relación entre estas distancias y L .

Sabiendo lo que se desvía el reparto del 50% podemos obtener un parámetro de reparto que llamaremos en nuestro caso, α , con lo que, si por ejemplo tenemos un reparto del tipo 60% al eje delantero y 40 % al eje trasero, nuestro parámetro α toma un valor de 10%, 0,1 en tanto por uno, que resulta ser la desviación respecto al 50%. De esta manera el cálculo de la fuerza en cada bomba resulta:

$$Fuerza\ bomba\ 1 = \frac{Fuerza\ pedal\ freno}{2} (1 + \alpha)$$

$$Fuerza\ bomba\ 2 = \frac{Fuerza\ pedal\ freno}{2} (1 - \alpha)$$

Con lo que la bomba que se encuentra más cercana al rodamiento del repartidor de frenada que se aloja entre estas, será la que tenga una mayor fuerza de salida en el repartidor, normalmente se asigna esta bomba al circuito encargado de frenar el eje delantero debido a la transferencia de peso que ocurre durante la frenada.

Este tipo de compensador de frenada es el más utilizado de manera regular en la competición de Formula Student debido a la sencillez de su implementación, ya que simplemente hay que alojar este dispositivo en el pedal de freno.

Además, debido a la utilización de dos bombas de freno que controlan cada uno de los circuitos hidráulicos permiten establecer el reparto de frenada de manera sencilla sobre cada uno de los circuitos resultando ser la solución utilizada casi universalmente por los equipos de Formula Student.

5.16 Pinza de freno

La pinza de freno es el dispositivo encargado tanto de soportar las pastillas de freno como de empujarlas hacia el disco de freno cuando el sistema hidráulico se presuriza.

El funcionamiento del pistón de la pinza de freno es el mismo independientemente del tipo que se trate. Al presurizar el sistema hidráulico los pistones de la pinza transmiten la fuerza sobre las pastillas de freno realizando

un movimiento lineal acercándolas contra el disco, donde se realiza la fricción debido a la compresión por parte de las pastillas de ambos lados de la pinza.

Al soltar el pedal de freno, el sistema hidráulico se despresuriza y las pastillas vuelven a su posición original gracias a la acción de unas juntas colocadas a modo de retén que actúan como un resorte. La posición de las pastillas de freno ha de ser lo suficientemente cercana al disco, para evitar recorridos muertos de pedal excesivos, pero sin que se provoque el contacto con el disco mientras el circuito se encuentra despresurizado.

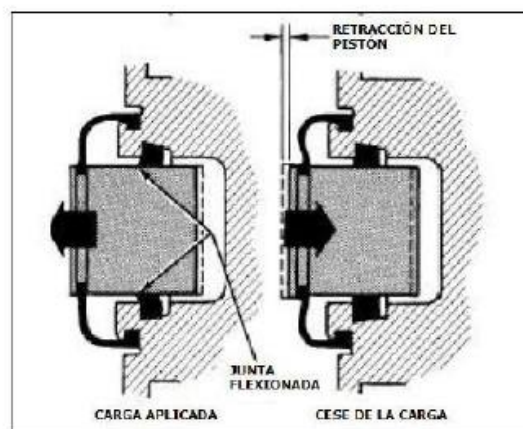


Figura 30. Retenes de pinza de freno [16]

Una configuración incorrecta de los retenes podría provocar un desgaste prematuro de las pastillas de freno, además de fenómenos como el aumento del stress térmico sobre el disco de freno.

A continuación, se muestran los diferentes tipos de pinza de freno los cuales son:

1) Pinza de tipo fijo

El freno de pinza de tipo fijo es aquel en el que la mordaza se encuentra sujeta de manera permanente durante el frenado. El desplazamiento de las pastillas contra el disco se realiza mediante 2 o más pistones contrapuestos de doble acción.

En este tipo de pinza, los pistones se encuentran en la mitad de la mordaza. Al presurizarse el circuito hidráulico en el proceso de frenado, los pistones colocados de manera contrapuesta desplazan la pastilla por cada lado contra la banda de fricción del disco de freno.

Al despresurizarse el circuito hidráulico, los retenes actúan a modo de resorte y recolocan las pastillas en la posición de reposo, en espera de ser solicitadas nuevamente en otro proceso de frenada.

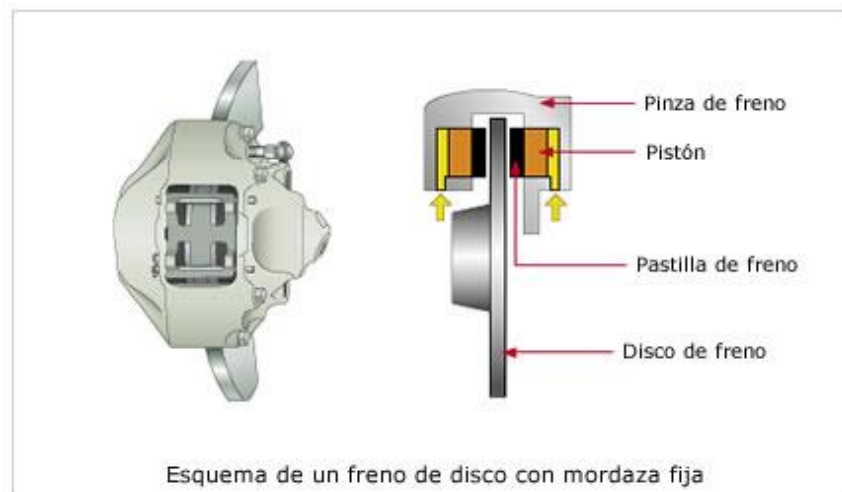


Figura 31. Pinza de freno tipo Fijo [16]

2) Pinza de tipo oscilante:

La pinza de tipo oscilante, es aquella que se encuentra sujeta por un perno colocado de manera excéntrica, el cual actúa como eje de giro para la mordaza.

Al presurizar el circuito de freno se acciona el pistón o pistones localizados en uno de los lados de la mordaza, la pastilla al entrar en contacto con la banda de fricción del disco de freno produce una reacción sobre el pistón, provocando el giro de la mordaza alrededor del perno de sujeción, lo cual empuja a la pastilla contrapuesta quedando el disco aprisionado entre las dos pastillas.

Al despresurizarse el circuito la mordaza gira de nuevo a la posición de reposo, con esto se logra que las pastillas se despeguen de la banda de fricción del disco y se concluye el frenado.

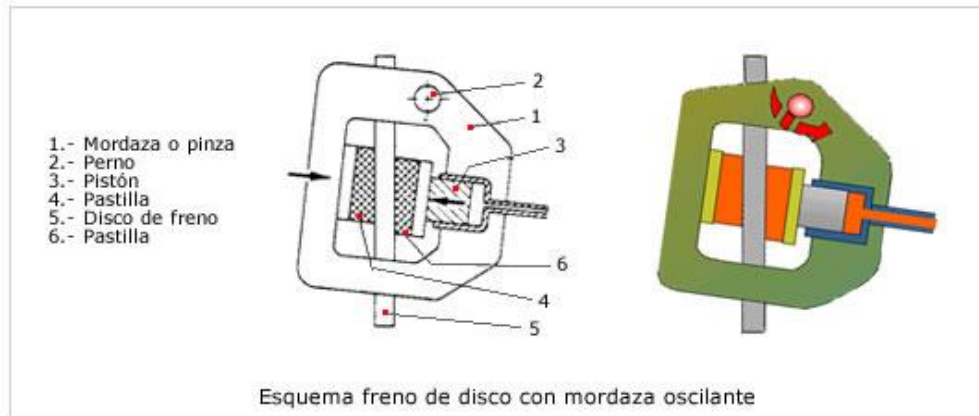


Figura 32. Pinza de freno de tipo oscilante [16]

3) Pinza de tipo flotante:

En este tipo de pinza el pistón o pistones de la mordaza se encuentran nuevamente localizados en uno de los lados. Este tipo de mordaza cuenta con una serie de tornillo guía que funcionan a modo de rail sobre el que la mordaza se desplaza.

Al presurizar el circuito hidráulico la pastilla se acerca a la banda de fricción del disco de freno, provocando una fuerza de reacción al contactar con ella. Esta fuerza de reacción provoca el movimiento de la mordaza deslizándose ésta a través de los tornillos guía. Debido a este movimiento el disco queda aprisionado entre las pastillas de freno sobre la banda de fricción del disco, produciéndose el frenado.

Al despresurizarse el circuito hidráulico, el retorno de la pastilla a la posición de reposo se produce de manera similar a la pinza de tipo fijo, mediante la acción de los retenes que actúan como si fueran un resorte.

Tanto la pinza de freno de tipo oscilante como la pinza de freno de tipo flotante ofrecen una clara desventaja respecto a la pinza de tipo fijo y es que debido a la naturaleza de su montaje y de accionamiento, éstas han de realizar desplazamientos en el cuerpo de la pinza lo que repercute en la aparición de defectos de conformidad y flexiones sobre las mismas que hacen que se puedan llegar a producir desgastes irregulares en la pastilla realizándose el contacto de manera no completamente perpendicular a la misma lo que repercute en una

peor sensación sobre el pedal para el piloto pudiendo afectar al rendimiento del proceso de frenada.

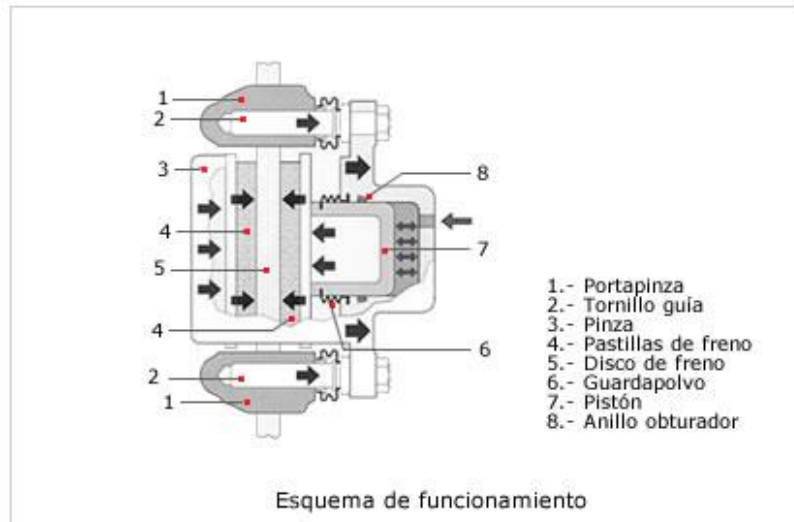


Figura 33. Pinza de freno tipo flotante [16]

Dependiendo del tipo de montaje podemos clasificar las pinzas en dos grupos:

1) Tipo Axial



Figura 34. Pinza de freno tipo axial [34]

Son las pinzas encontradas de manera más común en turismos, estas pinzas los pernos que sujetan la pinza de freno se encuentran de manera perpendicular al plano de los discos, es decir, paralelos al eje de la rueda.

2) Tipo Radial

Este tipo de montaje de pinza aparece en el mundo del motociclismo, la mordaza en este tipo de montaje se fija mediante pernos que se encuentran colocados paralelos al plano de la cara del disco.



Figura 35. Pinza de freno tipo radial [17]

La ventaja de este tipo de montaje respecto al montaje axial es que se reduce la flexión lateral respecto al montaje axial, esto repercute en un mejor contacto de las pastillas de freno sobre la banda de fricción del disco de freno, además esta reducción de la flexión produce que el pedal de freno reduzca su recorrido siendo este más firme, repercutiendo en el aumento de sensación de seguridad, regularidad y en la repetibilidad durante el proceso de frenado.

Para la adaptación al Formula Student se considera que la mejor opción es el uso de una pinza de tipo fijo y de montaje radial, ya que es la configuración que ofrece el mejor comportamiento respecto a la flexión de la mordaza en ambos casos, ofreciendo una frenada más regular respecto a otras opciones.

Las pinzas utilizadas regularmente y que mejor se adaptan a las necesidades de la competición de tipo formula student respecto a los productos comerciales son las pinzas del mundo del motociclismo, las cuales se adaptan perfectamente a las necesidades de este tipo de competición ofreciendo un rendimiento adecuado con un peso contenido.

La decisión final aun así estará supeditada a la disponibilidad en el mercado de cada tipo de pinza y otros criterios como la facilidad de adaptación al vehículo, el coste, disponibilidad etc...

5.17 Pastilla de freno

Son los elementos del sistema de frenado encargados de generar la fricción necesaria que realiza la deceleración del vehículo. Dicha fricción se produce al aplicarse una fuerza perpendicular sobre éstas, haciendo que contacten contra la banda de fricción del disco de freno. En este proceso se produce la transformación de la energía cinética del vehículo en energía calorífica.

Composición [18]

Hace unos años, dentro de la composición de las pastillas de freno se encontraban los asbestos. Esta sustancia en caso de ser inhalada por un ser humano puede ser perjudicial para su salud, pudiendo provocar asbestosis, estando está clasificada como una sustancia cancerígena por las autoridades sanitarias. Debido a esto, el uso de asbestos en la fabricación de pastillas de freno fue prohibido dejándose estas de utilizar durante los años 90.

Inicialmente las primeras pastillas de freno fabricadas sin asbestos presentaban peores prestaciones, pero a día de hoy, los nuevos compuestos superan a estas en todos los aspectos que se espera que tenga un buen material de fricción, especialmente un coeficiente de rozamiento alto y que se mantenga estable a lo largo de todo el rango de temperaturas de operación del sistema de frenado.

La fabricación de las pastillas de freno incluye en mayor o menor medida alguno de los componentes siguientes:

- **Fibras:** Estos elementos forman el “armazón” de las pastillas. Se encargan de ligar y aglutinar al resto de los elementos presentes en la pastilla. Las fibras pueden ser principalmente, sintéticas o minerales. Las más utilizadas son las fibras de aramida (Kevlar), fibras de vidrio...

- **Cargas minerales:** Dan consistencia mecánica a la pastilla, aportan resistencia a cortadura como a la abrasión, así como a las altas temperaturas. Los minerales más usados son magnesita, barita, feldespato, talco y otros
- **Componentes metálicos:** Se adicionan en forma de viruta, su función es tanto la de homogeneizar la transferencia de calor desde la pastilla a la pinza de freno como el coeficiente de fricción de la pastilla. Los metales más usados son el cobre, latón, bronce entre otros.
- **Lubricantes o modificadores de coeficiente:** Varían el coeficiente de fricción de la pastilla dependiendo del rango de temperatura. Se suelen emplear grafitos, sulfuros entre otros componentes.
- **Materiales orgánicos:** Aglomeran al resto de materiales. Al alcanzar cierta temperatura ligan el resto de componentes hasta que polimerizan.
- **Abrasivos:** Material encargado de Incrementar el coeficiente de fricción, se encargan también de limpiar la superficie del disco de freno creando una capa entre la pastilla y el disco de freno intermedia.

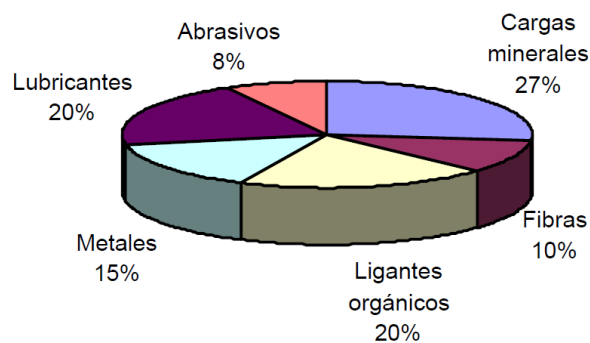


Figura 36. Composición pastilla de freno [18]

Características

Los requisitos que debe tener un buen material de fricción son:

- Debe tener un coeficiente de fricción estable en cualquier rango de temperatura.
- Debe tener resistencia tanto al choque como al cizallamiento.
- Debe tener capacidad de absorber las vibraciones y las irregularidades que puedan surgir en el disco de freno, tanto en frío como en caliente.
- Debe tener un equilibrio adecuado entre la capacidad de abrasión y la resistencia al desgaste.

Elementos de las pastillas de freno [19]

Las pastillas de freno están compuestas por los siguientes elementos:

- Soporte: Pieza metálica cuya función es la de mantener en el portapastillas el material de fricción de la misma.
- Underlayer: Capa de material que fija el material de fricción al soporte, además funciona como aislante térmico entre la pastilla de freno y la pinza de freno evitando que se caliente el líquido de freno, pudiendo producirse la evaporación del mismo.
- Antiruidos: Accesorio encargado de absorber las vibraciones producidas durante el proceso de frenado debido al contacto entre el disco de freno y la pastilla. Estas láminas permiten el aumento de la compresibilidad de la pastilla en frío evitando ruidos, mientras que no aumenta en caliente, lo que podría dar lugar a recorridos de pedal excesivos y sensación esponjosa en el pedal de freno.
- Avisadores de desgaste: Tienen como función alertar el fin de la vida útil de la pastilla de freno y que estas han de ser sustituidas. Los hay sonoros, y alertan al usuario debido al chirrido característico que realizan durante el proceso de frenada, algunas

pastillas incorporan un indicador luminoso que funciona mediante un cable con cabeza de polímero que al desgastarse hace contacto con el disco cerrando el circuito y encendiendo un testigo en el cuadro del vehículo.

Tipos de pastilla de freno según su composición

Las pastillas de freno atendiendo al tipo de composición pueden ser: orgánicas, metálicas, semimetálicas, cerámicas o de carbono. En nuestro caso analizaremos los tres primeros compuestos debido a que tanto las pastillas cerámicas como las de carbono, no suelen usarse en la competición FSAE debido a diversos motivos.

Las de carbono están destinadas al mundo de la alta competición y tienen un mal comportamiento en frío, estas necesitan de temperaturas de operación elevadas que resultan difícilmente alcanzables con los vehículos de tipo Formula Student.

Tanto las pastillas de carbono como las cerámicas son los compuestos de pastillas más caros estando sobredimensionadas para el tipo de competición objetivo. Las principales características de cada compuesto de pastilla son:

- **Orgánicas**

Fabricadas de fibras de materiales orgánicos mezcladas con fibras inorgánicas, estando estas ligadas por resina fenólica. Tienen diversas composiciones dependiendo de los tipos de fibras que la componen.

Ventajas:

- Excelente comportamiento en frío.
- Absorben mejor las vibraciones, mayor compresibilidad.
- Menor transferencia de calor a la pinza de freno, y por lo tanto al líquido de freno.
- Se asientan con mayor rapidez.

Contras:

- Menor resistencia al fading, pérdida de potencia de frenado a altas temperaturas.
- Peor rendimiento en condiciones adversas, lluvia, suciedad...
- Menor durabilidad
- Material propenso a la cristalización, con la consecuente pérdida en la potencia de frenado.

- **Metálicas**

Conocidas como sintered pads, realizadas principalmente con metal sinterizado. Fabricadas por compuestos metálicos de hierro, cobre o bronce a partir de viruta de estos metales y amalgamado tras un proceso térmico.

Ventajas:

- Excelente comportamiento en condiciones adversas lluvia, suciedad...
- Resisten altas temperaturas, mejor resistencia al fading
- Tienen la mayor durabilidad.

Contras:

- Absorben peor las vibraciones, ruidosas.
- Peor rendimiento en frío
- Mayor transmisión de calor a la pinza de freno y por tanto, al líquido de freno.
- Tardan en asentarse

- **Semimetálicas**

Se trata de una combinación de las pastillas orgánicas y metálicas. Se componen tanto de fibras orgánicas como de fibras metálicas aglutinadas mediante resina fenólica. El comportamiento de las pastillas varía dependiendo a la distribución de la composición. Las pastillas con este tipo de composición representarían el punto medio entre las ventajas y desventajas de las pastillas metálicas y orgánicas.

Respecto a la elección de la composición de la pastilla de freno, ésta vendrá influenciada principalmente a la elección de la pinza de freno, debido a

que cada pinza posee un molde característico pudiendo no estar disponible la pastilla en la composición deseada para un tipo de pinza de freno en particular, el fabricante por lo general ofrece una selección acotada de la composición de la pastilla dependiendo del modelo de pinza de freno escogido, por ello se ha de tener especial atención a la hora de realizar la elección del conjunto pinza de freno y pastilla. Se favorecerá la elección de compuestos que ofrezcan una mejor respuesta en frío y un coeficiente de fricción lo más estable posible en todo el rango de temperaturas, ya que esto hace que el comportamiento de la frenada sea más predecible.

5.18 Disco de freno

El disco de freno es la superficie sobre la que interactúa la pastilla de freno produciéndose la deceleración del vehículo. La fricción entre el disco de freno y la pastilla, genera la transformación de energía cinética del vehículo a energía calorífica con el objetivo de aminorar la velocidad del vehículo.

Pero este no es el único objetivo del disco de freno, además debe lograr que el calor producido sea transmitido al ambiente de la manera más rápida y eficiente posible, dado que, si no se evacua el calor generado, el aumento de la temperatura de operación del sistema de frenado podría provocar efectos adversos como el brake fade o incluso la rotura del sistema, dejando al vehículo sin poder de frenado.

En los turismos convencionales el material con el cual se suelen fabricar los discos de freno es el hierro fundido. Existen discos fabricados en otros materiales como pueden ser compuestos de carbono, utilizados en la alta competición, pero debido a su alto coste su uso resulta ser inviable su utilización en turismos convencionales.

Otros materiales son las familias del acero y los inoxidables, estos tienen la ventaja de resistir mejor el desgaste, pero tienen en su contra un coeficiente de fricción menor respecto a los de hierro fundido dotándoles de un peor comportamiento en frío lo que hace menos deseable su instalación en turismos, además su coste es también más elevado.

Una de las últimas innovaciones en la fabricación de discos de freno es la utilización de compuestos cerámicos en la fabricación de los discos de frenos. Inspirados por el recubrimiento refractario utilizado en las naves espaciales. Este material ofrece una mayor duración y resistencia al desgaste entre todos los

materiales típicos de fabricación de los discos de freno. Estos discos ofrecen un buen tacto en el pedal de freno, buena resistencia al fading debido a que absorbe una menor cantidad de calor que otros materiales. Sin embargo, su elevado coste los hace únicamente viables en vehículos tope de gama, tipo super deportivos.

También podemos encontrar discos de freno realizados en aluminio con carburo de silicio, si bien su menor peso hace que su aplicación pudiera resultar interesante, su baja resistencia al calor y la pérdidas de la resistencia del material con las altas temperaturas hace que pierdan esta previsible ventaja que los hacía atractivos: su baja densidad, lo que nos proporcionaría la opción de disponer de unos discos de peso reducido, puesto que se hace necesario realizar un sobredimensionamiento en el diseño de los mismos, resultando únicamente atractivos en aplicaciones donde el freno está poco exigido.

El titanio es otro material utilizado en la fabricación de discos, este comparte a rasgos generales las ventajas y desventajas del aluminio en su uso como material para disco de frenos, además su coste es también elevado siendo un material descartado en el uso en turismos convencionales.

Los discos de freno de turismos convencionales se encuentran entonces realizados generalmente a partir de una fundición de hierro gris, la cual contiene alrededor del 92% de hierro, además de otros elementos básicos como son el carbono, silicio, manganeso y otros que confieren unas mejores propiedades a la fundición de hierro como pueden ser:

- Minimizar vibraciones
- Reducción de ruidos dado a una mejora de la capacidad de amortiguación
- Mejora de la conductividad térmica
- Mejora de la resistencia a deformación debido al choque térmico, procesos de expansión y contracción
- Mejora de la resistencia al agrietamiento debido al recalentamiento

- Tipos de disco de freno

Los discos de freno presentan diferentes tipos de clasificación dependiendo tanto de su geometría, tipo de fijación y el acabado superficial de la banda de fricción.

Atendiendo a la geometría del disco existen dos tipos:

- Disco Macizo

Se trata del disco que está realizado de una sola pieza y que posee una única banda de fricción. Estos discos disipan peor el calor debido a que solo existe una banda de fricción y no contiene elementos que ayuden a la convección con el ambiente.



Figura 37. Disco de freno macizo [20]

- Disco Ventilado

Este tipo de disco está conformado por dos bandas de fricción, además cuentan con una serie de canales interiores que ayudan a la disipación mediante convección forzada del calor en el disco. Como desventaja debido al uso de dos bandas de fricción y de los canales interiores este tipo de discos pesa más generalmente que los discos de tipo macizo.

Las partes que conforman un disco de freno ventilado son las siguientes:

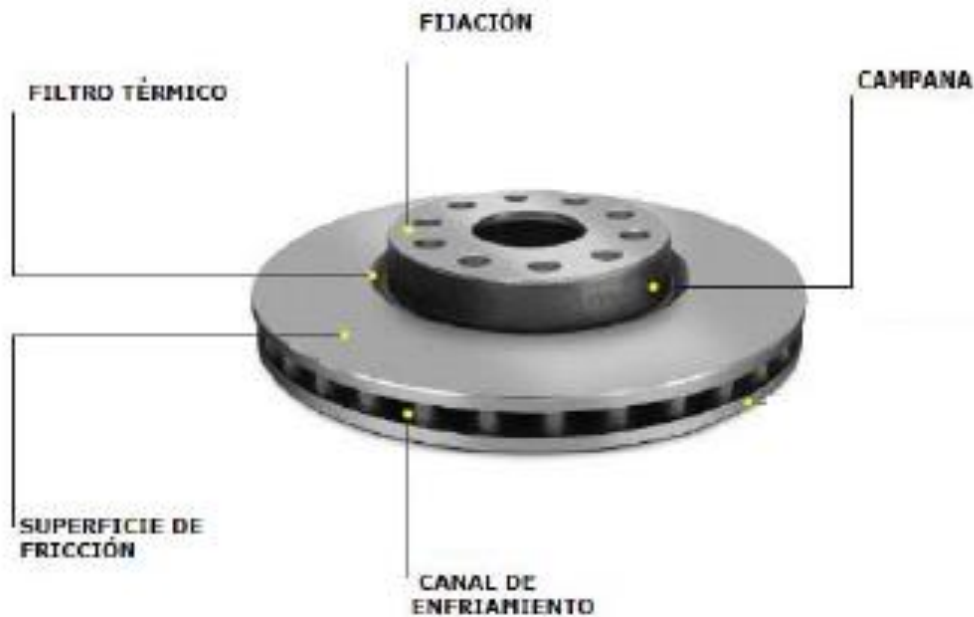


Figura 38. Disco de freno ventilado [21]

- Superficie de fricción

Comúnmente conocido como pista de fricción, es el lugar donde ocurre la fricción entre la pastilla de freno y el disco.

- Fijación

Lugar donde el disco se une al cubo de la rueda. Está ubicado en el centro del disco. El agujero central es el lugar donde se haya el cubo de la rueda y alrededor de este existe una serie de agujeros por los que se permite el paso de los pernos de anclaje de la rueda.

- Campana

Sección cilíndrica que une la superficie de fricción, pista, con la fijación.

- Filtro térmico

Ranura circular localizada entre la banda de fricción y la campana. El objetivo de esta ranura es la reducción de calor que se transmite desde la banda de fricción hacia la campana, evitando por consiguiente el calentamiento de la llanta y el neumático

- Canal de enfriamiento

Serie de canales mecanizados entre las dos bandas de fricción del disco que permiten la convección forzada de este con el ambiente, estos canales realizan la convección gracias al propio giro de la rueda moviendo el aire a su alrededor como si de un ventilador se tratase, evitando de esta manera un sobrecalentamiento del mismo.

Atendiendo al tipo de fijación tenemos:

- Disco tipo fijo

Este tipo de disco tanto la campana como la banda de fricción constituyen la misma pieza y se fijan directamente al cubo de la rueda. Tanto las figuras 36 como 37 son ejemplos de discos de tipo fijo.

- Disco tipo flotante

Este tipo de disco está compuesto de dos piezas en forma de corona. La corona interior se une al cubo de la rueda, mientras que la corona exterior se une a la interior por medio del uso de unos casquillos de fijación conocidos como bobbins, haciendo que el movimiento entre las dos piezas sea solidario, pero con una cierta holgura entre ambas coronas.



Figura 39. Disco de freno flotante[22]

La pieza externa la compone la banda de fricción del disco, generalmente realizada de hierro fundido o acero. La corona interior, portadisco, es la encargada de fijar al conjunto con el cubo de la rueda, esta pieza está diseñada generalmente en aluminio lo que permite una reducción de peso sobre el conjunto respecto a un disco macizo de fundición de hierro gris o acero.

Debido a este diseño en dos piezas, el portadisco permanece relativamente frío respecto a la banda de fricción. Esto permite al disco la dilatación y contracción radial sin provocar tensiones que puedan agrietar el disco o producir deformaciones permanentes en el mismo debido al stress térmico como si pudiera suceder en un disco fijo.

Los discos de freno pueden ser clasificados también según el mecanizado superficial que disponga en la banda de fricción y estos pueden ser: lisos, ranurados o perforados.

- Discos Lisos

Son los discos que no tienen ningún tratamiento de mecanizado sobre la banda de fricción, como el mostrado en la figura 36.

Debido a la falta acabado superficial hace que el disco tenga un mayor peso, pero debido a tener una mayor superficie son capaces de almacenar mayores cantidades de calor. Además, poseen la mayor resistencia al desgaste.

- Discos Ranurados

Los discos ranurados son aquellos que como su nombre indica presenta una serie de ranuras mecanizadas sobre la superficie de la banda de fricción del disco de freno.

Este acabado superficial tiene como principal ventaja que permite el limpiado de la pastilla de freno, ya que las ranuras ofrecen un canal de evacuación al polvo generado por la fricción de la pastilla y a los gases debidos al aumento de temperatura de la pastilla de freno que puede llegar a producir la evaporación de alguno de sus elementos. Además, reducen ligeramente el peso respecto a los discos lisos.



Figura 40. Disco de freno ranurado [23]

- Disco perforado

El disco perforado es aquel sobre el que se han realizado perforaciones sobre la banda de fricción de fricción del disco.

Este acabado superficial hace que el disco sea más ligero, además mejoran la mordida de la pastilla con la banda de fricción con lo que mejora el frenado en frío, también ayuda al escape de gases originados durante el proceso de fricción en la frenada los cuales pueden provocar un peor contacto entre el disco y la pastilla, perdiéndose poder de frenado.



Figura 41. Disco de freno perforado[34]

La principal desventaja del disco perforado respecto al resto de tratamientos superficiales es que, estos son más propensos a agrietamientos y roturas debido a tensiones producidas por el choque térmico y debido a la fatiga. Hay que tener especial cuidado durante la etapa de asentamiento de la pastilla para prevenir posibles desperfectos. El uso de pastilla de freno con compuestos más blandos es aconsejable en este caso.

- Discos perforados y ranurados

Este tipo de disco presenta tanto ranuras como perforaciones en la banda de fricción del disco de freno. Aúnan por tanto las ventajas como desventajas descritas anteriormente de los discos ranurados y perforados.



Figura 42. Disco de freno ranurado y perforado

Respecto a la elección de los discos de freno del vehículo se han de tener en cuenta varios aspectos importantes como la masa del mismo, debido a que la masa de los discos en la solución de colocación adoptada en el proyecto, donde se ubican cuatro discos exteriores alojados sobre los cubos en el interior de las ruedas hacen que esta sea un conjunto de masas no suspendidas, con lo que el aumento de la masa de este elemento deteriorará el comportamiento dinámico del vehículo tal como se detalla en el capítulo 7 análisis de soluciones y alternativas en el apartado de masa suspendida y masa no suspendida. Esta además se coloca alejada del centro de masas del vehículo lo que aumenta el momento polar de inercia del mismo deteriorando nuevamente el comportamiento dinámico del mismo.

Debido a las velocidades típicas alcanzadas en los vehículos de tipo Formula Student y al relativo bajo peso del mismo la utilización de discos

autoventilados los cuales si bien mejoran la capacidad de refrigeración de los discos aumentan la masa de los mismos respecto a los de tipo macizo estando sobredimensionado su uso respecto a la utilización de un disco macizo. Además, por lo general estos resultan ser más caros quedando nuevamente desaconsejado su utilización.

Respecto al uso de un disco de tipo fijo o uno flotante, resulta más interesante la utilización de discos de tipo flotante debido a que se minimiza el riesgo de aparición de deformaciones en el disco y de posibles roturas en el mismo debido al tipo de montaje que permite la expansión y contracción del disco respecto al de geometría fija, además este tipo de disco puede llegar a ser más ligero, debido a que la corona interna puede estar realizada en materiales más ligeros, aluminio generalmente, que la banda de fricción lo cual no es posible realizar en los discos de tipo fijo que están realizados de una pieza del mismo material.

Respecto al acabado superficial del disco, debido a que en la competición de tipo Formula Student premia el buen comportamiento en frío del disco resulta interesante la utilización de discos de tipo perforado que mejoran la mordida de la pastilla, además reducen el peso respecto a otro tipo de mecanizaciones o sobre los discos lisos.

Los discos utilizados habitualmente en la competición adaptados de productos comerciales, son los utilizados en la industria del motociclismo, debido a su bajo peso comparado a los discos utilizados en turismos, además, la utilización de este tipo de discos en conjunto con las pinzas de freno compatibles hacen que el peso del conjunto quede aún más reducido respecto a opciones disponibles en la industria del automóvil.

6. Dinámica de la frenada aplicada a Formula Student

En este capítulo se realizará el estudio de las acciones (fuerzas y momentos) que ocurren durante la etapa de frenado sobre un vehículo de tipo formula Student. Durante este estudio se realizarán las consideraciones e hipótesis necesarias para el cálculo y dimensionamiento del sistema de frenado de dicho vehículo.

Como hemos visto anteriormente el proceso de frenado de un vehículo se rige por la conversión de la energía cinética del vehículo, la cual es transformada

en energía calorífica siendo esta transmitida a los elementos del sistema de frenado, disipándose esta hacia el ambiente circundante.

La energía cinética del vehículo viene dada por la siguiente expresión:

$$\text{Energía cinética} = \frac{1}{2} m v^2$$

Siendo:

m, Masa del vehículo

v, Velocidad del vehículo

La energía cinética entonces es absorbida por el sistema de frenado debido a la fricción entre sus componentes. Hay que decir que no toda la energía cinética es absorbida por el sistema de frenado, ya que hay otros elementos como por ejemplo los neumáticos que ven aumentada su temperatura durante el proceso de frenado, incluso otros elementos se encuentran absorbiendo parte de la energía cinética del vehículo, como pudieran ser la compresión y extensión de las suspensiones delantera y trasera o flexiones que ocurren en el chasis.

Aun teniendo esto en cuenta la mayor parte de la transferencia de energía ocurre en la banda de fricción del disco de freno y resulta una buena aproximación estimar que el calor generado durante el frenado es absorbido por este elemento, ya que se aumenta el factor de seguridad sobre este elemento.

Teniendo en cuenta esta consideración la energía absorbida por el disco de freno se rige por la expresión:

$$\text{Energía absorbida} = M d C_p \Delta T$$

Donde:

Md, masa de los componentes que absorben energía (Disco)

Cp, Calor específico del material que absorbe energía (Disco)

ΔT , Incremento de temperatura de los componentes durante el proceso de frenado

Sabiendo esto si hacemos un balance de energía entre la energía que tiene el vehículo y la absorbida por el sistema de frenado obtenemos la siguiente expresión.

$$\frac{1}{2} m v^2 = M d C_p \Delta T$$

Obteniéndose el incremento de temperatura durante la frenada como:

$$\Delta T = \frac{\frac{1}{2} m v^2}{M d C_p}$$

En esta expresión podemos observar que el incremento de temperatura en el sistema de frenado depende de la masa de nuestro vehículo y especialmente de la velocidad a la que se encuentre circulando ya que este término se encuentra elevado al cuadrado, así que un aumento del doble de la velocidad repercutirá en un aumento de la temperatura cuatro veces superior.

El otro factor que repercute en el incremento de la temperatura en nuestro sistema de frenado reside en la capacidad de absorber el calor del mismo, factores que se encuentran en el denominador de la expresión. Tanto la masa del disco de freno como el calor específico del material con el que se encuentra fabricado el disco de freno.

En el anexo de cálculos I, en el último capítulo del mismo se puede consultar el cálculo del incremento de temperatura de parada simple del sistema de frenado dimensionado teniendo en cuenta distintas velocidades iniciales.

6.1 Diagrama de sólido libre e hipótesis de cálculo de las acciones de frenado

A la hora de la realización de los cálculos de las acciones (fuerzas y momentos) que surgen durante el proceso de frenado se han tomado las siguientes hipótesis:

- El vehículo se mueve en línea recta, análisis longitudinal.
- El vehículo se considera un sólido rígido. Se desestiman los efectos causados por la acción de las suspensiones, deformación del neumático o flexiones del chasis u otros elementos del vehículo.
- Se consideran despreciables los efectos aerodinámicos.
- Se consideran despreciables los efectos de la resistencia a la rodadura y las pérdidas mecánicas.

A la hora de realizar nuestro análisis hemos desestimado todos los efectos y acciones que benefician al sistema de frenado en la deceleración del vehículo.

Tanto los efectos aerodinámicos como la resistencia a rodadura y las pérdidas mecánicas benefician al sistema de frenado dado que estos se oponen al movimiento del vehículo. En todas las piezas móviles del vehículo que estén en contacto, fricción, se van a producir pequeñas pérdidas de energía las cuales no han de ser disipadas por el sistema de frenado, la resistencia a la rodadura también se da por la fricción del neumático con la calzada beneficiando al sistema de frenado y, por último, los efectos aerodinámicos se dan por el efecto del viento al entrar en contacto con el vehículo, estos dependen de la velocidad a la que circula el vehículo y las características geométricas de la superficie con la que entra en contacto.

El considerar despreciables estos efectos aumenta la criticidad del sistema de frenado, aumentando el factor de seguridad del mismo, debiendo de sobredimensionar el sistema y asegurando la capacidad de detención del vehículo por sí mismo.

El diagrama de sólido libre de análisis de medio vehículo, visto lateralmente, de las fuerzas que actúan durante el proceso de frenada es el siguiente:

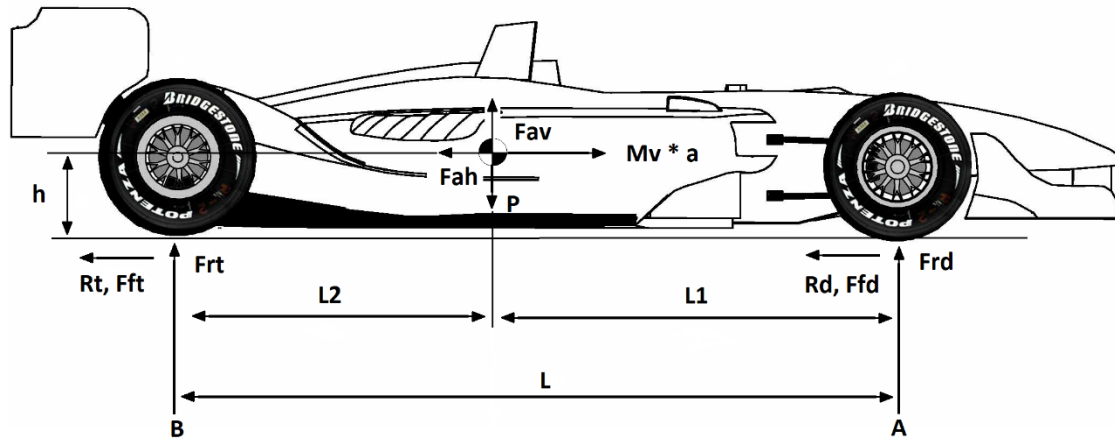



Figura 43. Diagrama de sólido libre

Donde:

- L , representa la batalla del vehículo.
- $L1$, representa la distancia entre el centro de gravedad y el eje delantero.
- $L2$, representa la distancia entre el centro de gravedad y el eje trasero.
- h , representa la distancia entre la calzada y el centro de gravedad.
- Rd, Rt , representa la resistencia a la rodadura delantera y trasera.
- Ffd, Fft , representa la fuerza de fricción entre el neumático y la calzada.
- Frd, Frt , representa la reacción debida al peso sobre los ejes delantero y trasero.
- $mv * a = (Pv * a)/g$, representa la inercia del vehículo producto de su masa y aceleración.
- Fav, Fhv , representa la fuerza aerodinámica vertical y horizontal sobre el centro de gravedad.
- P , representa el peso del vehículo.
- A y B son los puntos de apoyo del neumático con la calzada en los ejes delantero y trasero.
-  Representa la posición del centro de gravedad.

A continuación, se describirán los distintos factores a tener en cuenta a efectos de cálculo del sistema de frenado.

Distribución estática del peso

Cuando el vehículo se encuentra en estático, este posee una cierta distribución del peso dependiendo de la concentración del mismo a lo largo y ancho del vehículo. En vista lateral el peso soportado por el vehículo sobre las ruedas delanteras y traseras representan la suma del peso total del vehículo. Para realizar el cálculo de la distribución de peso hemos de conocer el reparto de peso entre los ejes el vehículo o el peso soportado sobre cada eje.

$$\text{Distribución peso delantero} = \frac{Pd}{P} * 100$$

$$\text{Distribución peso trasero} = \frac{Pt}{P} * 100$$

Donde:

- Pd, Peso soportado sobre el eje delantero
- Pt, Peso soportado sobre el eje trasero
- P, Es el peso del vehículo

Conociendo la distribución estática de pesos, estamos en condiciones de conocer la posición horizontal del centro de gravedad, debido a que la posición de este depende de la distribución del peso del vehículo, pudiendo calcular de esta manera las distancias L1 y L2 mediante las siguientes expresiones:

$$L1 = \frac{Pt}{P} L = \text{Distribución peso trasero } L$$

$$L2 = \frac{Pd}{P} L = \text{Distribución peso delantero } L$$

Realizando la suma de estas distancias se tiene que cumplir que:

$$L1 + L2 = L$$

La suma de distancias entre los ejes y el centro de gravedad es igual a la batalla del vehículo.

Transferencia de peso en el proceso de frenado

Una vez calculada la distribución del peso en estático del vehículo, hemos de averiguar qué ocurre cuando este se encuentra en deceleración durante el proceso de frenado.

Debido a la deceleración durante el frenado se produce un efecto inercial en el vehículo que hace que parte del peso del mismo se traslade desde el eje trasero al eje delantero. La tendencia del vehículo es la de permanecer en el estado anterior al cambio de la aceleración en el mismo. Esto es, si aceleramos el vehículo reaccionará contra esta variación queriendo permanecer en su estado anterior, desplazando el peso hacia la parte posterior del mismo, ocurriendo lo contrario al decelerar.

Entonces hemos de hallar dicha transferencia de peso que se realiza durante el proceso de deceleración. Esto lo realizaremos mediante la realización de un balance de momentos respecto a los puntos A y B del vehículo que representan el contacto entre neumático y calzada de los ejes anterior y posterior. A continuación, planteamos las ecuaciones de equilibrio:

$$\sum MA = 0$$

$$0 = -F_{rt} L + P L_1 - \left(P v \frac{av}{g} \right) h$$

$$F_{rt} = \frac{P L_1}{L} - \left[\left(\frac{av}{g} \right) \left(\frac{h}{L} \right) P v \right]$$

$$\sum MB = 0$$

$$0 = F_{rd} L - P L_2 - \left(P v \frac{av}{g} \right) h$$

$$F_{rd} = \frac{P L_2}{L} + \left[\left(\frac{av}{g} \right) \left(\frac{h}{L} \right) P v \right]$$

De esta manera se haya la fuerza de reacción que ejerce el peso sobre los ejes del vehículo durante la deceleración del vehículo. Como podemos observar de las expresiones obtenidas, la transferencia de peso corresponde al

término entre corchetes obtenido en el balance de momentos, ya que en un primer término obtenemos la distribución de peso estática del vehículo.

La transferencia de peso en el vehículo dependerá entonces de la deceleración del vehículo (av/g), el factor de forma del vehículo, el cual viene dado por la relación entre la altura del centro de gravedad y la batalla del vehículo (h/L) y el peso del vehículo, P_v . Siendo esta su expresión:

$$\text{Transferencia de peso} = \left(\frac{av}{g}\right) \left(\frac{h}{L}\right) P_v$$

A modo de comprobación podemos establecer que:

$$F_{rd} + F_{rt} = P_v$$

Los resultados obtenidos de la distribución de peso estático, las reacciones sobre cada uno de los ejes debida a la masa del vehículo durante el proceso de frenado, la transferencia de peso producida entre los ejes y el balance de peso durante la frenada del vehículo se presentan en la tabla resumen siguiente, los cálculos detallados se pueden consultar en el anexo de cálculo I incluido en este documento.

| | EJE DELANTERO | EJE TRASERO |
|---|----------------------|--------------------|
| Distribución de peso estático, Kg | 138 | 162 |
| Reacción debida al peso frenada, N | 2060,81 | 882,19 |
| Transferencia de peso, Kg (N) | +72,07 (+707,02) | -72,07 (-+707,02) |
| Peso por eje durante frenada, Kg (N) | 210,07 (2060,78) | 89,83 (882,21) |
| Balance de peso durante frenada, % | 70% | 30% |

Tabla 2. Distribución, Reacciones y transferencia de pesos.

Fricción entre neumático y calzada (Fuerza de frenado)

La fuerza principal durante el proceso de deceleración ocurre debido al rozamiento entre el neumático y calzada, en nuestro caso debido a que hemos despreciado los efectos aerodinámicos, de resistencia de rodadura o pérdidas mecánicas entre otros, la fricción entre el neumático y calzada representa la única fuerza responsable en la deceleración del vehículo.

Asumiendo un contacto adecuado entre el neumático y la calzada, el neumático desarrollará una fuerza de oposición al movimiento que dependerá de las características del mismo, principalmente de su coeficiente de rozamiento.

Debido a que la fuerza de frenado es un proceso en el que interviene la fricción, esta puede ser calculada mediante la ley de Coulomb del rozamiento, la cual establece que la fuerza de rozamiento máxima entre dos cuerpos en contacto es directamente proporcional al valor de la fuerza normal (N) y el coeficiente de rozamiento (μ).

$$Fuerza\ rozamiento = N \mu$$

Donde:

N, Fuerza normal

μ , Coeficiente Rozamiento

En nuestro caso el rozamiento entre neumático y calzada en cada eje viene dado por:

$$Fuerza\ de\ rozamiento\ eje\ delantero \rightarrow F_{roz d} = P_d * \mu$$

$$Fuerza\ de\ rozamiento\ eje\ trasero \rightarrow F_{roz t} = P_t * \mu$$

Donde:

P_d y P_t , Representan el peso estático delantero y trasero del vehículo

μ , Representa el coeficiente de rozamiento del neumático

Debido al efecto de la transferencia de peso durante la deceleración el vehículo tendremos entonces que la fuerza de frenado equivale a:

Fuerza de rozamiento eje delantero

$$F_{roz,d} = F_{rd} * \mu = \frac{P L1}{L} + \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{h}{L} \right) P v \right] * \mu$$

Fuerza de frenado eje trasero

$$F_{roz,t} = F_{rt} * \mu = \frac{P L2}{L} - \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{h}{L} \right) P v \right] * \mu$$

Los resultados obtenidos de la fuerza de rozamiento entre el neumático y la calzada considerando un coeficiente de rozamiento de 1,6 del neumático son de:

| | EJE DELANTERO | EJE TRASERO |
|-------------------------------------|---------------|-------------|
| Fuerza Rozamiento Neu-Cal, N | 3297,29 | 1411,51 |

Tabla 3. Fuerza de rozamiento neumático calzada.

Una vez calculada la fuerza de frenado necesaria en cada eje del vehículo estamos en condiciones de conocer la fuerza de frenado total del vehículo, que equivale a la suma de las fuerzas de frenado obtenidas en ambos ejes, resultando:

$$F_{ftotal} = F_{roz,d} + F_{roz,t}$$

$$F_{ftotal} = (F_{rd} + F_{rt}) \mu$$

$$F_{ftotal} = P \mu$$

$$F_{ftotal} = 300 * 9,81 * 1,6 = 4708,8 N$$

Deceleración máxima

Una vez calculada la fuerza de frenado conviene estudiar cual será la deceleración máxima obtenible en el vehículo. La deceleración máxima en nuestro vehículo vendrá condicionada por la fuerza máxima de frenado máxima que podamos aplicar sobre este.

Tomando la segunda ley de Newton, esta dice que: “La fuerza es directamente proporcional a la masa y a la aceleración de un cuerpo”.

$$F = m a$$

Donde

F, Fuerza

m, Masa

a, Aceleración

En nuestro caso la fuerza de frenado viene dada por:

$$F_{ftotal} = m v a_v$$

Donde:

Fftotal, Fuerza frenado total

mv, Masa vehículo

av, Aceleración vehículo (Deceleración en el caso de frenado)

Reordenando la expresión obtenemos que:

$$a_v = \frac{F_{ftotal}}{m v}$$

Sabemos que la Fuerza de frenado total es igual a:

$$F_{ftotal} = P v \mu$$

$$F_{ftotal} = m v g \mu$$

Sustituyendo esta expresión en la anterior obtenemos:

$$a v = \frac{m v g \mu}{m v}$$

Finalmente simplificando la expresión obtenemos que:

$$\frac{a v}{g} = \mu$$

Con esto podemos concluir diciendo que la máxima deceleración obtenible en nuestro vehículo en términos de g , coincide con el coeficiente de rozamiento del neumático con la calzada. Como vimos en capítulos anteriores de esta misma memoria esto coincide con el principio de no deslizamiento según el cual la fuerza debido a la inercia del vehículo debe ser superior a la capacidad de adherencia del neumático para evitar el bloqueo y pérdida de la misma, con lo que la deceleración del vehículo depende de la capacidad de tracción del neumático con la calzada. El valor de coeficiente de rozamiento y deceleración máxima establecido a efectos de cálculo es de 1,6 G.

Par de frenado

Una vez conocida la fuerza de frenado máximo que podemos generar en nuestro vehículo, ésta provocará un momento sobre los ejes delantero y trasero que soportan las ruedas.

El cálculo del par de frenado se obtiene a través del radio efectivo del neumático. Durante el proceso de frenado, debido a la carga que actúa sobre estos y al tratarse de un elemento elástico, a causa de la compresión estos se

deforman provocando la disminución del radio del neumático respecto a su radio nominal cuando este no se encuentra bajo carga.

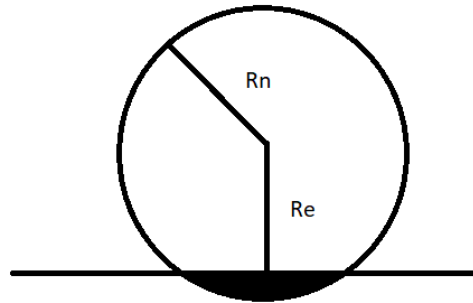


Figura 44. Efecto compresión neumático

Aun teniendo en cuenta este efecto, en nuestro caso usaremos el radio nominal del neumático debido a varios factores. El más importante es la ausencia de datos respecto a la constante elástica del neumático a utilizar, la cual nos permitiría calcular el radio efectivo en función de la carga en el vehículo a través de la siguiente expresión:

$$Re = Rn - \frac{Frd/2, Frt/2}{Kn}$$

Donde:

Re, Radio efectivo del neumático

Rn, Radio nominal del neumático

Kn, Constante elástica del neumático

Además, haciendo uso del radio nominal, aumentamos de nuevo el factor de seguridad sobre el sistema de frenado dado que el par que obtendremos haciendo uso de este será mayor al que obtendríamos realizando los cálculos a través del radio efectivo.

La obtención del par de frenado que nos permite la máxima deceleración posible, de acuerdo a la máxima adherencia del neumático con el asfalto resulta entonces:

$$\text{Par de frenado eje delantero} \rightarrow Td = Ffd Rn$$

$$Td = Rn \left[\frac{P L1}{L} - \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{h}{L} \right) Pv \right] * \mu \right]$$

$$\text{Par de frenado eje trasero} \rightarrow Tt = Fft Rn$$

$$Tt = Rn \left[\frac{P L2}{L} - \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{h}{L} \right) Pv \right] * \mu \right]$$

Con esto obtenemos los pares de frenada necesarios sobre cada eje, delantero y trasero, los cuales realizan la deceleración del mismo al mayor ritmo que permite la adherencia del neumático.

Este par de frenada es el que tendremos que lograr a través del dimensionado del sistema de frenado, acercándonos sin sobrepasar estos valores, dado que si esto ocurriera se produciría el sobrefrenado en alguno de los ejes o de ambos, entrando el vehículo en una fase de deslizamiento pudiendo provocar la pérdida de control del mismo.

El dimensionamiento se debe realizar de manera que, en caso de bloqueo en alguno de los ejes, este se produzca primero sobre el eje delantero.

El resultado teórico obtenido del par de frenado máximo tomando 1,6G como valor de referencia obtenido sobre cada eje es de:

| | EJE DELANTERO | EJE TRASERO |
|-------------------------------------|---------------|-------------|
| Par de frenado, Nm | 858,45 | 367,486 |
| Balance de par de frenado, % | 70 | 30 |

Tabla 4. Par de frenado.

En vista de los resultados obtenidos podemos comprobar que el balance de frenada del vehículo dependerá de la distribución de peso entre los ejes obtenida.

Distancia de frenado

La distancia de frenado en un vehículo depende de varios factores y puede calcularse de diferentes maneras depende de la cantidad de factores que tomemos en consideración.

Algunos de los factores que influyen sobre la distancia de frenada son:

- El tiempo de reacción del piloto, es el tiempo que transcurre desde que el piloto advierte un obstáculo hasta que comienza la acción de frenado.
- El tiempo de operación del piloto, es el tiempo que transcurre para realizar el movimiento desde el pedal de aceleración hacia el de freno.
- El tiempo de operación del sistema de frenado, es el tiempo que tarda el sistema de frenado desde la presión del pedal de freno por parte del piloto hasta la presurización del sistema hidráulico.
- Distancia recorrida a deceleración constante, es la distancia que recorre el vehículo tras la presurización del sistema a la deceleración deseada.

En nuestro caso obviaremos los factores que dependen del piloto y el tiempo de presurización del sistema, calculándose la distancia de frenado a deceleración constante.

El tiempo que tarda el vehículo en detenerse a deceleración constante viene dado por la siguiente expresión:

$$T_p = \frac{V_o}{av}$$

Donde:

T_p , Tiempo de parada

V_o , Velocidad inicial del vehículo

a_v , Deceleración del vehículo

Una vez obtenido el tiempo de parada, la distancia de parada a velocidad constante, se calcula mediante la integración de la velocidad respecto al tiempo de parada, siendo esta su expresión:

$$V(t) = V_o - a_v \int dt \rightarrow V(t) = V_o - a_v t$$

$$Df = \int_0^{T_p} V dt = V_o t - a_v \frac{t^2}{2} = V_o t_p - a_v \frac{t_p^2}{2}$$

$$Df = V_o \frac{V_o}{a_v} - \frac{a_v \left(\frac{V_o}{a_v}\right)^2}{2} = \frac{2 V_o^2}{2 a_v} - \frac{V_o^2}{2 a_v}$$

$$Df = \frac{V_o^2}{2 a_v}$$

Donde:

D_f , Distancia de frenado

V_o , Velocidad inicial del vehículo

a_v , Deceleración del vehículo

Como podemos apreciar esta expresión queda en función de la velocidad inicial del vehículo y su deceleración, con lo que esta expresión es una expresión genérica para el cálculo de la distancia de frenado, siendo esta aplicable a cualquier tipo de vehículo. En el anexo de cálculos I se puede encontrar un

gráfico con las distintas distancias de frenado dependiendo de la velocidad inicial de marcha del vehículo desde 0 a 130 Km/h.

Una vez obtenidos los parámetros básicos del funcionamiento del sistema de frenado (fuerzas y pares de frenado) que nos permite su dimensionamiento, hemos de analizar las distintas opciones respecto al sistema de frenado, que nos permitan obtener la deceleración máxima de nuestro vehículo y proceder a su dimensionamiento posterior.

7. Análisis de soluciones y alternativas

Una vez obtenidas las fuerzas y pares necesarios para decelerar el vehículo a un ritmo deseado, hemos de analizar mediante qué tipo y configuración del sistema de frenado pretenderemos lograr nuestro objetivo.

El primer objetivo a cumplir a la hora de desarrollar el sistema de frenado del vehículo es que este sea fiable, ya que estamos hablando del sistema de seguridad activa en el vehículo más importante.

Debido a que el sistema de frenado a instalar está destinado a la competición, este ha de disponer de un rendimiento óptimo, sin que esto menoscabe la fiabilidad del sistema en ningún caso.

La normativa establece que cada circuito de frenado ha de tener depósitos de expansión independientes. Los sistemas de frenado “brake by wire” de frenado controlados electrónicamente están prohibidos con lo que unido a las condiciones y prohibiciones anteriores hacen que la elección respecto al sistema de frenado se vea limitada por estos factores.

Por norma general, los equipos participantes en la competición Formula Student adoptan soluciones similares entre ellos a la hora de diseñar sus sistemas de frenado en el vehículo debido a las limitaciones impuestas por la normativa.

El sistema de frenado usado casi universalmente por los equipos de Formula Student es mediante el uso del conjunto disco de freno y pinza. Esto se debe principalmente a que es un sistema que tiene una fiabilidad más que demostrada a lo largo de los años mediante su uso en la industria automovilística, siendo este un sistema que está más que probado.

Su adaptación a los vehículos de tipo Formula Student resulta sencilla frente a otros sistemas y en caso de posible avería del sistema tanto su instalación como desinstalación resulta sencilla, pudiendo disponer del vehículo para competir en un corto periodo de tiempo.

Otra ventaja es la amplia disponibilidad de piezas estandarizadas y partes del sistema disponibles en el mercado disponiéndose de soluciones probadas ofrecidas por diversos fabricantes, pudiendo estas ser adaptadas fácilmente al proyecto minimizando la utilización de piezas o elementos fabricados de manera exclusiva aumentándose el coste respecto al uso de piezas producidas en serie.

Este sistema posee una gran capacidad de refrigeración debido a que se encuentra en contacto con el ambiente continuamente, evitándose efectos adversos sobre la frenada como puede ser el brake fade, desvanecimiento, el cual produce la pérdida del poder de frenado del sistema debido al recalentamiento del mismo.

No solo la fiabilidad y su versatilidad hacen del sistema de freno de disco una opción atractiva para su adaptación y utilización en un vehículo de tipo Formula Student, además, este sistema ofrece un rendimiento óptimo y fácilmente escalable y adaptable a diferentes tipos de vehículos, estando probado su uso no únicamente en turismos sino también en la alta competición.

Respecto a la instalación del sistema de disco, esta nos ofrece diferentes tipos de configuraciones y maneras de colocar los mismos en el vehículo, debiendo sopesar que opción resulta finalmente la más interesante para adoptar en nuestro vehículo.

En cuanto a las posibilidades de configuración de los discos en el eje delantero, estamos limitados a la instalación de estos en los cubos de las ruedas delanteras, estando obligados a hacer uso de una instalación exterior, debido a que no existe un eje solidario entre ambas ruedas que nos permita la instalación sobre éste.

En el caso del eje trasero sí que se nos abre un abanico de posibilidades respecto a la colocación de los discos de freno en distintas localizaciones a lo largo del eje trasero del vehículo, colocados sobre los palieres. Otra opción es la de detener el diferencial directamente mediante la instalación de un disco de freno que gira solidariamente con éste. Por último se nos presenta la posibilidad de colocar los discos en los cubos de rueda traseros de manera similar a la colocación en el eje delantero.

Antes de realizar el análisis de alternativas, conviene hacer una breve explicación sobre la importancia de las masas suspendidas y no suspendidas en el comportamiento dinámico del vehículo.

- Masa suspendida y masa no suspendida

Entendemos como masa suspendida a toda aquella masa en un vehículo terrestre que se encuentra soportada por el sistema de suspensión del vehículo (chasis, componentes internos del vehículo, piloto...), siendo la masa no suspendida toda aquella que no se encuentra soportada por la suspensión del vehículo (neumáticos, llantas, cubo de rueda, manguetas...)

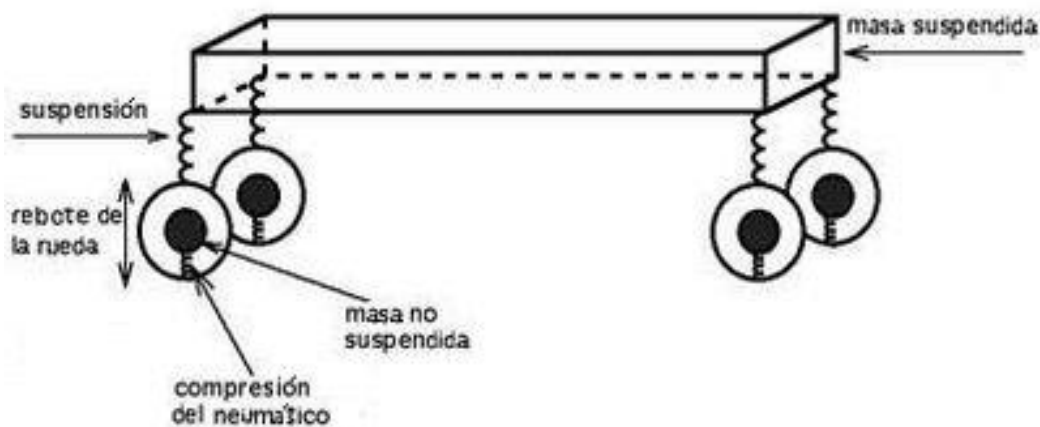


Figura 45. Masa suspendida y no suspendida [24]

El principal efecto adverso respecto a la dinámica del vehículo que supone el aumento de las masas no suspendidas respecto a las masas suspendidas reside en que, debido al aumento de esta masa la rueda pierde su capacidad para seguir las irregularidades del terreno, dado que las imperfecciones en la carretera ejercen una fuerza de compresión sobre el neumático dando lugar a una reacción sobre la masa no suspendida.

Una rueda con un conjunto de masas no suspendidas más pesado se adaptará más lentamente a estas irregularidades y transmitirá las vibraciones surgidas por estas irregularidades de la calzada al chasis del vehículo, empeorándose tanto el comportamiento dinámico como el confort de marcha en el vehículo, mientras que una rueda más ligera reaccionará de manera más rápida, aumentando el agarre del neumático con la calzada transmitiéndose menos vibraciones al chasis del vehículo.

Por ello a continuación realizamos un análisis de las distintas alternativas, describiendo las ventajas y convenientes de cada una de ellas teniendo en

cuenta los efectos de la masa no suspendida, decidiéndonos últimamente por alguna de estas configuraciones.

En el eje trasero debido a la configuración de la transmisión del vehículo, el cual estará dotado de un único motor eléctrico alojado tras el piloto, el cual se encontrará conectado a un diferencial autoblocante que distribuirá la potencia sobre el eje trasero del vehículo el cual será el eje donde se produzca la tracción del vehículo.

Debido a este tipo de configuración de transmisión se abren una serie de alternativas respecto a la localización de los discos de freno sobre este eje las cuales serán abordadas a continuación.

- Alternativa 1: Colocación de un único disco solidario al diferencial

El diferencial es el mecanismo del vehículo que se encarga de transmitir la potencia del motor a los palieres situados en el eje trasero.

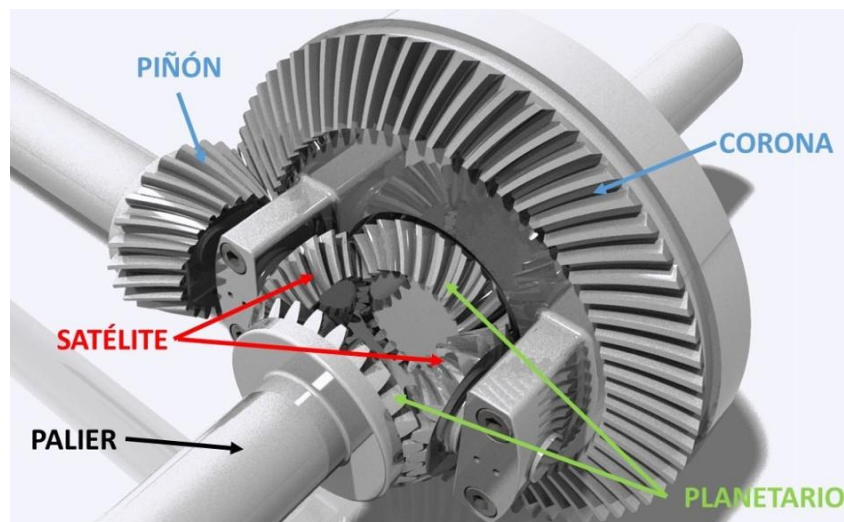


Figura 46. Diferencial [25]

Un vehículo a la hora de tomar una curva, la rueda que se encuentra en el interior de la misma ha de realizar un menor recorrido que la rueda exterior, debido a este fenómeno a la hora de tomar una curva la rueda exterior ha de girar más rápido que la que se encuentra en el interior, dado al mayor recorrido. En automóviles antiguos con el eje fijo se generaba una desestabilización del vehículo debido a que ambas giraban al mismo ritmo en curva, además de generarse esfuerzos de torsión sobre el eje.

El mecanismo que permite el giro de cada palier o semieje a velocidades distintas es el diferencial, esto se consigue mediante una serie de engranajes llamados satélites y planetarios. Los engranajes satélites se encuentran unidos a la corona que recibe la potencia del motor, mientras que los engranajes planetarios se encuentran girando solidarios con los palieres.

La colocación de un disco de freno solidario a la corona del diferencial provocaría el frenado de ambos palieres mediante la actuación de un único disco, lo cual hace que el sistema pudiera ser más ligero que la utilización de dos discos con sus respectivas mordazas. Además la masa se encontraría suspendida y centrada en el vehículo lo que mejoraría el comportamiento dinámico del mismo.

Aun así, debido al uso de un único disco este ha de ser sobredimensionado respecto a la utilización de dos discos externos o sobre los palieres para igualar el par ofrecido por dos discos respecto a uno único.

Cerca de la zona donde debería ser alojado el disco de freno junto al diferencial se encontrarán el motor y las baterías del vehículo haciendo que la adaptación de este tipo de alternativa resulte realmente complicada respecto a la configuración de discos exteriores pudiendo resultar imposible la adaptación debido a las interferencias con otros subsistemas del vehículo.

Otras desventajas que ofrece la instalación del disco solidario a la corona es que pueden producirse esfuerzos sobre el diferencial debido a los cambios bruscos en la velocidad de rotación del mismo, además del aumento de la inercia de rotación sobre este elemento que pudiera producir a la larga la rotura del mismo.

A esto debemos añadirle que a la hora de realizar cualquier reparación sobre el sistema de frenado tendremos que desmontar no solo la rueda del vehículo, sino que además tendríamos que desmontar los palieres, manguetas cubos y demás elementos que interfieran en la desinstalación de los elementos del sistema de frenado sobre este eje, lo que hace que este tipo de configuración no nos resulte versátil, entendida la versatilidad como la facilidad de adaptación del sistema al vehículo así como la facilidad de reparación, mantenimiento etc...

Se une el inconveniente que en caso de reparación o sustitución, esta resultaría más costosa y generaría además una valiosa pérdida de tiempo al equipo lo cual podría ser desastroso en caso de ocurrir esta durante la propia competición pudiendo producir el abandono forzoso de la misma debido al corto periodo de tiempo disponible para realizar la misma.

Además, se ha de diseñar una pieza tanto para el montaje de la pinza como para la adaptación del disco a la corona del diferencial o realizar la

modificación de la corona suponiendo un aumento del coste la adopción de esta alternativa la cual aun pudiendo resultar inicialmente más económica de adoptar debido a la utilización de una única pinza y disco de freno, tanto el uso de un disco de freno sobredimensionado como la adaptación del mismo al vehículo.

Si bien desde un punto de vista técnico esta alternativa que ofrece la mejor solución respecto del rendimiento, menor peso, masa suspendida y posible menor coste del sistema, es debido a los inconvenientes descritos anteriormente lo que nos hace descartar este tipo de configuración de colocación del sistema de frenado sobre el eje trasero.

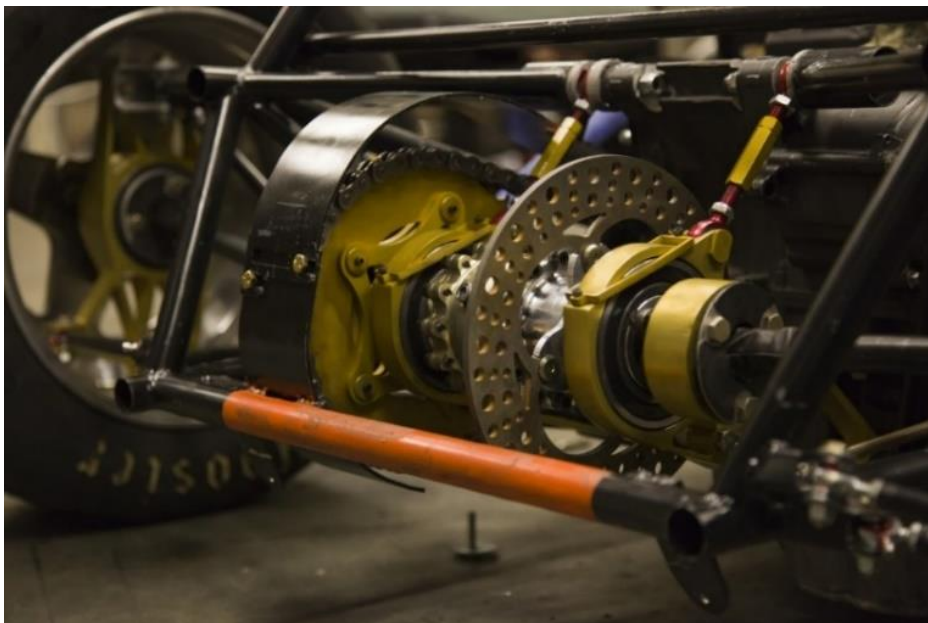


Figura 47. Disco de freno en diferencial [26]

- Alternativa 2: Colocar discos interiores en cada palier

La segunda alternativa es la colocación de los discos de freno justo a la salida del diferencial, en cada uno de los palieres del eje trasero.

Los palieres son los elementos mecánicos encargados de transmitir el giro entre el diferencial y el cubo de rueda del vehículo. Estos además se adaptan a las variaciones de altura de la rueda cuando esta suba o baje, siguiéndola sin perder la transmisión de la potencia desde el diferencial, esto se logra mediante las juntas homocinéticas alojadas en los extremos del palier, las cuales son capaces de transmitir el giro a las ruedas sin perder aun existiendo un cierto ángulo entre la rueda y el cubo de la rueda.



Figura 48. Palier [27]

Con este tipo de configuración evitamos en cierta medida sobreesfuerzos sobre el diferencial, además la posición de los discos se encuentra relativamente centrada y la masa se encontraría nuevamente suspendida con lo que el comportamiento dinámico del vehículo mejoraría respecto a una configuración de discos exteriores, por ejemplo.

Las desventajas de este tipo de configuración radican principalmente en que para alojar tanto a los discos y pinzas han de diseñarse y probarse piezas que permitan este tipo de configuración. En el caso de los discos exteriores la mangueta es una pieza que es implícita al vehículo, dado que es necesaria una pieza que soporte los brazos de la suspensión, con lo que la modificación de esta pieza resulta una tarea simple en comparación al diseño de una nueva pieza.

De nuevo otro inconveniente es que este sistema vuelve a alojarse cerca de la transmisión del vehículo y vuelve a resultar inconveniente el tener alojado los discos de freno en una configuración interior. En caso de avería el acceso al sistema se hace complicado teniendo que desmontar los palieres del sistema de transmisión.



Figura 49. Dos discos traseros interiores

Nuevamente como nos sucedía con la alternativa 1 nos encontramos con el inconveniente de las posibles interferencias del sistema de frenado con otros subsistemas del vehículo debido a la localización.

Es por estas razones descritas anteriormente por las que se descarta el uso de dos discos traseros interiores alojados en los palieres como sistema de frenado del eje trasero.

- Alternativa 3: Discos Exteriores montados sobre el cubo de rueda

Una vez analizadas y descartadas las alternativas de montaje del sistema de freno sobre los palieres o unido a la corona del diferencial, nos queda la opción de montarlos de manera exterior, alojándolos en el cubo de la rueda donde se soporta la llanta y neumático del vehículo.

Esta opción resulta la más conveniente y es la más usada en vehículos de tipo turismo, a pesar de que técnicamente pudiera no resultar ser la opción más adecuada.

Este tipo de configuración atañe una serie de desventajas respecto a opciones de instalación más centradas, la más importante es el aumento de las masas no suspendidas en el vehículo, lo cual repercute negativamente en el comportamiento dinámico del vehículo, además la masa al encontrarse alejada del centro del vehículo provocará un aumento de los momentos debido a la inercia sobre este, ahondando el problema aún más.

La ventaja de adoptar este sistema es la facilidad de adaptación al vehículo, resulta mucho más simple que las opciones analizadas previamente, dado a que no se necesita fabricar piezas específicas para alojar este sistema, sino que una simple adaptación en el cubo de rueda y la mangueta habilita la adopción de este tipo de sistema.

Además, es una opción mucho más versátil que las anteriores, debido a que en caso de avería simplemente desmontando la rueda tenemos acceso a los discos de freno, con lo que se facilita enormemente las tareas de reparación en el vehículo pudiendo disponer de él en plazos más cortos de tiempo en caso de avería.

Otra ventaja de la adopción de este sistema es que es un sistema altamente probado ya que como dijimos anteriormente, es el sistema que usan la mayoría de turismos, lo que nos da un alto grado de confianza sobre la fiabilidad del sistema adoptado.

Debido a que este es el sistema más utilizado en turismos convencionales la disponibilidad de piezas y la facilidad de adaptación es superior respecto a otro tipo de configuraciones analizadas anteriormente, lo que supone otra de las razones que hace que nos decantemos finalmente por esta solución.

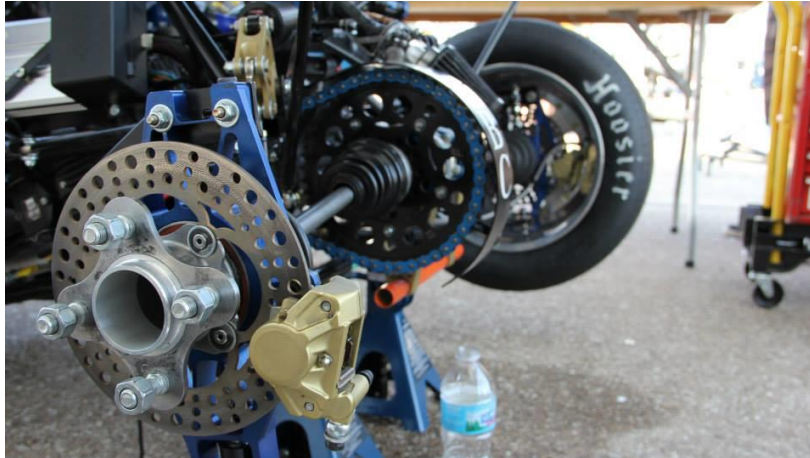


Figura 50. Dos discos traseros exteriores [28]

Aunque existe una cuarta alternativa que está siendo usada por algunos equipos de la competición Formula Student que merece mención, aunque esta no es aplicable a nuestro vehículo debido a la configuración de transmisión del mismo.

Esta es la del montaje del freno sobre la carcasa del motor eléctrico el cual se encuentra alojado junto a la mangueta del vehículo, el cubo de rueda y una transmisión de relación única de tipo planetario integrado en un componente único, esta disposición se conoce como in hub motor.



Figura 51. Motor in hub [32]

En este tipo de montaje el disco de freno se monta de manera externa a la carcasa del motor girando de manera solidaria junto a este, mientras que la pinza de freno se monta sobre la mangueta de manera interna respecto al disco de freno, en un tipo de montaje conocido como, inboard brake.

En nuestro caso nuestro vehículo no dispondrá de un sistema de transmisión compuesto por motores tipo in hub, siendo un único motor el encargado de la transmisión de potencia del vehículo con lo que la adopción de este sistema de frenado no es adaptable a nuestro vehículo, aunque resulta interesante su mención dado a que puede ser una opción a estudiar y de interesante adopción en un futuro cuando el proyecto Formula Student ULL se encuentre en una fase más madura de desarrollo.

Se muestra una aplicación del concepto explicado anteriormente aplicado por el equipo de Formula Student de la Universidad de Delft. Se observa como la pinza se encuentra alojada en el hueco central del disco de freno estando este fijado de manera externa a la carcasa del in hub motor, al contrario de como lo encontraríamos usualmente en un disco de freno tradicional unido al cubo de rueda de un vehículo.



Figura 52. Inboard brake [30]

8. Dimensionamiento del sistema de frenado

El sistema de frenado de un vehículo va desde la aplicación de una fuerza por parte del piloto sobre el pedal de freno hasta que esta fuerza se transmite a los neumáticos los cuales a través de su capacidad de tracción transmiten la potencia de frenado al conjunto del vehículo.

El proceso puede parecer relativamente simple, pero el dimensionamiento del sistema de frenado resulta en una tarea de balanceo entre los distintos componentes que actúan en el mismo para lograr decelerar al vehículo a un ritmo objetivo dado. Hay muchas consideraciones a realizar que determinan la potencia de frenado de un vehículo.

En el apartado de dinámica de la frenada se determinó la manera de obtener los pares de frenado sobre el disco de freno que hemos de obtener para decelerar al ritmo deseado. Para obtener este par de frenado existen una infinidad de posibilidades a la hora de dimensionar cada uno de los componentes del sistema que logran la deceleración deseada, los cuales deben ser dimensionados y relacionados de manera conjunta, debido a que la variación de alguno de los componentes afecta a todo el resto del sistema y últimamente al rendimiento del sistema de frenado.

Para realizar el dimensionamiento de los componentes que forman parte del sistema de frenado hemos de conocer las diferentes fuerzas y presiones que ejercen cada componente del sistema de frenado.

Como determinamos anteriormente en el apartado dinámica de la frenada, la deceleración máxima está limitada por la capacidad de tracción del neumático con la calzada, este límite se sitúa justo antes de comenzar el deslizamiento del vehículo. Esto hace que el par de frenado máximo sobre el disco de freno sea el mismo que el que es capaz de transmitir el neumático.

El dimensionamiento del sistema resultará entonces de la igualdad entre el par de frenada máximo y el par que genera el conjunto de elementos del sistema de frenado escogidos.

El momento de frenado obtenido en el disco de freno se produce debido a la fricción de la pastilla de freno contra la banda de fricción del disco de freno lo que genera una fuerza de oposición al movimiento del disco el cual gira solidario con la rueda.

La obtención de este par de frenada comienza entonces mediante la fuerza que ejerce el piloto sobre el pedal de freno. El sistema de freno actúa como un sistema de control cerrado, donde el piloto ejerce de regulador del sistema. El objetivo del piloto es viajar a la máxima velocidad posible en todo momento, con lo que durante el proceso de frenada el piloto es el encargado de ajustar la fuerza ejercida sobre el pedal de freno dependiendo de la capacidad de adherencia del neumático, regulando la fuerza ejercida sobre el pedal en función de la adherencia entre neumático y calzada. En nuestro caso nos interesa la fuerza a aplicar que obtenga la máxima deceleración.

Una vez realizada la fuerza sobre el pedal por parte del piloto esta se traslada mediante el accionamiento del pedal de freno hasta la barra de balance, la cual distribuye la fuerza entre las bombas de freno del vehículo.

Rescatando la expresión del capítulo 5. cálculo de la fuerza ejercida sobre cada una de las bombas resulta del balance de momentos entre cada una de las bombas resultando:

$$Fuerza\ bomba\ 1 = \frac{Fuerza\ pedal\ freno}{2} \frac{L2}{L}$$

$$Fuerza\ bomba\ 2 = \frac{Fuerza\ pedal\ freno}{2} \frac{L1}{L}$$

Con lo que la bomba más alejada del centro del repartidor de frenada obtiene una mayor fuerza en el vástago de la bomba, consiguiéndose un reparto de la fuerza en cada eje distinto.

Una vez realizado el reparto de la fuerza en cada bomba esta llega al pistón de la bomba de freno, generándose una presión en el circuito de freno del vehículo. La presión resulta de la relación entre la fuerza en el área con lo que la presión en el circuito hidráulico de frenado resulta ser:

$$P_{hidráulica} = \frac{Fuerza\ Bomba}{Area}$$

Donde:

$P_{hidráulica}$, Presión hidráulica del circuito de freno, Pa

Fuerza Bomba, Fuerza que recibe la bomba del pedal, N

Area, Area transversal de la bomba, m^2

Siendo el área, el área transversal de cada una de las bombas de freno, siendo esta igual al área de un círculo.

Según la ley de Pascal, en un fluido en equilibrio la presión ejercida en cualquiera de sus puntos se transmite con igual intensidad en todas las direcciones, Con lo que la presión ejercida por las bombas de freno se traslada a través de los conductos del sistema de freno hacia las pinzas de freno donde los pistones de la misma reciben a esta y la transforman en una fuerza longitudinal aplicada sobre las pastillas de freno, se realiza el análisis de la mitad de la pinza sobre una de las pastillas, el cálculo de dicha fuerza resulta de la siguiente expresión:

$$Fp_{delantera} = n^{\circ} \text{ pistones} \times A \text{ pistón} \times P_{hidraulica}$$

$$Fp_{trasera} = n^{\circ} \text{ pistones} \times A \text{ pistón} \times P_{hidraulica}$$

Donde:

Fp , Fuerza ejercida por media pinza de freno, N

n° pistones, número de pistones de media pinza de freno

A pistón, Área de un pistón de la pinza de freno, m^2

$P_{hidraulica}$, Presión hidráulica del circuito de freno, Pa

La fuerza ejercida por la pinza de freno es posteriormente aplicada sobre la pastilla de freno la cual ejerce una presión sobre la banda de fricción del disco de freno, el contacto entre la pastilla y el disco de freno produce una fuerza de fricción sobre cada una de las bandas de fricción de cada disco de freno,

resultando según la ley de Coulomb del rozamiento para una banda de fricción del disco de freno de cada eje resulta:

$$Ff_{delantera} = \mu Fp_{delantera}$$

$$Ff_{trasera} = \mu Fp_{trasera}$$

Donde:

Ff, Fuerza de fricción pastilla-disco sobre una cara del disco, N.

μ , Coeficiente de rozamiento pastilla-disco.

Fp, Fuerza ejercida por media pinza de freno, N.

Esta fuerza de rozamiento a su vez genera el par de frenado sobre el eje del vehículo, este viene dado por la distancia desde el eje de giro hasta el radio efectivo del disco de freno, debido a que cada disco de freno posee dos bandas de fricción y el análisis hasta el momento solo ha abordado el cálculo de una única cara de uno de los discos de cada eje, el momento de frenado sobre un disco resulta ser el doble de la fuerza de fricción pastilla-disco multiplicada por el radio efectivo según la siguiente expresión:

$$Mf_{delantero} = 2 Ff_{delantera} Ref$$

$$Mf_{trasero} = 2 Ff_{trasera} Ref$$

Donde:

Mf, Momento de frenado sobre el eje de la rueda, Nm

Ff, Fuerza de fricción pastilla-disco sobre la mitad del disco, N

Ref, Radio efectivo, m

El radio efectivo es el lugar geométrico donde se concentra la presión que ejerce la pastilla de freno sobre la banda de fricción del disco. Pudiendo sustituir así la presión generada por la pastilla de freno sobre el disco por una fuerza localizada sobre el radio de este centro de presiones. Según Shigley en su libro

Mechanical Engineering Design, la ubicación de este centro de presiones considerando que se aplica una presión uniforme en toda la pastilla puede obtenerse según la siguiente expresión:

$$R_{ef} = \frac{2 (R_e^3 - R_i^3)}{3(R_e^2 - R_i^2)}$$

Donde:

R_{ef} , Radio efectivo, m

R_e , Radio externo de contacto entre la pastilla con el disco de freno, m

R_i , Radio interno de contacto entre la pastilla con el disco de freno, m

Debido a que tenemos dos ruedas por eje el par de frenado total por cada eje se obtiene multiplicando el resultado de las expresiones anteriores por dos, teniendo que igualar este par de frenado calculado con el obtenido del estudio de la dinámica de la frenada.

Si el resultado del par de frenado calculado se asemeja al calculado previamente el dimensionamiento el sistema se habrá realizado de manera correcta.

En resumen, el par de frenado generado por el sistema de frenado depende de las siguientes variables: La fuerza ejercida por el piloto, el ratio del pedal, el reparto de frenada, el área de la bomba, el área de las pinzas, el coeficiente de fricción de la pastilla de freno, el radio efectivo del disco de freno.

Como mencionamos anteriormente la fuerza de frenado la ejerce finalmente el neumático con la calzada, siendo el par de frenado transmitido a la calzada por este. El coeficiente de rozamiento entre calzada y neumático es un parámetro que no depende directamente de mi dimensionamiento ya que en la asociación FSULL han designado a otro componente del equipo para la elección de los neumáticos del vehículo y el único dato que se tiene conocimiento son las medidas a utilizar por el equipo, habiendo sido estimado un valor previamente del coeficiente de rozamiento longitudinal del mismo mediante el cual se realizarán los cálculos del proyecto.

Todos estos parámetros se encuentran interrelacionados a modo de cadena, con lo que la variación de alguno de estos parámetros modifica por

completo el cálculo del sistema de frenado con lo que ha de dimensionarse de manera conjunta.

El dimensionamiento del sistema de frenado resulta entonces una vez obtenida la deceleración objetivo de un proceso casi iterativo entre las distintas dimensiones de los distintos componentes que forman parte del mismo.

Para la realización del dimensionamiento se realizó mediante el uso del software Microsoft Excel una hoja de cálculo que recoge todas las fórmulas descritas en este capítulo como las del capítulo de dinámica de la frenada, lo cual facilita las labores de iteración y la búsqueda de un sistema de frenado que cumpla con los objetivos designados.

Esta a su vez genera una serie de gráficos referentes a las curvas de equiaderencia, los pares de bloqueo de rueda, el par de frenada generado según la fuerza aplicada por el piloto, distancia de frenado y otras herramientas útiles para el análisis del sistema de frenado.

Todos los cálculos y resultados obtenidos del sistema de frenado finalmente elegido se encuentran recogidos en el anexo de cálculos del proyecto.

A continuación, se presenta una tabla con los resultados obtenidos en este capítulo tomando los valores del sistema de frenado escogido finalmente el cual se encuentra descrito en el siguiente capítulo de la memoria.

| | EJE DELANTERO | EJE TRASERO |
|--|----------------------|--------------------|
| Fuerza en la bomba, N | 736,5 | 736,5 |
| Presión hidráulica, Mpa | 2,584 | 2,584 |
| Fuerza media pinza-disco, N | 4091,67 | 2346,07 |
| Fuerza de frenado una cara disco, N | 2209,5 | 1102,65 |
| Coeficiente de fricción de pastillas | 0,54 | 0,47 |
| Diámetro efectivo del disco calculado, mm | 194,6 | 166 |
| Diámetro efectivo del disco escogido, mm | 202,66 | 157,64 |
| Momento de frenado eje, Nm | 895,58 | 340,235 |
| Fuerza de rozamiento neumático calzada, N | 3439,11 | 1306,83 |
| Balance de frenada, % | 72,03 | 27,97 |

Tabla 5. Tabla resultados del sistema de frenado escogido

Como se puede observar de los resultados obtenidos sobre el sistema de frenado dimensionado, este opera a una relativa baja presión de 2,584 MPa (375 Psi). Esto se debe principalmente al uso de pinzas con un área de pistón grandes lo que nos permite disminuir tanto la fuerza ejercida sobre el pedal como aumentar el diámetro de las bombas manteniendo las presiones en valores contenidos. Los elementos del sistema de frenado soportan presiones mayores a 1000 Psi o 6,9 MPa con lo que se tiene un factor de seguridad holgado.

Esto proporciona fiabilidad al sistema de frenado además de minimizar el riesgo de rotura de latiguillos pinzas y bombas debido a altas presiones. Otro efecto positivo es la disminución de posibles defectos de conformidad en las líneas hidráulicas, lo que mejora el tacto del pedal de freno.

De la relación de momentos entre los ejes delantero y trasero y el momento de frenado total en ambos ejes obtenemos el balance de frenada del vehículo el cual resulta ser predominantemente delantero resultando:

$$\begin{aligned} \text{Balance delantero} &= \frac{M_{\text{delantero}}}{M_{\text{delantero}} + M_{\text{trasero}}} = \\ &= \frac{895,58 \text{ Nm}}{895,58 \text{ Nm} + 340,235 \text{ Nm}} = 0,7203 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Balance trasero} &= \frac{M_{\text{trasero}}}{M_{\text{delantero}} + M_{\text{trasero}}} = \\ &= \frac{340,235}{895,58 \text{ Nm} + 340,235 \text{ Nm}} = 0,2797 \end{aligned}$$

Con lo que se obtiene un balance de frenado de 72,03 % / 27,97 % delantera trasera. El reparto de pesos en frenada calculado es de 70% delantero 30% trasero, con esta configuración de reparto se logra el bloqueo del eje anterior tratando de minimizar la pérdida de poder de frenada sobre el eje posterior del vehículo.

Como hemos explicado anteriormente una de las condiciones de dimensionado era la de producir el bloqueo del eje delantero previo al eje trasero del vehículo, el sobredimensionamiento del disco del eje delantero, además de

la utilización de pinzas con mayor área de pistón y la instalación de pastillas de freno de mayor coeficiente de fricción sobre el eje delantero respecto al trasero.

Para realizar esta comprobación se comparan los valores o de los pares de frenado teóricos que consiguen el bloqueo del neumático con el valor del sistema de frenado diseñado o a través de las fuerzas de rozamiento y de frenado calculadas y diseñada.

Si el valor diseñado resulta superior al calculado se producirá bloqueo en ese eje y si nuestro valor queda por debajo la frenada será estable. A continuación, se presenta el resultado de dicha comprobación.

- Comprobación de bloqueo eje delantero

$$F_{roz,d} = 3381,22 \text{ N} \quad F_{f_{eje\ delantero}} = 3439,11 \text{ N}$$

$$3381,22 \text{ N} < 3439,11 \text{ N}$$

SOBREFRENADO EJE DELANTERO

- Comprobación de bloqueo eje delantero

$$F_{roz,d} = 1327,58 \text{ N} \quad F_{f_{eje\ delantero}} = 1306,83 \text{ N}$$

$$1327,58 \text{ N} > 1306,83 \text{ N}$$

FRENADA ESTABLE EJE TRASERO

Otro método que nos permite comprobar el bloqueo del eje o el comportamiento de frenado real es la representación de la curva de equiadherencia con la recta de frenado real, la cual se muestra a continuación:

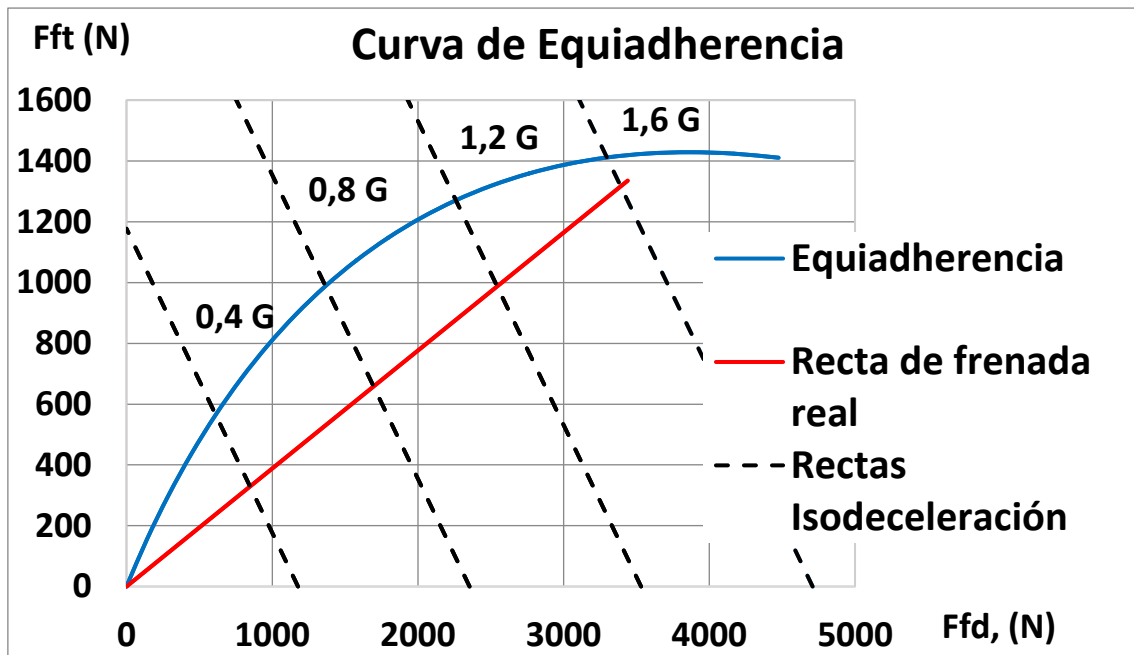


Figura 53. Curva de equiadherencia cálculos.

Como podemos observar en la gráfica la recta real de frenada se encuentra en todo momento por debajo de la curva de equiadherencia, lo que supone que el eje que bloqueará primero resulte ser el eje delantero. En el caso contrario si la recta de frenado real sobrepasase la curva de equiadherencia, el bloqueo resultaría ser sobre el eje trasero.

La distancia entre la recta de frenada real y la curva de equiadherencia representa el desaprovechamiento de la capacidad de adherencia en el eje trasero, observando la gráfica vemos como nos acercamos en deceleración máxima a la capacidad de adherencia del neumático trasero sin llegar a producir el bloqueo del mismo.

9. Elección de componentes del sistema de frenado

Para realizar la elección de los componentes que formarán parte del vehículo Formula Student de la asociación FSULL no solo debemos tener en cuenta únicamente los criterios técnicos.

Si bien es cierto que los criterios técnicos y que la solución que técnicamente pueda ofrecer un mejor desempeño en el vehículo es importante tener en cuenta principalmente los costes. Para el caso de la asociación FSULL este criterio es muy importante ya que puede ser un factor determinante en que el proyecto de desarrolle con éxito o no. Además, la competición FSAE valora esta gestión de los costes siendo una de las categorías de la competición, debiendo entregarse un informe de los costes donde se encuentre toda la información relevante respecto a estos.

El otro criterio principal a la hora de escoger los componentes es la fiabilidad de los mismos, entendida como la probabilidad que el sistema de frenado desarrolle y funcione en determinadas circunstancias durante un periodo de tiempo estipulado.

Por ello se dará prioridad a soluciones más simples sobre otras que puedan resultar más innovadoras, dado que estas podrían aumentar la complejidad del sistema y el objetivo principal es el correcto funcionamiento del mismo.

Se hace imprescindible entonces establecer una serie de requisitos mínimos a cumplir como son:

- **Fiabilidad del sistema:** Este ha de funcionar de manera correcta durante toda la vida útil del vehículo, favoreciendo soluciones que permitan la reutilización de componentes en futuras iteraciones del proyecto FSULL.
- **Gestión de los costes:** Se escogerán las soluciones que ofrezcan una relación coste/rendimiento adecuada y nos permitan alcanzar los objetivos de rendimiento del sistema adecuados.
- **Cumplir con la normativa de la competición:** Todos los componentes escogidos han de seguir la normativa, resultando esta ser un punto de partida a la hora de escoger los componentes.

- Seguridad: Los frenos son el elemento de seguridad activa más importante del vehículo, ya que están encargados de detenerlo en el caso de encontrar un obstáculo o simplemente detener la marcha. Estos proporcionan confianza al piloto con lo que ha de considerarse como un factor importante en el diseño del sistema. Se tratará de evitar conformidades en el sistema en la medida de lo posible ya que estas proporcionan una sensación táctil sobre el piloto que puede llevarle a la inseguridad y falta de confianza.
- Ergonomía: El piloto debe ser capaz de accionar tanto el pedal de freno como el repartidor de frenada de manera cómoda para que el mismo pueda aprovechar al máximo rendimiento posible el sistema de frenado.
- Fácil ajuste y reparación del sistema: Tanto las reparaciones del sistema como el ajuste del mismo han de ser realizados por los miembros del equipo FSULL, con lo que se enfatizará en soluciones que favorezcan el desarrollo de estas tareas.

Atendiendo a los criterios anteriormente descritos se determinará como es el proceso seguido para el dimensionamiento y elección de cada uno de los componentes que forman parte del sistema de frenado. Los elementos a estimar y dimensionar son:

- Fuerza del piloto sobre el pedal
- Pedal de freno (Ratio)
- Repartidor de frenada
- Bombas de freno (Área pistón)
- Líquido de frenos
- Pinzas de freno delanteras y traseras (Área pistones)
- Discos de freno delanteros y traseros (Diámetro)
- Latiguillos y racorería.
- Elección de sensores de presión y del brake over travel switch (BOTS)

Se seguirá un orden desde el pedal atravesando todos los elementos del sistema hasta la pinza de freno en orden de actuación y últimamente se decidirán los sensores de presión y el BOTS.

Fuerza del piloto sobre el pedal

El valor de fuerza que tendrá que ejercer el piloto para decelerar a un ritmo de 1,6g en nuestro caso, ha sido estimado siguiendo las recomendaciones realizadas por Rudolph Limpert en el libro, Brake Design and safety.

En la citada referencia se recomienda para sistemas de frenado standard sin servofreno que el sistema esté diseñado de tal manera que, aplicando una fuerza entre 445 y 489 N, se logre una deceleración teórica de 1 g con el vehículo en plena carga.

También se cita en este libro que los pilotos generalmente valoran ratios de fuerza por deceleración entre 267 N/g y 445N/g como muy buenos. Como en nuestro caso el objetivo es decelerar a 1,6g los valores de fuerza necesaria para ser aplicada por el piloto deberían fluctuar entre 427.2N y 712 N.

Otra fuente consultada ha sido el artículo escrito por uno de los jueces jefe de diseño de las competiciones Formula Student Michigan, Alemania y Austria, Steven Fox, de título: "Cockpit Control Forces or How Robust Do Driver Controls Really Need To Be?".

En este texto se cita que el valor de la fuerza sobre el que diseñar el sistema de frenado varía de acuerdo a la preferencia de cada piloto. Algunos pilotos prefieren un esfuerzo sobre el pedal de freno tan bajo como 100N por G de deceleración. Esto puede resultar en un sistema de frenado bastante sensitivo. Otros pilotos prefieren un esfuerzo sobre el pedal de 440N por G de deceleración o superior.

Por ello se ha establecido que realizando una fuerza de unos **491 N** sobre el pedal el cual se corresponde a unos 50 kg aproximadamente, el vehículo decelerará a un ritmo teórico de 1,6g, transformando este valor a fuerza necesaria por G de deceleración dividiendo por 1,6 el valor de fuerza para lograr el bloqueo obtenemos un valor de 306,875 N, encontrándose este valor comprendido entre los valores estipulados en ambas referencias.

El valor ideal dependerá realmente de la preferencia del piloto pero se ha de determinar un punto de partida a efectos de cálculo teniendo que ajustar el sistema de frenado a las preferencias del mismo. En este momento del proyecto el equipo no ha determinado aun a la persona encargada de pilotar el vehículo por ello se ha tomado un valor medio entre los recomendados.

También hay que tener en cuenta que la configuración más confortable para el piloto no tiene porque ser la que otorgue un mayor rendimiento del

sistema de frenado. Al final la configuración ideal resulta del compromiso entre la comodidad facilidad de uso del sistema y la búsqueda del rendimiento óptimo del sistema, siendo el ingeniero en comunión con las opiniones recibidas por parte del piloto el que deba de establecer últimamente el valor adecuado de la fuerza que se ha de ejercer sobre el pedal.

Se debe considerar que este esfuerzo se realizaría de manera puntual, no siempre deceleraremos al ritmo máximo que permita la tracción de los neumáticos de nuestro vehículo y no siempre las condiciones de la pista requieren del uso del ritmo de deceleración máximo establecido.

- Pedal de freno

Este elemento es el actuador del sistema de frenada y funciona como interfase entre el piloto y el sistema de frenada. A través de este elemento el piloto distribuye la presión hidráulica al resto de elementos del sistema de frenado.

Por ello se hace imprescindible que en este se produzcan los menores efectos de conformidad posibles sobre tanto el pedal como en el resto de la estructura como la localización de montaje del mismo. De lo contrario se produciría la pérdida de parte de la capacidad de frenada.

Además de realizar la función de interfaz entre piloto y sistema de frenado, el pedal se encarga de multiplicar la fuerza que se ejerce sobre las bombas respecto a la ejercida por el piloto debido al efecto de palanca que se produce debido a la diferencia de distancias entre el punto de aplicación de la fuerza y el punto de anclaje de las bombas de freno respecto al eje de giro. La relación entre estas distancias nos da el ratio del pedal el cual es el factor multiplicador de la fuerza ejercida por el piloto.

A continuación, se describirán los diferentes tipos de pedal que pueden encontrarse en el mercado atendiendo a el tipo de instalación, colgantes y sobre el suelo, y a la instalación de las bombas, delante o tras el pedal. Este aspecto es importante tenerlo en cuenta debido a que esto determinará la posición también de los depósitos de las bombas y de las salidas de las líneas hidráulicas, pudiendo producirse interferencias con otros subsistemas del vehículo.

- Pedal con montaje colgante y con bombas delante y tras el pedal.



Figura 54. Pedal colgante con bomba tras pedal [31]

En este tipo de configuración de pedal está pensada para ser colgada de una estructura superior encontrándose los pedales flotando en el aire. El pivote del pedal se encuentra en el extremo superior instalándose las bombas de freno por debajo de este hacia detrás del pedal.

El movimiento del pedal por tanto es ascendente al contrario del giro del tobillo lo que hace que este tipo de pedal, lo que hace que el movimiento para su accionamiento resulte antinatural al piloto, el cual, en la posición de conducción del vehículo, prácticamente acostado, le puede resultar realmente incómodo el accionamiento del mismo.

Este estilo de pedal tiene una serie de inconvenientes que hacen que descartemos el uso de la misma en nuestro vehículo. El tipo de montaje hace que sea más complicada su instalación en el vehículo, teniendo que colgarlos de alguna de las barras superiores del chasis del vehículo, además el área del cockpit es pequeña para la instalación de una pedalera de este tipo, pudiendo surgir interferencias con otros elementos del vehículo como puede ser la barra de dirección. Otra desventaja es la posición del centro de gravedad de este tipo de pedalera respecto al vehículo, este se eleva respecto a una pedalera montada en el piso con lo que se empeoran las prestaciones dinámicas del mismo.

El acceso a las bombas de frenado también se encuentra dificultado debido a su posición elevada en el cockpit.

Otra desventaja de este tipo de montaje es que el final de carrera del pedal es de tipo firewall, de apoyo en pared, con lo que el vehículo debería de estar preparado específicamente para este evento, además el pedal no podría ajustarse en diferentes posiciones debido a ello.



Figura 55. Pedal colgante con bomba delante del pedal [31]

Este tipo de pedalera de pedalera es muy similar a la descrita anteriormente siendo la diferencia el método de instalación de las bombas que se encuentran en este caso en dirección al piloto, centralizando la masa de las mismas en el vehículo, aunque mantiene las desventajas del sistema anterior.

Debido a las razones expuestas anteriormente y la cantidad de desventajas existentes se descarta el uso de una pedalera de tipo colgante.

- Pedal con montaje al suelo y con bombas encima o bajo el pedal.

En este caso el pedal está preparado para ser montado a algún elemento del chasis alojado en el suelo del mismo. El pivote del pedal se aloja en este caso en el extremo inferior del mismo siguiendo el movimiento natural del pie en un movimiento descendente, lo que mejora la ergonomía del piloto pudiendo accionar el mismo de manera simple, sin esfuerzos añadidos. Las bombas se instalan por encima del pivote del pedal y por detrás de estos. La instalación de este tipo de sistema resulta ser más fácil de adaptar e instalar al vehículo que configuraciones de tipo colgante.



Figura 56. Pedal montaje al suelo y bombas encima del pivote del pedal [31]

Al estar alojados en el suelo implica que las bombas y demás elementos se sitúan también cerca del mismo con lo que el acceso se realiza de manera simple facilitando las labores de mantenimiento del equipo, además el centro de gravedad del conjunto de la pedalaria y el resto de elementos del sistema de frenado se sitúa cercano al suelo del vehículo, con lo que se mejoran las prestaciones dinámicas del mismo.

Esta es una de las configuraciones más utilizadas en la FsaE por la facilidad de instalación, uso y mantenimiento, además la ergonomía que ofrece al piloto es óptima.

Es por ello que se aconseja la utilización de una pedalaria con montaje al suelo y bombas por encima del pivote.



Figura 57. Pedal montaje al suelo y bombas y bombas bajo el pivote del pedal [31]

Este sistema es similar al anterior con la diferencia nuevamente de que las bombas se instalan por debajo del pivote del pedal, estando estas ocultas bajo un falso suelo. Las ventajas y desventajas de la utilización de este tipo de pedalera son similares a las mencionadas anteriormente con la diferencia que la instalación de las bombas bajo el suelo hace que se dificulten las labores de mantenimiento y reparación de las mismas, con lo que se desaconseja su utilización.

Otro tipo de configuración que se da particularmente en los vehículos de tipo Fórmula Student es la de los pedales con montaje en el suelo y bombas de freno verticales. Aunque no sea una configuración utilizada en turismos ni en otros vehículos de competición, a continuación, se detallara el porqué del uso de este tipo de pedalera para la competición de Formula Student.

- Pedales con montaje al suelo y bombas montadas verticalmente.

Este es uno de los sistemas de montaje de los pedales más utilizados en la Formula Student. El montaje de los mismos se realiza al suelo del vehículo y con las bombas de freno instaladas verticalmente. Como podemos observar en la imagen este sistema es el más compacto de todos, pudiendo ser instalado de manera sencilla dentro del cockpit del vehículo, esto permite la además una ligera reducción del voladizo frontal del vehículo. Además debido a la manera de montar las bombas el pedal de freno cuando se acciona el pedal se encuentra traccionado, en lugar de flexionado, lo que permite el dimensionamiento de un pedal más ligero. El acceso a las bombas es relativamente sencillo, similar al resto de configuraciones con montaje al suelo.

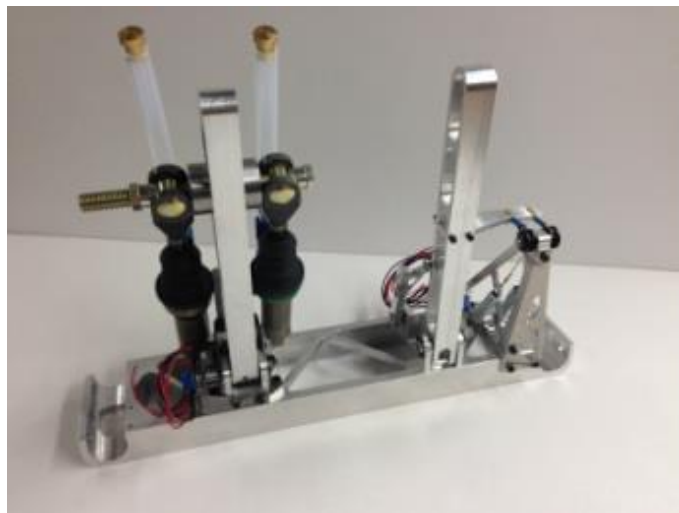


Figura 58. Pedal montaje al suelo y bombas verticales [31]

Las principales desventajas de este tipo de sistema es la necesidad de uso de un tipo de bombas específico con montaje sobre rodamiento, las cuales son muy costosas respecto a otras soluciones tradicionales, otra desventaja es la dificultad de purgado del sistema debido a la posición vertical de la bomba y a los posibles problemas de fiabilidad que pueden surgir al utilizar este tipo de configuración, debido a que no están pensadas para ser usadas de esta manera por el fabricante.

Debido al alto coste de las bombas y a los posibles problemas de fiabilidad derivados de la instalación atípica de las bombas respecto a las especificaciones del fabricante, se desaconseja el uso de este tipo de pedalera.

Una vez analizadas las opciones de montaje tanto de la pedalera como de las bombas a la misma y habiéndose aconsejado el uso de una configuración de tipo montaje al suelo con las bombas por encima del pivote, se determina el ratio de pedal aconsejable que ha de tener la pedalera.

Las pedaleras comerciales a la venta al público, están diseñadas con el uso de turismos de competición en mente, con pesos generalmente por encima de la tonelada, esto hace que el ratio del pedal de este tipo de soluciones sea generalmente elevado entre 5:1 a 6:1. Esto se debe a la necesidad de generar un mayor par de frenado para la desaceleración del vehículo, en cambio, un vehículo tipo Formula Student tiene un peso entorno a los 300 kg, con lo que un ratio de pedal elevado puede resultar en un pedal de freno excesivamente sensible, afectando a la capacidad de la modulación de la frenada por parte del piloto.

Otro aspecto negativo del uso de un pedal de freno con un ratio elevado es los efectos de conformidad que pueden generarse sobre el pedal, el cual se encuentra sometido a flexión y con un ratio de pedal elevado, aumenta la reacción de las bombas sobre éste.

Además, se produce un aumento del recorrido muerto del pedal debido a que la primera parte de la carrera del mismo es usada por la bomba en el cierre del puerto de compensación de la misma. Hasta que no se produce el cierre de dicho puerto no comienza la presurización del circuito hidráulico y cuanto mayor es el ratio del pedal mayor resulta este recorrido muerto. Este recorrido resulta ser el recorrido necesario para cerrar el puerto de compensación de la bomba multiplicado por el ratio del pedal. Este recorrido muerto contribuye en gran medida al recorrido total del pedal de freno, debido a que el fluido es incompresible y son los efectos de conformidad del sistema de frenado los que

suponen el resto del recorrido, compresibilidad de las pastillas, expansión de los latiguillos, pequeñas deformaciones en disco y pinza debidas a la presión etc...

Todos estos efectos de conformidad y recorrido muerto sobre el pedal producen un efecto negativo sobre la seguridad y confianza del piloto sobre el vehículo, con lo que

También se hace interesante la opción de poder usar varios ratios de pedal sobre el mismo pedal, pudiendo adaptar el mismo a diferentes pilotos con tamaños de pie distintos o a distintas condiciones de agarre de la calzada.

Por ello resulta aconsejable utilizar un ratio de pedal entre 3:1 y 4:1 en el pedal de freno para un vehículo FSULL. El dimensionamiento del sistema en nuestro caso se ha realizado teniendo en cuenta un ratio de pedal de 3:1 a efectos de cálculo.

El uso del ratio menor posible nos proporciona cierto margen de maniobra en el ajuste del sistema de frenado. A efectos de simplificación de cálculos se han estimado una serie de condiciones e hipótesis estáticas, las cuales pueden no cumplirse o desviarse en el mundo real, como pueden ser cambios en la adherencia de los neumáticos con la temperatura, cambios del coeficiente de fricción entre el contacto de la pastilla y el disco con la temperatura, aumento o disminución del peso total del conjunto vehículo piloto entre otras.

Por ello disponer de este margen de ajuste nos permite adaptar el vehículo a cualesquiera que sean las posibilidades de carga o las condiciones de adherencia en cualquier momento dado o a las condiciones físicas del piloto.

Debido a que no se ha encontrado ninguna solución comercial en el mercado que satisfaga nuestras necesidades se ha procedido al diseño y dimensionamiento de la pedalera del equipo FSULL y de la elección de los componentes de la misma, los cuales serán abordados en un siguiente capítulo de esta memoria.

Una vez adoptada una solución para el pedal de freno el siguiente elemento a abordar es el repartidor de frenada.

- Repartidor de frenada y cable de ajuste desde el cockpit



Figura 59 Repartidor de frenada y cable de ajuste [31]

El repartidor de frenada, barra de balance, es el elemento encargado de distribuir la fuerza de frenado entre los circuitos hidráulicos del eje delantero y trasero del vehículo. El cable de ajuste se encuentra instalado en la barra de balance y mediante un pasador y girando el mando, el cual se aloja dentro del cockpit, hace que el tornillo sinfín se desplace hacia derecha o izquierda dependiendo del sentido de giro del mando permitiendo la configuración del reparto de frenada desde el habitáculo del vehículo de manera remota.

En nuestro vehículo se ha optado por una barra de balance de la marca Tilton, modelo 600 series 72-260 junto con el cable compatible a la misma, ver figura anterior.

La instalación de este repartidor es simple se realiza mediante la soldadura del casquillo central metálico al pedal de freno.

La configuración de la barra de balance a efectos de cálculos se ha realizado en una configuración centrada de reparto en la barra de balance sobre el pedal de tipo 50/50, esta decisión ha sido tomada en base a que se desea no utilizar la barra de balance de frenado más que para ajustes finos puntuales del sistema de frenado dependiendo de las condiciones del vehículo y entorno en un momento dado.

Un reparto en la barra de balance de tipo 50/50 minimiza efectos de torsión sobre el pedal debida a la reacción mayor de una de las bombas de freno, la delantera, además es aconsejable este tipo de configuración para asegurar

una transmisión de la fuerza de frenado de manera correcta hacia la bomba, evitándose el uso de posiciones extremas de la barra de balance y limitando el ajuste del reparto debido a una configuración inicial del sistema de frenado inadecuada.

Si bien se necesita que el par de frenado sobre el eje delantero sea superior al trasero para evitar inestabilidades direccionales del vehículo, este tratará de obtener a través del correcto dimensionamiento del resto de componentes del sistema de frenado, como pueden ser el uso de diferentes diámetros de las bombas de freno, la utilización de discos de distintos diámetros para cada eje, el uso de pinzas de freno con áreas de pistón diferentes, etc...

El siguiente elemento a escoger es la bomba de freno del vehículo.

- Bomba de freno

La bomba de freno es el elemento que se encarga de la presurización del circuito de frenado. Variando el diámetro del cilindro de cada una de las bombas se puede cambiar el comportamiento del sistema de frenado e incluso obtener presiones independientes sobre cada eje dimensionando este elemento de manera diferente para cada circuito hidráulico.

Debido a esto pudiera parecer que un diámetro menor de la bomba de freno se pudiera hacer interesante su utilización en el sistema de frenado ya que nos permitiría obtener una mayor presión en el circuito hidráulico, pudiendo usarse un ratio de pedal menor, pero la presión no es el único factor a tener en cuenta a la hora de determinar el diámetro de la bomba.

Otro factor a tener en cuenta son las conformidades de los diferentes elementos del sistema sobre el que el fluido hidráulico se desplaza, expansión de latiguillos, conformidad de la pastilla de freno... sufriendo estas una deformación mínima pero que incrementa el volumen de fluido necesario en la presurización del sistema. Con lo que puede hacerse necesario el aumento del diámetro de la bomba para asegurar un caudal suficiente desde la bomba a la pinza de freno.

Por otra parte, un aumento excesivo del diámetro de la bomba ocasiona que el piloto tenga que hacer un mayor esfuerzo sobre el freno o el aumento del ratio del pedal, lo que produce por una parte un aumento de la conformidad en el pedal en este caso debido a la flexión del mismo y el aumento de la carrera muerta por el aumento del ratio del pedal.

Además, por norma general las pinzas delanteras de freno suelen tener unas dimensiones mayores de los pistones respecto a las traseras, con lo que necesitan por norma general un mayor caudal de líquido, pero a su vez para conseguir un buen balance de freno estas han de recibir una mayor presión que las pinzas traseras con lo que al final la decisión a tomar resulta de un compromiso de balance que permitan obtener una presión adecuada con un caudal adecuado.

Los diámetros de pinza de frenos comerciales van desde los 15,85 mm hasta la pulgada 25,4mm.

En nuestro caso se han escogido pinzas de 19,05 mm para ambos ejes, estas ofrecen un caudal más que suficiente a las pinzas de freno produciendo una presión adecuada en el circuito hidráulico.

Las bombas de freno dependiendo del recorrido de actuación puede ser de dos tipos:

- Tipo Pull, Tirar.

El pistón en este tipo de bombas se encuentra en el final de la misma siendo el pedal el que tira de éste para producir la presurización del circuito hidráulico.

- Tipo Push, Empujar.

El pistón se encuentra en este caso en el inicio de la carrera de la misma, produciéndose la presurización por el empuje del vástago sobre el pistón.

En nuestro caso debido al diseño de la pedalera usaremos bombas de tipo Push, las cuales resultan ser más fácilmente accesibles que las bombas de tipo Pull, las cuales han de ser alojadas bajo pedal dificultando las labores de mantenimiento de las mismas.

Las bombas tipo Push son el tipo de bombas utilizado de manera más usual en turismos, mientras que las tipo pull por norma general son un producto de tipo nicho utilizado en algunos vehículos destinados a la competición, lo que las hace a su vez más costosas respecto a las más convencionales de tipo Push o empujar.

Dependiendo del tipo de montaje las pinzas puede ser de tres tipos:

- Montaje sobre rodamiento

Las bombas con este tipo de montaje tienen una ventaja principal frente a el resto de tipos de bomba, el vástago y el pistón forman un cuerpo único con lo que la ser accionadas la transmisión de la fuerza es directa.



Figura 60. Bomba con montaje sobre rodamiento [31]

Además, debido al montaje sobre rodamiento y a la trayectoria de arco que describe el pedal, ésta se auto alinea respecto al pedal manteniéndose perpendicular en todo momento a la bomba mejorándose nuevamente la transmisión de la fuerza desde el pedal al circuito hidráulico.

Esto también permite el montaje vertical de las mismas como hemos visto anteriormente haciendo que es conjunto de la pedalera resulte realmente compacto.

La contra de este tipo de bombas es su elevado coste, el cual puede llegar a ser entre tres y cuatro veces superior respecto a otro tipo de bombas más convencionales como las tipo girling de montaje a pared, además debido a que es un producto de nicho su disponibilidad también resulta ser menor respecto al tipo mencionado anteriormente. Por ello se desaconseja el uso de este tipo de bombas al equipo FSULL.

- Montaje Lateral

Este tipo de bombas presenta un diseño tradicional donde, vástago y pistón no están formados en una sola pieza, la peculiaridad de este tipo de montaje es que va colocado a cortante en el soporte el lugar de flexionar una placa trasera como en el montaje tradicional en pared.



Figura 61. Bomba de montaje lateral [15]

Debido al diseño de la pedalera se descarta este tipo de montaje de la bomba ya que requiere de un soporte especialmente diseñado para alojarlas y siendo un diseño no tan tradicional, a la hora de la sustitución de las mismas podría ser un proceso tedioso ya que no es un formato estandarizado.

- Montaje en flanco o pared

Es el tipo de bomba generalmente más usado, el montaje se realiza sobre un soporte vertical perpendicular al pedal de freno mediante dos tornillos alojados verticalmente arriba y debajo del eje de la bomba.

Se recomienda el uso de este tipo de bombas debido a que es un modelo estandarizado de montaje y su sustitución resulta la más conveniente, pudiendo sustituirse por cualquier modelo que use el estándar de montaje de 5,25 pulgadas, además de ser la opción generalmente más económica.



Figura 62. Bomba de montaje a pared o tipo flanco [31]

De entre las opciones disponibles en el mercado se ha escogido del modelo Tilton 75 series en su variante Universal kit, el cual es el mismo que podemos ver en la figura que como podemos ver incluye:

- Bomba de 3/4 de pulgada, 19,05mm y 1,1 pulgadas de carrera, 27,94 mm.
- Depósitos de líquido de expansión de montaje directo a la bomba y de montaje remoto con latiguillo de conexión.
- Racorería de salida tipo -an3 macho macho y macho hembra.

Se ha escogido este modelo debido a lo compacta que resulta midiendo unos 20 centímetros de largo incluyendo del cuerpo de la bomba y el vástago. El peso de la bomba además resulta ser realmente ligero pesando estas unos 900 gr cada una. Además, resulta ser una opción ideal en relación al coste respecto a otros proveedores de productos de corte más entusiasta.

Se procede a la elección de los latiguillos de freno y la racorería.

- Latiguillos de freno y racorería

Son los elementos encargados de conectar las bombas de freno con las pinzas de freno transportándose el líquido de frenos en su interior. Los latiguillos de freno pueden ser de tres tipos generalmente según el material:

- Flexibles, Goma.
- Rígidos, cobre o acero.
- Flexibles, PTFE con armadura de trenzado de acero o kevlar.

Si bien la función de los latiguillos es simple, es importante realizar una adecuada elección de los mismos debido a el fenómeno de conformidad que aparece sobre estos en forma de expansión radial de los mismos al ser aplicada una gran presión sobre estos. Esto hace que se aumente el recorrido del pedal aumentando el tiempo de presurización del sistema de frenado, lo que conlleva a una ligera pérdida de rendimiento durante el proceso de frenada. Con lo que la rigidez de estos elementos se hace especialmente importante.



Figura 63. Racor T -an3 macho a 1/8 NPT hembra y Latiguillo flexible armado [34]

Las conexiones más largas suelen realizarse sobre tubo rígido, pero debido a que las ruedas donde se encuentran alojadas las pinzas poseen cierta movilidad, debido al recorrido de la suspensión y al giro de las ruedas delanteras el tramo final de las mismas ha de realizarse con tubo flexible.

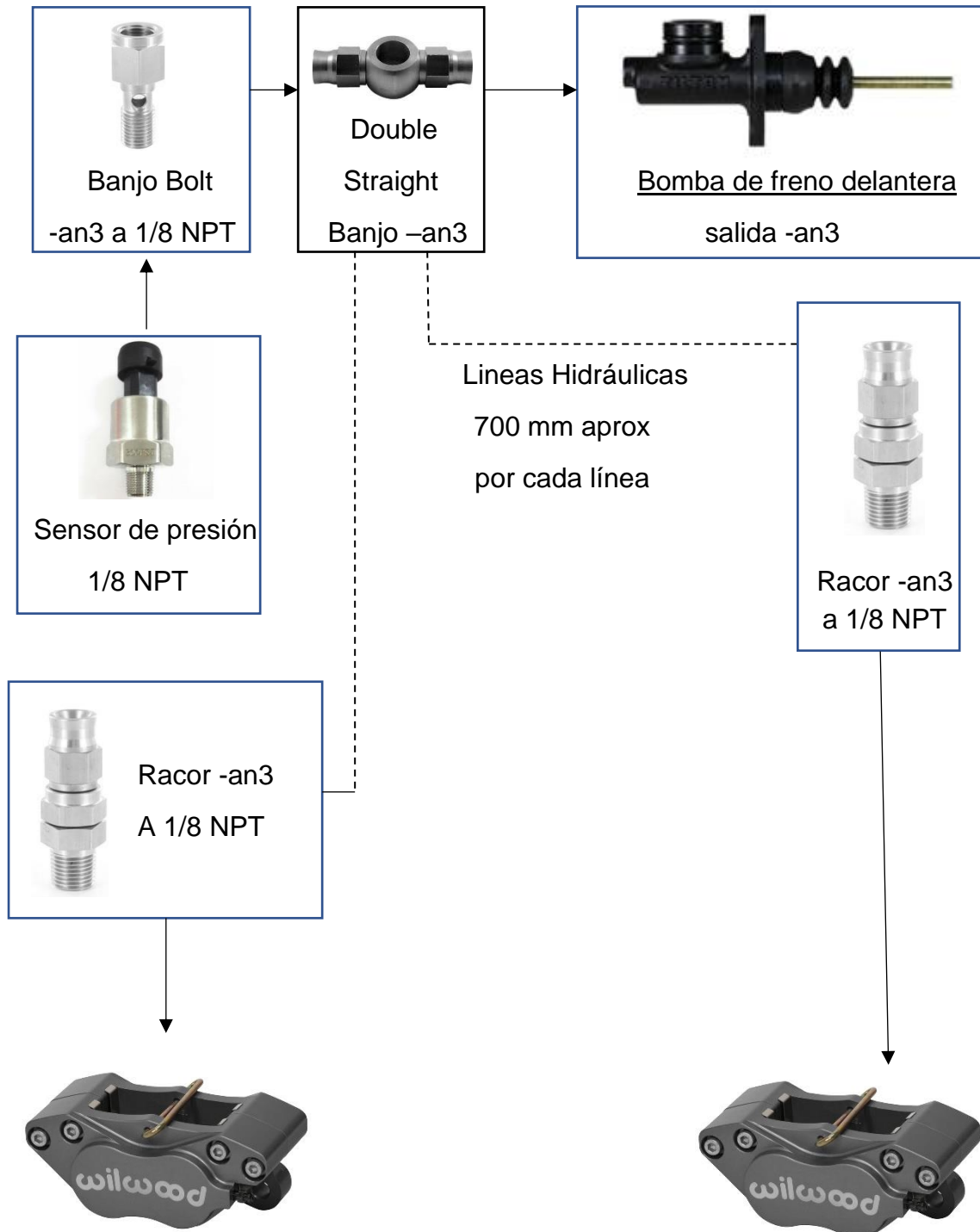
A pesar de esto y debido a la inexperiencia del equipo se recomienda realizar las conexiones en tubo flexible. La instalación de tubo rígido comporta una serie de dificultades a la hora de enrutar las líneas hidráulicas a cada uno de los ejes, además se han de preparar los tubos para colocar los racores.

El tubo de goma está prohibido por normativa con lo que se escogerá un tubo de PTFE con trenzado en acero.

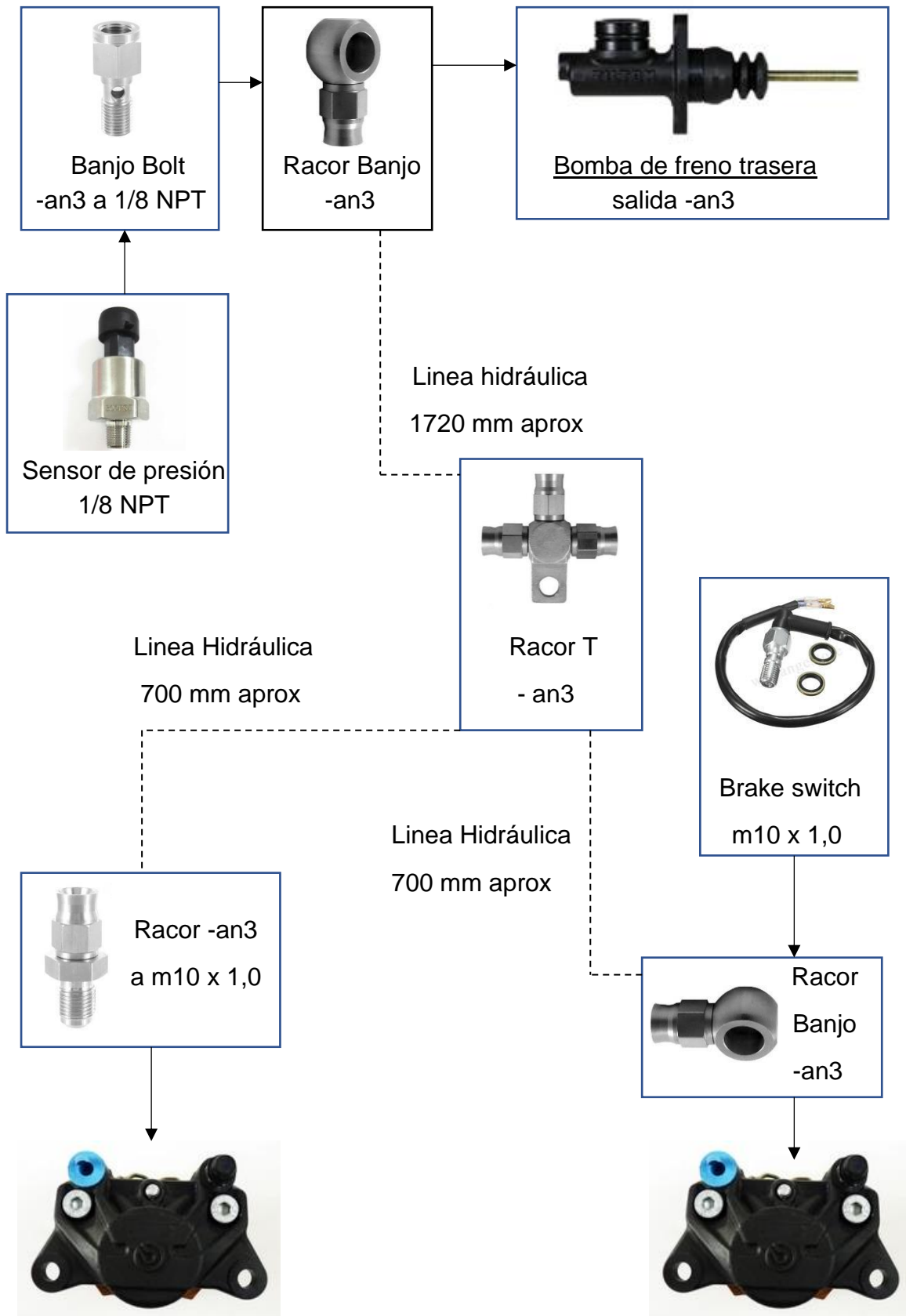
Debido a las cortas dimensiones del vehículo y los cortos recorridos de las líneas hidráulicas el fenómeno de conformidad no supone un gran problema por el uso de este tipo de líneas en el vehículo, y la ventaja de la facilidad de instalación, manipulación o sustitución posterior hace que nos decantemos por este tipo de latiguillo para la totalidad de la instalación hidráulica. Además, estas son más fáciles de enrutar a lo largo del vehículo resultando en una instalación más simple. Su sustitución también resulta más cómoda en caso de surgir cualquier tipo de avería sobre el sistema.

A continuación, se presentan los esquemas de las conexiones de las líneas hidráulicas del sistema de frenado para el eje trasero y delantero.

Esquema hidráulico eje delantero



Esquema hidráulico eje trasero



Además del esquema de instalación del circuito hidráulico, ha de conocerse la longitud de latiguillo necesaria para cubrir toda la instalación. A través del modelo del chasis y realizando mediciones en solidworks se estimará la longitud de latiguillo necesaria para cumplir la instalación.

Vista lateral del chasis

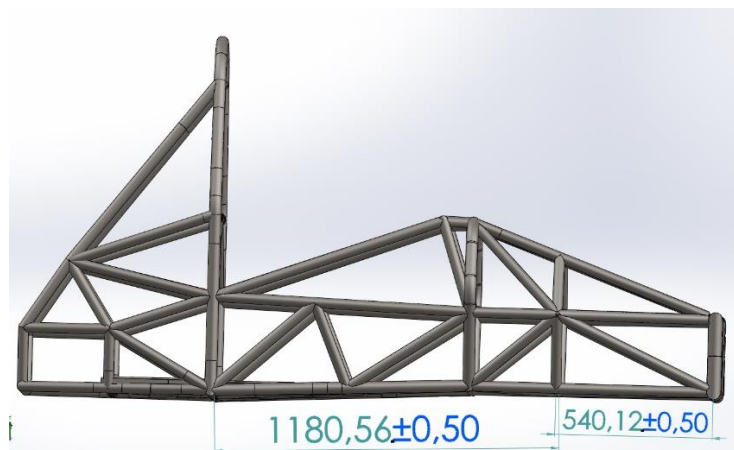


Figura 64. Vista lateral chasis, mediciones.

Desde esta vista lateral podemos realizar la medición en línea recta del latiguillo que va desde la bomba de freno trasera hasta el eje trasero aproximadamente, resultando $1180+540$ mm = 1720mm.

Se sabe que el ancho de vías del vehículo es 1200 mm y este ha de ser cubierto en ambos ejes con lo que se obtiene una distancia de unos 2400mm aproximadamente.

Además, se realizará una provisión de un 30 % sobre la medición para asegurarnos cubrir satisfactoriamente la totalidad del circuito hidráulico debido a que las líneas puede ser que sean enrutadas a través de caminos distintos a la línea recta entre componentes por razones de interferencia y falta de espacio.

Finalmente se obtiene una longitud total del latiguillo de freno de:

$(2400\text{mm} + 1720\text{mm}) * 1,3 = 5336\text{mm}$ aproximadamente 5,5 metros de líneas hidráulicas serán necesarias, vendiéndose generalmente por 6 metros la bobina de latiguillo.

Haciendo un resumen de los componentes necesarios para la realización de las líneas hidráulicas se necesitan:

- 6 metros de latiguillo flexible de PTFE armado en acero o kevlar
- Un sensor de luz de freno M10x1.0 macho
- Dos sensores de presión 1/8 NPT x27 macho
- Un racor tipo T -an3 straight
- Dos racores Banjo -an3 straight
- Un racor -an3 straight a m10 x 1,0
- Dos racores -an3 straight a 1/8 NPT Hembra
- Un racor Double Straight Banjo -an3
- Dos racores Banjo Bolt -an3 a 1/8 NPT macho

Una vez determinados los elementos de nuestro circuito hidráulico y tras haber realizado las mediciones necesarias se escoge el líquido de freno.

Líquido de freno

El líquido de freno es el componente encargado de transmitir la fuerza desde la bomba de freno hasta la pinza de freno.

Como vimos anteriormente el líquido de freno se encuentra en 4 denominaciones principales: DOT 3 DOT4 DOT 5.0 y DOT 5.1.

El líquido de freno de las familias 3, 4 y 5.1 en base de glicol éter son compatibles con nuestro sistema de frenado escogiéndose el líquido de frenado que ofrezca el mayor rango de operación respecto a la temperatura de ebullición, este rango aumenta según la denominación con el número más elevado de esta.

Por lo expuesto anteriormente se recomienda el uso de líquido de freno 5.1 en nuestro sistema de frenado el cual es compatible con todos los elementos de la instalación.

Pinzas de freno

La pinza de freno es el componente encargado de generar la fricción entre la pastilla de freno y la banda de fricción del disco de freno.

En la elección de la barra de balance comentamos que el reparto sería natural sobre el pedal y que a través del correcto dimensionamiento de otros elementos del sistema de frenado se lograría el balance de frenado óptimo de frenada. La pinza es uno de estos elementos que nos ayudará a conseguir este balance 50/50 sobre el pedal, ya que si sobredimensionamos las pinzas delanteras sobre las traseras estaremos generando un balance predominantemente delantero. Este efecto es deseado ya que para mantener el control del vehículo interesa que el eje que bloquee anticipadamente sea el delantero.

Finalmente para el desarrollo de este proyecto se han escogido pinzas fijas de tipo axial debido a la mayor versatilidad y facilidad de adaptación a un vehículo de tipo FSAE, además por norma general son menos costosas que las de tipo radial y resultan más fáciles de alojar en las manguetas del vehículo FSAE, dado que las pinzas de tipo axial necesitarían de la utilización de un soporte específico para adaptarlas al vehículo o que el desarrollo de las manguetas del mismo tenga en cuenta la utilización de este tipo de pinza.

Los modelos escogidos se presentan a continuación enumerando sus características principales:

En el eje delantero se ha optado por un conjunto de pinzas de la marca Wilwood modelo GP320, mientras que la pinzas traseras escogidas son las Brembo P34G. A continuación podemos ver las características de la pinza tipo Wilwood gp 320.

Características técnicas



Figura 65. Wilwood gp320 [15]

| Pistones | |
|---|-------------------------|
| Número Pistones | 4 |
| Area (in ²) (mm ²) | 2.46, 1583,46 |
| Material | Acero Inoxidable |
| Cubrepolvo | No |
| Dimensiones del rotor | |
| Ancho máximo(in) (mm) | 0.24, 6mm |
| Diámetro máximo (in) (mm) | 11.5, 292,1 mm |
| Dimensiones de la pastilla | |
| Area (in ²) (cm ²) | 3.65, 23,55 |
| Volumen (in ³) (mm ³) | 1.03, 16,3871 |
| Duty Rating & Material | |
| Peso (Lbs) (Kg), Material | 0,9, Aluminio |

Tabla 6. Wilwood gp320 Características Técnicas

A continuación, se presenta una figura proporcionada por el fabricante que muestra las dimensiones de montaje de la pinza así como las dimensiones de los discos que es capaz de alojar.

En nuestro caso como se verá en el siguiente capítulo se ha optado por un disco de freno de 240 mm resultando los diámetros mínimos y máximos del disco que puede alojar la pinza entre 228,6mm y 292,1mm con lo que el disco cabría diametralmente en esta pinza.

Respecto al grosor del disco la pinza admite discos de un máximo de 6,1 mm y un mínimo de 0,18 inches o 4,52 mm, nuevamente en nuestro caso el disco resulta ser compatible con la pinza ya que el espesor del disco es de 5 mm en nuestro caso.

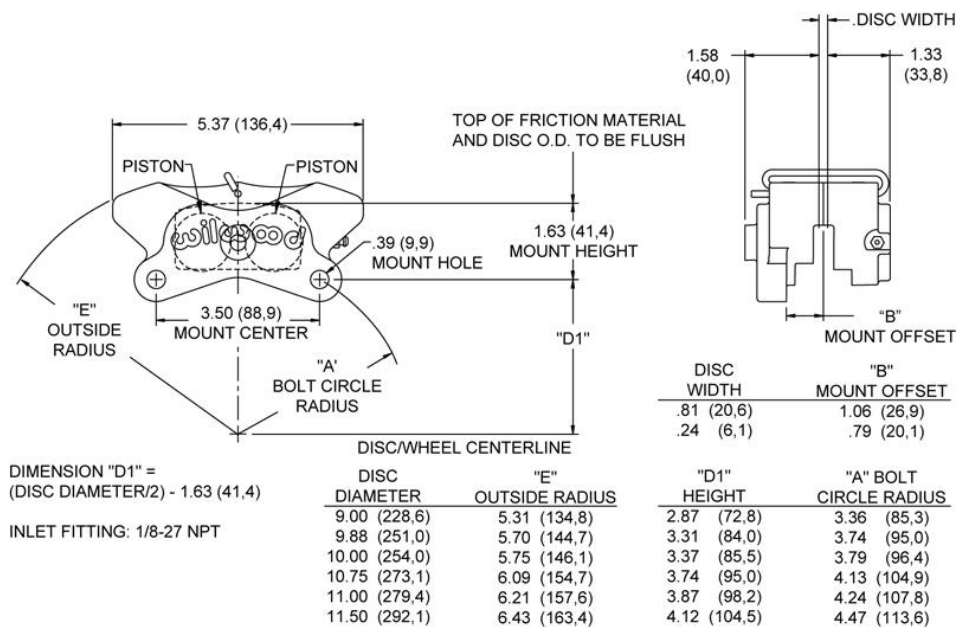


Figura 66. Wilwood gp32 dimensiones [15]

El radio externo de interferencia de la pinza resulta con la de la interpolación de la tabla entre los valores de disco de 228,6 y 251 mm, obteniendo el outside radius "E".

$$Radio E = \left(\frac{240 - 228,6}{251 - 228,6} \right) * (144,7 - 134,8) + 134,8 = 139,85 \text{ mm}$$

Lo que nos resulta un radio de interferencia con la llanta de 280 mm, en nuestro caso las llantas son de 13 pulgadas, disponiendo de espacio respecto a la interferencia radial suficiente para alojar los discos.

La distancia desde el centro del disco al extremo exterior de la pinza resulta ser de una distancia de 33,8 mm más la mitad del grosor del disco máximo que puede alojar la pinza de 6,1 mm lo que resulta en una distancia de 36,85 mm. Debe de haber al menos un hueco de 40 mm desde el centro del disco a la zona interna de la llanta medido de manera axial.

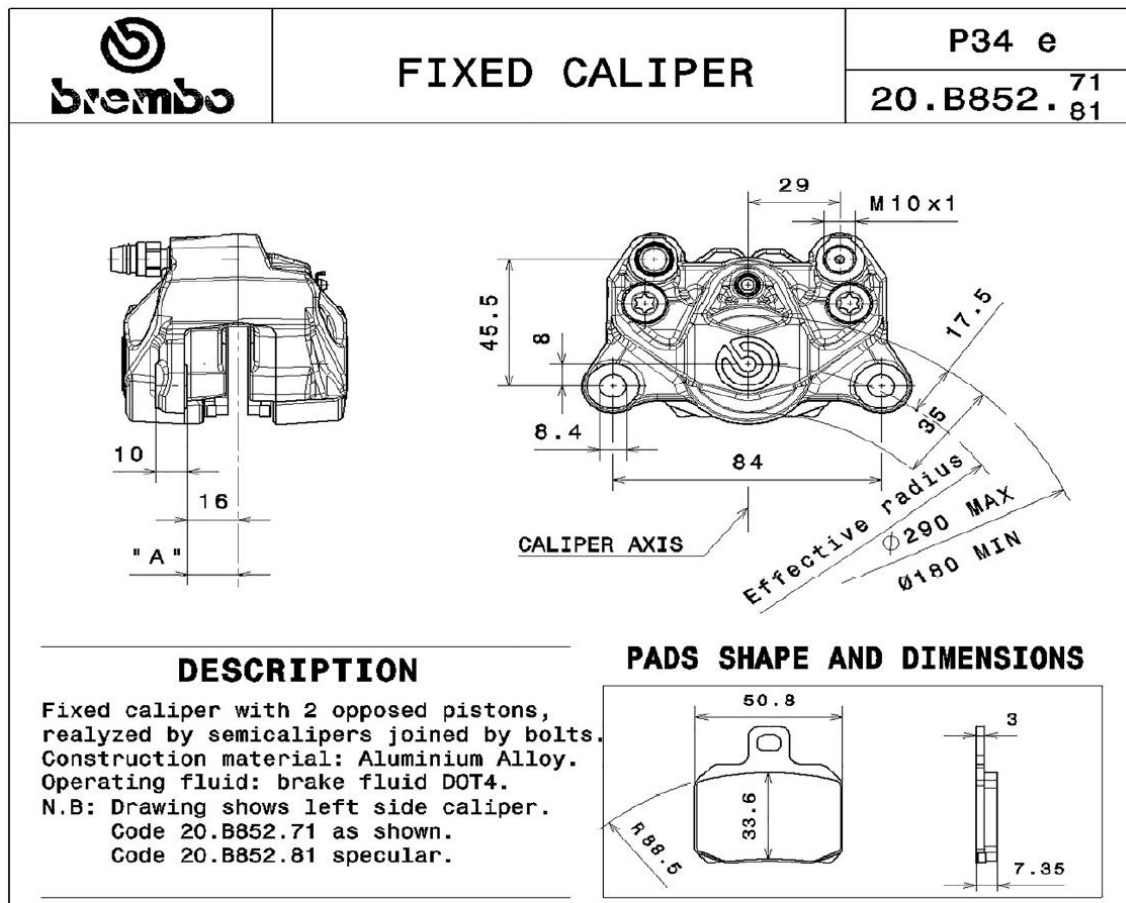
La elección de las pinzas de cuatro pistones con una mayor área superficial viene dada por la necesidad de aumentar el poder de frenado en el eje delantero respecto al eje trasero.



Figura 67. Brembo P34 [34]

| Pistones | |
|-----------------------------------|-------------------------|
| Número Pistones | 2 |
| Area (mm ²) | 1815,84 |
| Material | Acero Inoxidable |
| Dimensiones del rotor | |
| Ancho Máximo (mm) | 5 |
| Diámetro Máximo (mm) | 290 |
| Dimensiones de la pastilla | |
| Area (cm ²) | 16,1 |
| Duty Rating & Material | |
| Peso (kg), Material | 0,6, Aluminio |

Tabla 7. Brembo p34 Características técnicas.



CONFIGURATION

| CHARACT. CODE CALIPER | PADS FRICTION MATERIAL | BODY COLOUR | MOUNTING SIDE | USABLE DISCS THICKNESS | BRAKE FLUID FOR PADS WEAR |
|-----------------------|------------------------|------------------|---------------|------------------------|---------------------------|
| 20.B852.71 81 | TOSHIBA TT 2172 HH | GREY TITANIUM | SX DX | 5.0 mm | 7 cm ³ |

Figura 68. Brembo p34 dimensiones [34]

En el caso del eje trasero la interferencia radial no resulta un problema debido a que el disco utilizado en este eje es de 190 mm con lo que la interferencia radial respecto a la llanta queda solventada. El espesor del disco trasero escogido es de 5mm lo que coincide con el grosor de disco utilizable por la pinza

El ancho de la pinza completa es de 70 mm siendo la distancia axial necesaria entre la pinza y la llanta de 35 mm al menos mínimo, siendo recomendada una distancia de al menos 40 mm entre el centro del disco y el extremo de la pinza.

Como podemos observar de las características de cada una de las pinzas, las pinzas delanteras de 4 pistones generaran un balance predominantemente delantero, además la pastilla al ser más estrecha y estar colocada en un punto más alejado del eje de giro generará un mayor par de frenada.

Respecto al peso de las pinzas, estas resultan ser realmente ligeras con unos pesos de 900 gramos las pinzas delanteras y 600 gramos de las traseras, considerando que las pinzas delanteras son un modelo de 4 pistones el peso del conjunto se mantiene contenido, esto contribuye a la reducción en la medida de lo posible de las masas no suspendidas lo que influye positivamente sobre el rendimiento dinámico del vehículo.

Pastillas de freno

Las pastillas de freno se encargan de generar la fricción sobre la banda de fricción del disco de freno, generándose una fuerza de rozamiento que genera el par de frenado sobre el eje del vehículo.

Hay que tener un especial cuidado a la hora de escoger la pastilla de freno del vehículo, ya que dependiendo del tipo de composición de la misma y la compatibilidad con el disco de freno podría producirse el desgaste prematuro del disco y ser incluso propenso a la rotura del mismo.

Los discos de fundición de hierro, que es el material escogido principalmente en los turismos para la fabricación de los discos de freno, debido a su relativa falta de dureza no compagina bien su funcionamiento con pastillas de metal sinterizado más duras que las orgánicas. En nuestro caso y como se verá a continuación se han escogido discos de acero inoxidable con lo que se asegura la fiabilidad del sistema con el uso de cualquier tipo de pastilla.

A la hora de realizar la elección de las pastillas en este caso nos vemos limitados a los componentes disponibles en cada uno de los modelos de pinza.

A continuación, se presentan las características técnicas de cada una de las pastillas de cada uno de los ejes.

En el caso de las pinzas de wilwood gp320 podemos elegir entre los siguientes compuestos de pastillas de freno y a continuación se presentan las tablas del coeficiente de rozamiento respecto a la temperatura en Fahrenheit.

GP 320 CALIPER, TYPE 6211 PAD DIMENSIONS AND ORDERING INFORMATION:

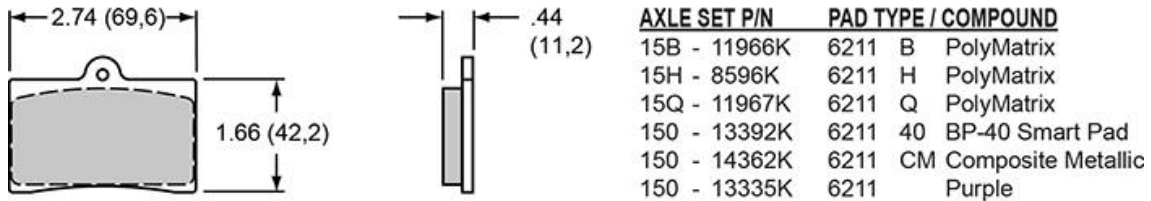


Figura 69. Compuestos Wilwood gp320[15]

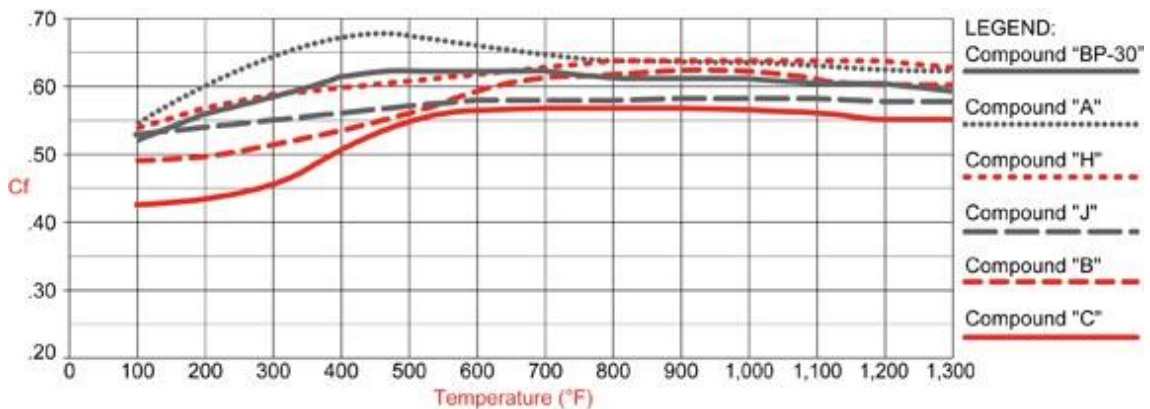


Figura 70. Coeficiente de fricción Wilwood gp320[15]

Como podemos observar de los compuestos disponibles por el proveedor de las pinzas y pastillas para el modelo wilwood gp320 el coeficiente de rozamiento más alto que se consigue en frío para la pastilla es la del Compound H con un coeficiente de rozamiento de inicial de 0,54 a 100 Fahrenheit, además el aumento del coeficiente de rozamiento con la temperatura responde a una curva suave lo que proporciona al piloto una respuesta casi lineal y sin desbalances en el sistema de frenado, en cambio el Compound B posee una peor respuesta en frío 0,49 de coeficiente de rozamiento siendo el aumento del coeficiente de rozamiento más abrupto respecto al anteriormente mencionado.

Por lo que en el eje delantero se aconseja el uso de pastillas de tipo Polymatrix H o Compound H. A efectos de cálculo en el anexo se ha tomado el valor de coeficiente de fricción de 0,54 correspondiente a la respuesta en frío ya que esto asegura el funcionamiento correcto debido a que en frío es el momento donde se tiene un menor coeficiente de rozamiento.

Una vez analizadas las pastillas del eje delantero pasamos a realizar lo mismo con los compuestos que ofrece Brembo para sus pinzas p34.

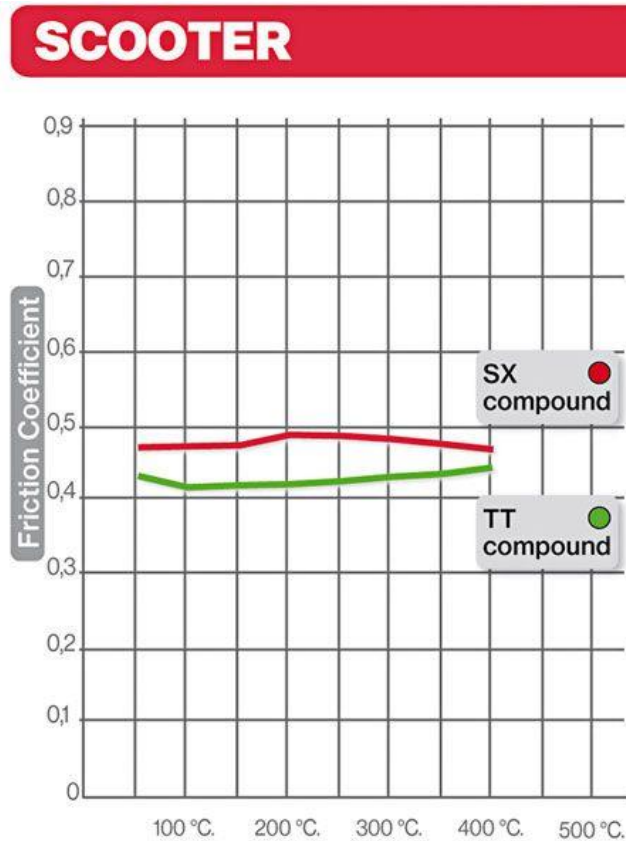


Figura 71. Coeficiente de fricción Brembo p34[34]

Como podemos observar de la gráfica superior vemos que el compuesto tipo SX posee una mayor coeficiente de rozamiento para todo el rango de temperaturas con lo que la elección en este caso es clara, además el coeficiente de rozamiento es menor que las pastillas utilizadas en el eje delantero lo cual nos favorece en la búsqueda de una configuración de tipo 50/50 sobre el repartidor de freno alojado en el pedal, esta diferencia en el coeficiente de rozamiento de las pastillas produce un balance de frenada predominantemente delantero.

El compuesto es de tipo de metal sinterizado el cual posee una mayor durabilidad debido a su mayor dureza, por el contrario realizan un mayor desgaste sobre el disco pero la utilización de discos de acero inoxidable palia en gran medida este efecto respecto al uso de discos de hierro fundido, mientras que el compuesto de tipo TT corresponden a pastillas orgánicas más blandas.

Discos de freno

La principal función del disco de freno es la de absorber el calor que se produce debido a la transformación de la energía cinética del vehículo en calor mediante la fricción del conjunto disco pastilla.

Es aquí donde nuevamente realizando un correcto dimensionamiento del sistema de manera adecuada teniendo en cuenta la dependencia con el resto de componentes del sistema de frenado, lograr el balance de frenada 50/50 sobre el pedal de freno, realizando en este caso un sobredimensionamiento del disco de freno delantero respecto al eje trasero.

Debido a las razones expuestas en capítulos anteriores se aconseja la utilización de discos perforados o ranurados, ya que estos reducen el peso del disco, mejoran la mordida inicial siendo resultando importante en la mejora del comportamiento en frío del sistema, limpian la superficie de la pastilla y ofrecen una vía de evacuación de gases minimizando el riesgo de sufrir el desvanecimiento del sistema de frenado.

Con respecto al tamaño idóneo de los discos consideramos que una solución viable es la utilización de discos de freno de moto, estos se encuentran fácilmente disponibles, en una cantidad de diámetros distintas pudiendo ajustar nuestro sistema de freno con facilidad y escalarlo a distintas necesidades, su adaptación es simple debido al uso de pinzas compatibles y son más ligeros que los discos de freno de un turismo tradicional.

Es por ello que se recomienda la adaptación de discos de moto disponibles en el mercado para la realización de este proyecto.

Los discos escogidos finalmente tanto para el eje delantero como el eje trasero han sido discos de la marca brembo de la denominación serie ORO. Los modelos escogidos y sobre los que se han realizados los cálculos finalmente son:

En el eje delantero:

En el eje delantero se ha optado por un disco de tipo flotante perforado de 240 mm de diámetro y 5 mm de espesor, el disco está fabricado en acero inoxidable lo que asegura su compatibilidad con cualquier tipo de pastilla, además los discos de acero inoxidable tienen como ventaja que soportan mejor el stress térmico frente a los tradicionales de hierro fundido que se pueden encontrar en turismos convencionales y que soportan mejor el desgaste debido a que es un material más duro.

BREMBO 78B408A9



Figura 72. Disco de freno Brembo 78B408A9[34]

Otra ventaja del disco de acero inoxidable es su resistencia a la corrosión frente a los discos de fundición de hierro. Si bien esto no supone un problema en los turismos convencionales debido a que están en constante uso generalmente y el proceso de frenado desbasta la banda de fricción impidiendo la formación de óxido, un vehículo de Formula Student puede estar durante largos periodos de tiempo sin ser utilizados entre cada temporada de competición o incluso pueden ser desmontados tras la competición esperando la reutilización de los mismos en un nuevo vehículo en temporadas siguientes.

Por el contrario, su coeficiente de rozamiento es ligeramente menor respecto a los discos de fundición de hierro y su capacidad de absorción de calor es inferior a estos.

En este caso se ha preferido colocarse del lado de la fiabilidad y la seguridad en lugar del rendimiento.

Por otra parte, los discos de fundición de hierro han desaparecido prácticamente de los catálogos de fabricantes de discos de moto quedando como un producto nicho destinado a entusiastas, generando ello un sobrecoste en la adquisición de este tipo de discos frente a los discos tradicionales.

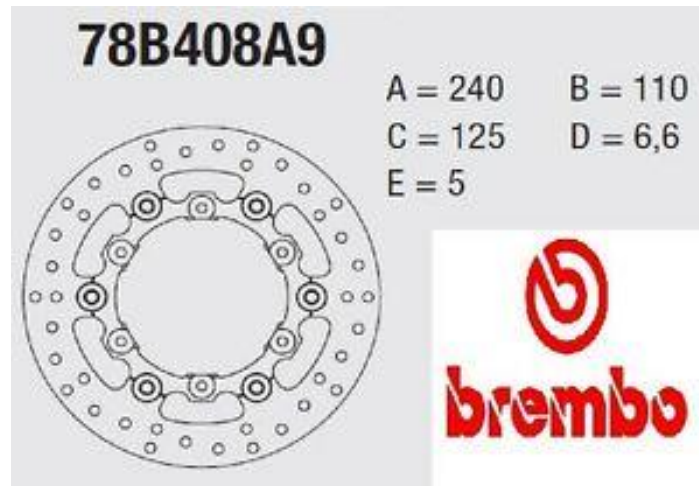


Figura 73. Dimensiones Brembo 78B408A9[34]

Donde:

- A = Diámetro externo
- B = Diámetro de centrado
- C = Distancia entre los orificios de fijación
- D = Diámetro del hueco de fijación
- E = Espesor del disco

Peso 1,15 kg

Para el eje trasero se ha escogido el siguiente disco:

BREMBO 68B40720



Figura 74. Disco de freno Brembo 68B40720[34]

Para el eje trasero se ha escogido un disco de tipo fijo perforado de 190mm de diámetro y espesor 5 mm. Si bien lo recomendable es hacer uso de discos de tipo flotante siempre que estos se encuentre disponible. No se encontró en los catálogos discos de tipo flotante del tamaño deseado para lograr un buen balance de freno en el vehículo.

El hecho de que en el eje trasero dispongamos de discos fijos en lugar de flotantes no supone ningún peligro a la fiabilidad y seguridad del sistema. El eje trasero debido a los efectos estudiados de la transferencia de peso durante el proceso de frenada realiza un menor esfuerzo durante el proceso de frenada siendo el par generado menor debido a la utilización de pinzas más pequeñas sobre este eje.

Esto produce que la fuerza normal aplicada sobre el disco disminuya respecto al eje delantero con lo que la fricción que se produce en este disco es menor, siendo menor la energía cinética a disipar por los discos alojados en este eje. Es por ello que la utilización de un disco de tipo fijo no supone un gran problema respecto a la fiabilidad derivados del stress térmico sobre los discos de este eje.

El uso de discos de tipo fijo sobre el eje trasero ayuda a su vez a la contención de los costes del proyecto dado a que este resulta ser menor respecto a sus homólogos de tipo flotante.

A continuación, se presentan las dimensiones y peso de este disco:

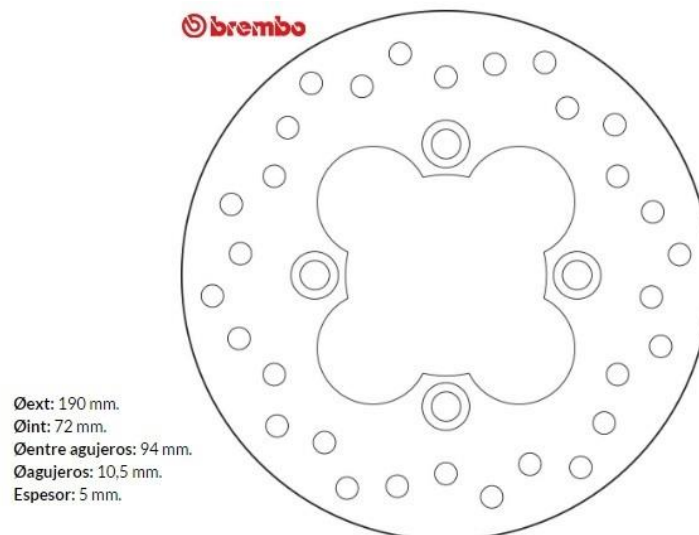


Figura 75. Dimensiones del disco de freno 68B40720[34]

Como podemos observar hay una diferencia de 5 cm de diámetro entre los discos de ambos ejes, esto junto con el dimensionamiento del resto del sistema produce como se puede ver en el anexo de cálculos un balance de frenada de 72,03% delantero 27,97%, trasero aproximadamente, manteniendo un balance sobre el pedal de freno de 50/50.

Además, la capacidad de absorción de calor de cada disco estará más ajustada a la cantidad de energía que absorben los discos de cada eje lo que facilita un calentamiento parejo de ambos discos de freno.

Esto es un comportamiento deseable ya que una alta diferencia de temperatura entre ambos discos puede producir cambios indeseables en el balance de frenada dado que el coeficiente de fricción de las pastillas de freno varía con la temperatura, aumentando de manera general cuando más caliente está el disco.

El dimensionamiento de los discos de ambos ejes se ha realizado en el anexo de cálculos I atendiendo a las necesidades de par de frenado sobre cada eje, escogiéndose discos de radio efectivo similar al calculado tratando de favorecer el par al eje delantero en caso de sobredimensionamiento.

Sensores de presión, Brake Over Travel Switch y Sensor de luz de freno

La instalación del de sensores de freno en el circuito hidráulico de cada uno de los ejes nos permite monitorizar las presiones hidráulicas sobre cada eje, con lo que podemos conocer el balance de frenada en todo momento o detectar una posible avería en alguno de los circuitos debido a la caída de presión.



Figura 76. Sensor de Presión

Las presiones máximas generadas en el circuito de freno calculadas son de unos 2,6 Mpa con lo que hemos de elegir unos sensores acordes a esta presión.

El sensor de presión escogido posee las siguientes características:

Características Técnicas:

Presión Máxima: 1000 psi

Entrada: 0-1000 psi. 0-6,9 MPa.

Salida: 0.5V – 4.5V

Precisión: Dentro del 2% de lectura de la escala completa

Rosca: 1/8"-27 NPT.

Los siguientes dispositivos son obligatorios por normativa y estos son un sensor de luz de freno que active a la misma cuando se detecte presión en el sistema hidráulico y el BOTS Brake over travel switch, el cual es un botón alojado tras el pedal de freno el cual en caso de fuga hidráulica debe de activarse debido al aumento de recorrido del pedal de freno y poner al vehículo en un estado de seguridad.

Los componentes elegidos para realizar esta función son:



Figura 77. Sensor de luz de freno

Este sensor de activación de luz de freno con rosca M10x1.0 se conecta directamente a la entrada de una de las pinzas traseras, activándose cuando se detecte presión en el sistema de frenado.

Al superarse un nivel de presión determinado este sensor funciona como un interruptor el cual conectado a la luz de freno activa a la misma funcionando esta como elemento avisador al resto de pilotos de la competición.

En cuanto al Brake over travel switch o BOTS es un switch de tipo push-pull, esto significa que el mismo se mantiene activado tras su accionamiento quedando bloqueado mecánicamente el retorno a su posición desactivada al contrario de los interruptores momentáneos.

Este interruptor se activa cuando el pedal debido a un aumento de su recorrido debido a la fuga hidráulica y consecuente pérdida de presión golpea al switch el cual activa el BSPD (Brake system plausibility device) activándose sobre el vehículo un modo de seguridad sobre el mismo.

El modelo de BOTS escogido se presenta a continuación es el modelo a3-30L2 de la marca TME.

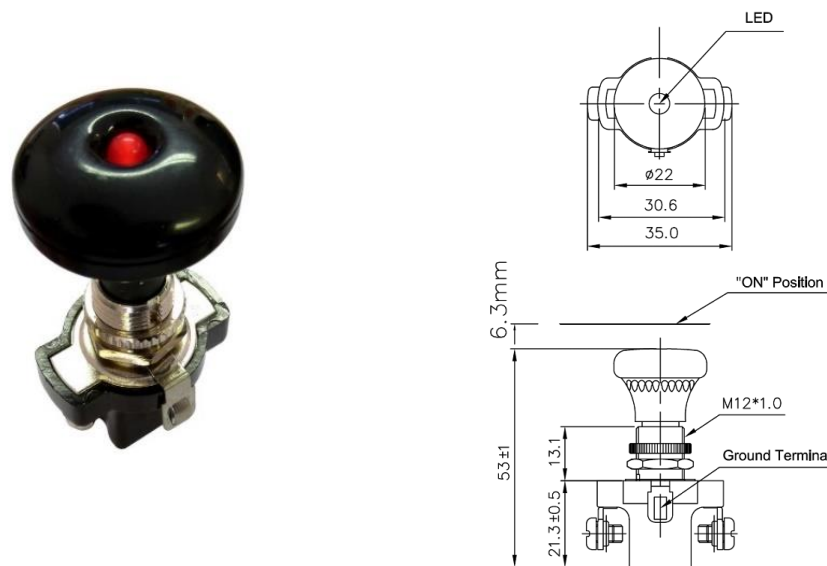


Figura 78. Brake over travel switch

Como puede observarse en la figura el switch posee un led de avisador de activación, un recorrido de activación relativamente largo superior a 6 mm lo que minimiza el riesgo de activación accidental del mismo. El actuador del switch en forma de seta resulta ser lo suficientemente grande asegurando el contacto entre el pedal y el interruptor.

10. Diseño de pedalera del vehículo FSULL

Debido a la imposibilidad de adaptar satisfactoriamente ninguno de los productos del mercado a este proyecto, se procede al diseño de una pedalera con el objetivo de ser usada en el vehículo FSULL.

La pedalera es el subsistema del vehículo encargada directamente de la aceleración y la frenada del mismo mediante la actuación por parte del piloto de la misma, con lo que supone una parte crítica del vehículo dado que el control del mismo depende de este subsistema.

Debido a que el proyecto de Formula Student se encuentra en su primera iteración, no se cuentan con diseños previos del subsistema con lo que se tendrá que crear la misma partiendo desde cero tanto en diseño como manufactura de la misma.

Por tanto, el desarrollo ingenieril de la pedalera pondrá su foco sobre los pedales de freno acelerador y la base soporte de la misma que hace interfase con el chasis del vehículo. Se tendrá que estudiar con detenimiento las fuerzas que ejerce el piloto en los pedales durante su uso y las reacciones derivadas de esta fuerza en todo el conjunto de la pedalera diseñándose esta con una resistencia acorde a la sollicitación del sistema.

Otro aspecto a tener en cuenta es la ergonomía del sistema, debido a que este es operado por un ser humano y cada persona cuenta con una serie de medidas tanto en longitudes de diferentes miembros del cuerpo como de movimiento, rotaciones de tobillo y rodilla distintos, se han de tener en cuenta estos aspectos a la hora del diseño de la pedalera, ofreciendo la ajustabilidad necesaria al sistema para que este pueda ser operado fácilmente y sin que produzca fatiga sobre el piloto.

El ajuste de la pedalera deberá poder realizarse de manera sencilla ya que las personas encargadas de las operaciones de ajuste y mantenimiento de la pedalera serán los propios alumnos integrantes del equipo FSULL, además dichos ajustes han de poder realizarse en el menor tiempo posible, así se dispone del vehículo durante el mayor espacio de tiempo posible.

La vida de servicio de la pedalera se espera que sea de un año pudiéndose prorrogar la misma en mayores lapsos de tiempo pudiendo ser la misma reutilizada en futuras iteraciones del proyecto en futuros vehículos, con lo

que se debe priorizar una sencilla adaptación de la misma con el chasis del vehículo.

Requerimientos específicos

El diseño y manufactura de la pedalera comprende una serie de requisitos que serán descritos a continuación.

Con respecto a las piezas necesarias para su ensamble y las piezas a diseñar y manufacturar estas son:

- Pedal de acelerador
 - Brazo del pedal
 - Soporte del pedal
 - Final de carrera del pedal
 - Dispositivo de precarga del pedal
 - Dispositivo de retorno del pedal (muelle)
 - Pedal Pad (placa almohadilla)
 - Soporte del pedal pad
 - Sensor de movimiento del pedal
 - Eje del pedal
 - Cojinetes del eje
 - Tornillería y elementos de sujeción

- Pedal de freno
 - Brazo del pedal
 - Soporte del pedal
 - Dispositivo de precarga del pedal
 - Pedal Pad (placa almohadilla)
 - Soporte del pedal pad
 - Eje del pedal
 - Cojinetes del eje
 - Soporte de las bombas de freno
 - Soporte del BOTS (Brake Over Travel Switch)
 - Brake Over Travel Switch
 - Tornillería y elementos de sujeción

- Estructura Soporte al chasis
 - Placa o perfilería de soporte de los pedales
 - Tornillería y elementos de sujeción

Respecto al diseño mecánico los requerimientos son los siguientes:

- El sistema de la pedalera ha de soportar la carga y las reacciones derivadas de la aplicación de 2 KN de fuerza por parte del piloto sobre el freno (Normativa).
- Minimizar en la medida de lo posible el efecto de conformidad sobre las distintas piezas que conforman la pedalera.
- La pedalera ha de tener el menor peso posible sin desatender otros requerimientos como lo son la resistencia del sistema y la conformidad.
- La pedalera deberá ser ajustable y debe poder acomodar a hombres de medidas desde el percentil 1 al percentil 99. Prestando especial atención en la ergonomía del sistema.
- El acelerador deberá disponer de un dispositivo que permita ajustar la precarga del pedal.
- El acelerador deberá disponer de un final de carrera que evite que se dañen los sensores de movimiento.
- El pedal de freno debe estar construido de acero, aluminio o titanio (Normativa).
- El pedal de freno deberá de disponer de un soporte ajustable para la colocación del Brake Over Travel Switch (BOTS).
- El pedal de freno debe estar preparado para la instalación del repartidor de frenada (balance bar).
- El pedal de freno ha de contar con un soporte para las bombas de freno.
- Ambos pedales han de disponer de soportes de talón sobre el que pivotar el pie para accionar los pedales y evitar desplazamientos

laterales de los mismos derivados de la conducción agresiva del vehículo.

- Ambos pedales han de disponer de pads o almohadillas que restrinjan el movimiento lateral del pie debido a las fuerzas sometidas sobre el piloto debidas al movimiento del vehículo.
- El ajuste de los pedales ha de poder realizarse en el menor tiempo posible y mediante el uso del menor número de herramientas posible y ha de poder realizarse por una única persona.
- La pedalera ha de ser diseñada de manera que su manufactura resulte lo más simple posible. Evitándose en la medida de lo posible procesos de manufactura complejos y costosos.

Además de estos requerimientos anteriormente expuestos se ha de tener especial cuidado con el coste tanto de materiales como de manufactura de la pedalera, tratando de evitar procesos de mecanizado complejos y evitando en la medida de lo posible el uso de soldadura para la fabricación de la misma.

Diseño y ergonomía

El diseño de la pedalera es de suma importancia, debido a que ésta interactúa con el cuerpo humano, el diseño ergonómico de la misma debe ser considerado. Pero ¿Qué es la ergonomía?

Según la Asociación Internacional de Ergonomía, la ergonomía es el conjunto de conocimientos científicos aplicados para que el trabajo, los sistemas, productos y ambientes se adapten a las capacidades y limitaciones físicas y mentales de la persona.

Según la Asociación Española de Ergonomía, la ergonomía es el conjunto de conocimientos de carácter multidisciplinar aplicados para la adecuación de los productos, sistemas y entornos artificiales a las necesidades, limitaciones y características de sus usuarios, optimizando la eficacia, seguridad y bienestar.

Existen una gran cantidad de libros y recursos bibliográficos que pueden ser considerados, aun así, respecto a la ergonomía gran parte de las consideraciones a tener en cuenta han sido ya desarrolladas en la industria y competición automovilística. Es por ello que algunas de las mejores referencias

pueden ser encontradas a través del estudio de imágenes del diseño de vehículos tipo Formula, monoplasas.

Esta parte del proyecto interactúa con los pies y las piernas del piloto los cuales son usados para accionar los pedales del vehículo, durante la fase de diseño de los pedales, la posición, el tamaño y el rango de movimiento de los pilotos serán tenidas en cuenta. Todos los datos de medidas y rangos de movimiento del piloto han sido obtenidos a través de la referencia “The measure of man and woman human factors in design”, de los autores Alvin R Tilley y Henry Dreyfuss[38].

Es importante comprender que las medidas del cuerpo humano no son estándar. Las medidas de pies y piernas varían de una a otra persona, así como los rangos de movimiento de las distintas articulaciones de estas.

A continuación, se mostrarán una serie de imágenes que muestran las diferencias de medidas entre hombres entre el percentil 1 y el percentil 99.

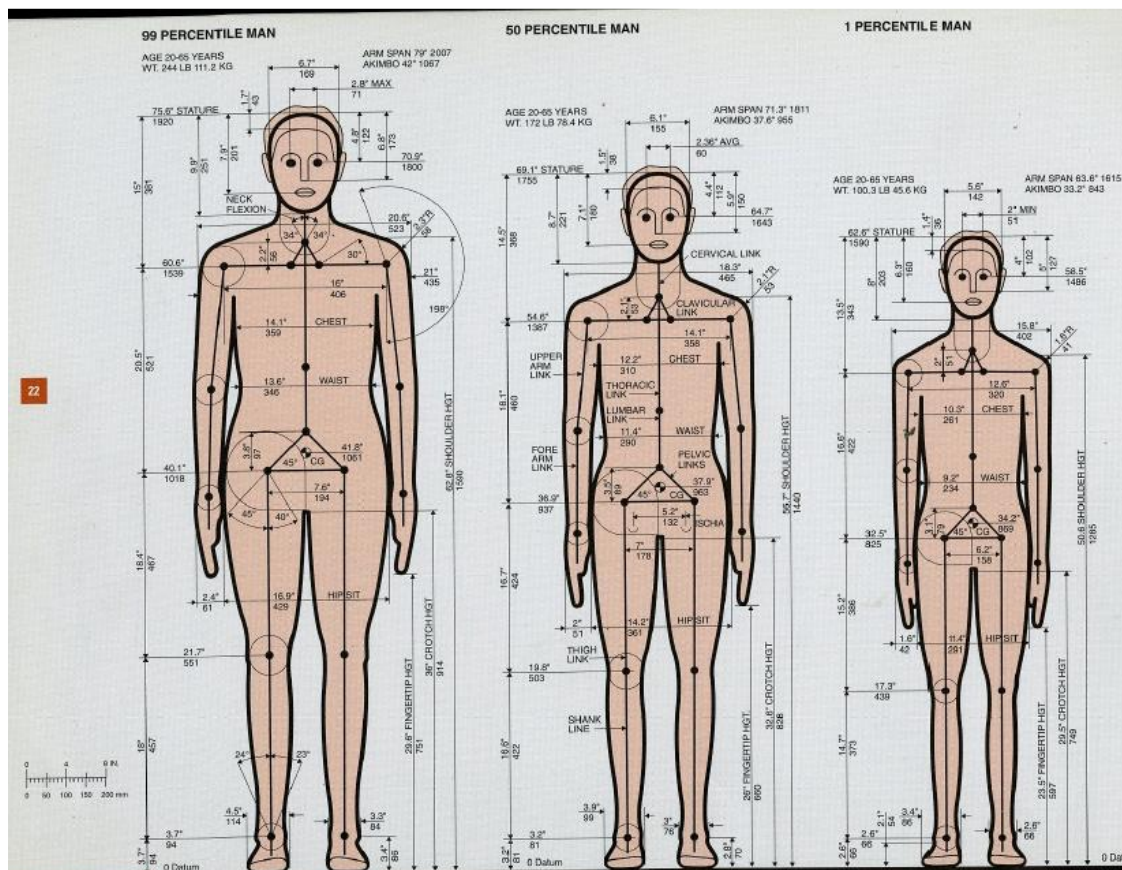


Figura 79. Medidas y rango de movimiento hombre frontales [38]

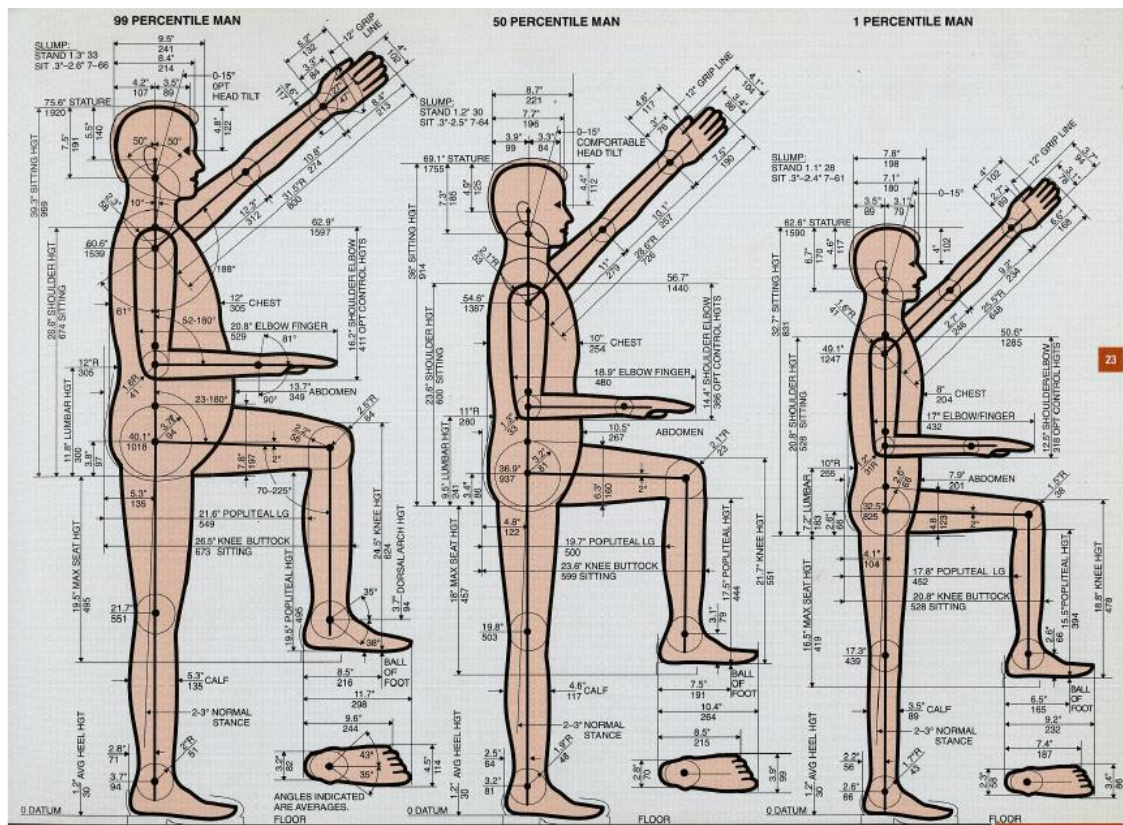


Figura 80. Medidas hombre y rango de movimiento laterales [38]

Debido a que este proyecto es una primera iteración, no podemos contar con referencias de pilotos anteriores que puedan guiar el diseño, aun así serán satisfechas las necesidades del equipo FSULL teniendo en cuenta sus criterios y consideraciones.

A continuación, se describirán las consideraciones tomadas respecto a la ergonomía de los pedales de cada parte que interactúa con el piloto.

- Soporte de talón

Los pedales, son un punto de apalancamiento y si estos no se encuentran debidamente sujetos, producirán cansancio al piloto. Tanto el pedal de freno como el acelerador necesitarán un punto de apoyo donde el talón pueda descansar y proporcionar un punto de pivote al pie, desde el cual ejercer la fuerza necesaria sobre la palanca que es el pedal.

La colocación del soporte del talón es importante, demasiado cerca del piloto y este tendrá problemas debido a la excesiva flexión de las piernas teniendo que extender las mismas para aplicar la fuerza sobre el pedal, lo que

puede producir fatiga en el piloto, demasiado lejos y las piernas se encontrarán excesivamente extendidas no pudiendo ejercer la fuerza necesaria sobre el pedal. Es por ello que la posición ideal se encuentra verticalmente alineada con la almohadilla o pad del pedal cuando estos se encuentran en su posición de reposo.

Tenemos que tener también especial cuidado respecto a la altura del soporte del talón, demasiado alto y no podrá pivotar y ejercer la fuerza adecuada al pedal, demasiado corto y no ofrecerá el soporte suficiente al pie.

Para establecer la medida del soporte del talón las medidas desde el talón hasta el tobillo cuando el pie se encuentra vertical son estas.



Figura 81. Medida talón Tobillo [46]

| Percentil | Distancia Talón-Tobillo (mm) |
|-----------|------------------------------|
| 1 | 44,5 |
| 50 | 63,6 |
| 99 | 72 |

Tabla 81. Distancia Talón-Tobillo

Conociendo estas medidas se ha establecido una altura al soporte del talón de 40 mm de alto ya que se considera que este ha de quedar ligeramente por debajo del tobillo para que este pueda rotar libremente, esto satisface las medidas de los percentiles 50 al 99, en el caso del percentil 1 estas personas deberán elevar ligeramente el punto de apoyo sin que ello resulte en un deterioro

excesivo de la ergonomía para estos usuarios aun encontrándose por debajo el soporte.

Las medidas del ancho del talón se recogen en la siguiente tabla.



Figura 82. Ancho talón [46]

| Percentil | Ancho Talón (mm) |
|-----------|------------------|
| 1 | 58 |
| 50 | 70 |
| 99 | 82 |

Tabla 9. Ancho Talón

Teniendo en cuenta estas medidas el soporte de talón tendrá un ancho de 90 mm donde se encuentran recogidos los distintos anchos de todos los percentiles dejando algo de margen para el calzado del piloto.

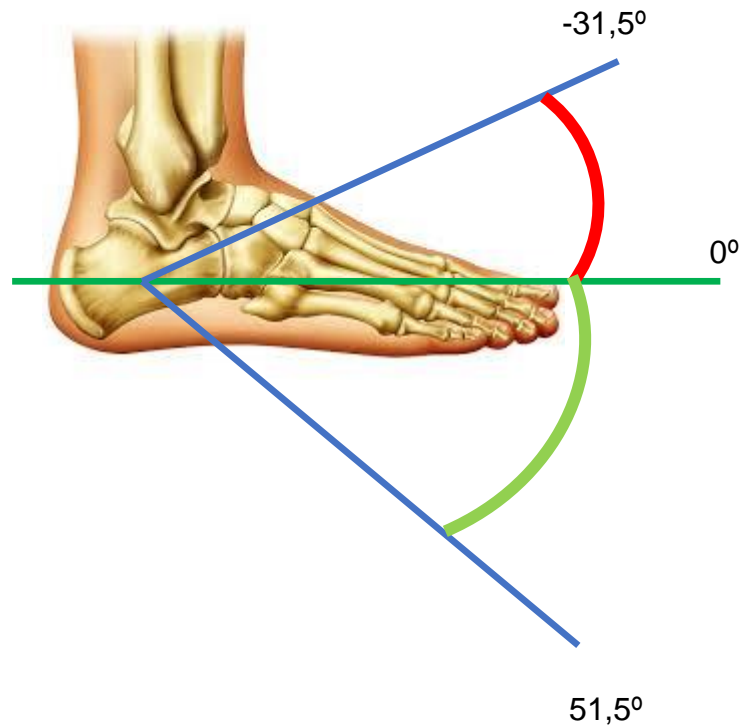


Figura 83. Rango movimiento tobillo [47]

Respecto al ángulo de rotación del tobillo este abarca desde los -34° moviendo el pie hacia detrás hasta los $+51,5^{\circ}$ moviéndolo hacia delante, estando la zona de confort de movimiento entre los 0 y los $30,5^{\circ}$. En el caso del pedal de freno se ha establecido una curva suave que abarca 20° en el soporte ya que su recorrido es menor. El movimiento del acelerador se encuentra entre los 25 y 30° lo que se encuentra dentro del rango de movimiento en la zona de confort, siendo esta la inclinación de la pared trasera del soporte.

- Brazo del pedal

Con respecto al brazo del pedal hemos de establecer la longitud del mismo, así como su rango de movimiento. Para establecer la longitud del brazo del pedal se ha tenido en cuenta las medidas del pie desde el talón hasta la bola del pie que corresponde a la zona ancha del pie con forma de almohada que es el que ejerce la fuerza sobre el pedal. Siendo las medidas.

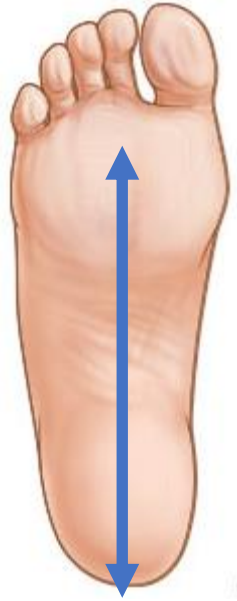


Figura 84. Medida talón - Bola del pie[46]

| Percentil | Longitud Pie Talón-Bola (mm) |
|-----------|------------------------------|
| 1 | 165 |
| 50 | 191 |
| 99 | 216 |

Tabla 10. Longitud pie hasta la bola

Tomando en cuenta estas medidas se ha establecido una longitud del brazo del pedal de 190 mm desde el eje del mismo que queda justo en el percentil 50 del hombre, debido a que el brazo del pedal no se puede modificar para satisfacer las necesidades del resto de usuarios se modificará la altura del pad o almohadilla del pedal.

- Almohadilla del pedal o pad.

La almohadilla del pedal es la pieza que entra en contacto entre la bola del pie del piloto y el brazo del pedal transfiriendo la fuerza a este último. Se deberán tener en cuenta las medidas del ancho del pie en esta zona la cual es la más ancha del mismo, así como la altura de la almohadilla. Los datos sobre la anchura del pie en la bola del pie pueden consultarse en la siguiente tabla.

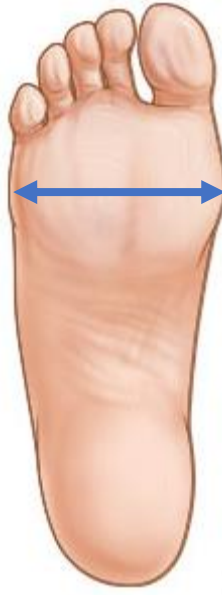


Figura 85. Ancho bola del pie [46]

| Percentil | Ancho Bola del pie (mm) |
|-----------|-------------------------|
| 1 | 86 |
| 50 | 99 |
| 99 | 114 |

Tabla 11. Anchura bola del pie

Teniendo en cuenta las medidas del ancho de la bola del pie de los hombres hasta el percentil 99 se ha establecido una anchura del pedal pad de 120 mm y una altura del mismo de 100 mm el cual nos permite mediante el uso de una serie de agujeros distanciados en 20 mm de ajustes de 20 mm por encima y 20 mm por debajo de su fijación central, lo que ayuda a abarcar las zonas de confort de los hombres entre los percentiles 1 al 99.

El pedal pad contará además con unas pestañas laterales a modo de sujeción que limitará el movimiento lateral del pie asegurando que la transmisión de la fuerza sea perpendicular a la misma evitando desplazamientos debidos al movimiento del vehículo, especialmente durante frenadas y aceleraciones bruscas y la toma de curvas a alta velocidad.

- Rango de movimiento de hombres y mujeres

El rango de movimiento tanto de tobillos como de las rodillas es interesante conocerlos a la hora de realizar el diseño de la pedalera. A continuación, podemos ver una figura que recoge los los ángulos de rotación de estas uniones.

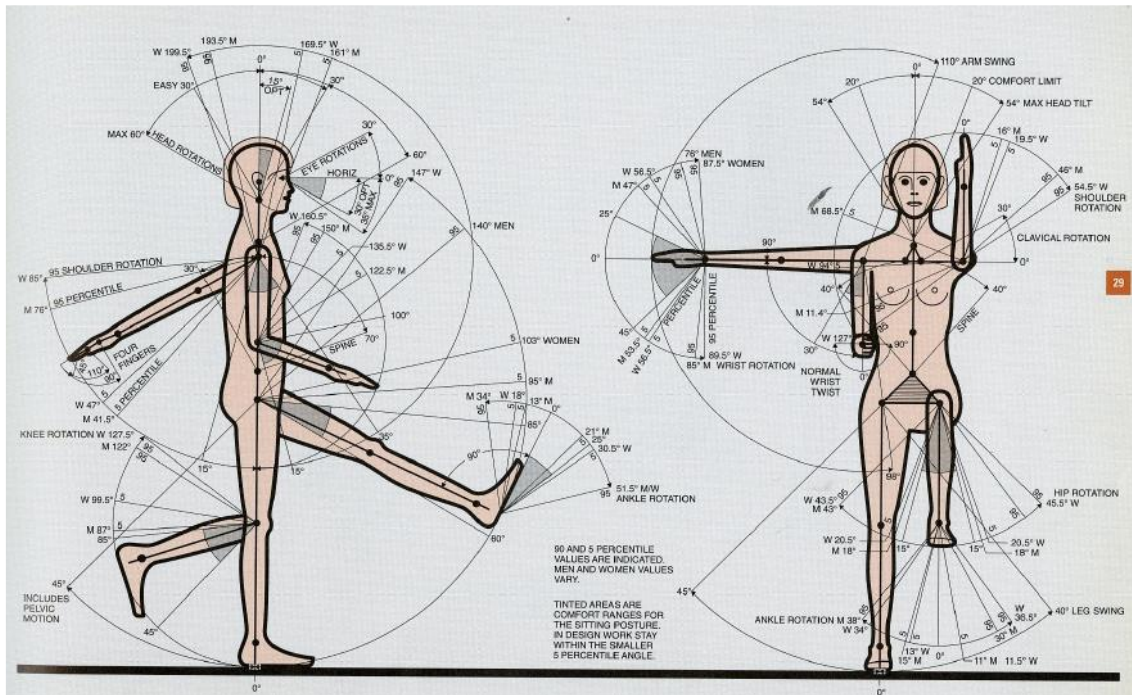


Figura 86. Rango de movimiento de mujeres y hombres [38]

El rango de movimiento de confort del tobillo se sitúa entre los 0 y los 30° con lo que los pedales han de ser diseñados para operar dentro de este rango, evitando la fatiga del mismo, hay que considerar que el piloto de este tipo de vehículos estará sometido a sesiones cortas de conducción con lo que la oportunidad de la aparición de fatiga en el mismo se ve reducida. Las rodillas por su parte tienen un rango recorrido de confort de 40°, entre 85° y 45°.

Como veremos a continuación la posición del piloto en el vehículo es prácticamente reclinada con los movimientos de las piernas limitados por la abertura de la zona del cockpit con lo que a este respecto el piloto se operará los pedales siempre dentro de su zona de confort.

- Posición del piloto en el vehículo

La posición del piloto en el vehículo nos ayuda a establecer la posición de los pedales en el mismo y la distancia a la que estos han de estar colocados respecto a la cadera del mismo.

Se ha recurrido al uso de imágenes de diferentes vehículos de tipo monoplace de competición a la hora de estudiar la colocación de los pedales en el vehículo. A continuación, se muestra una imagen de la posición del piloto.

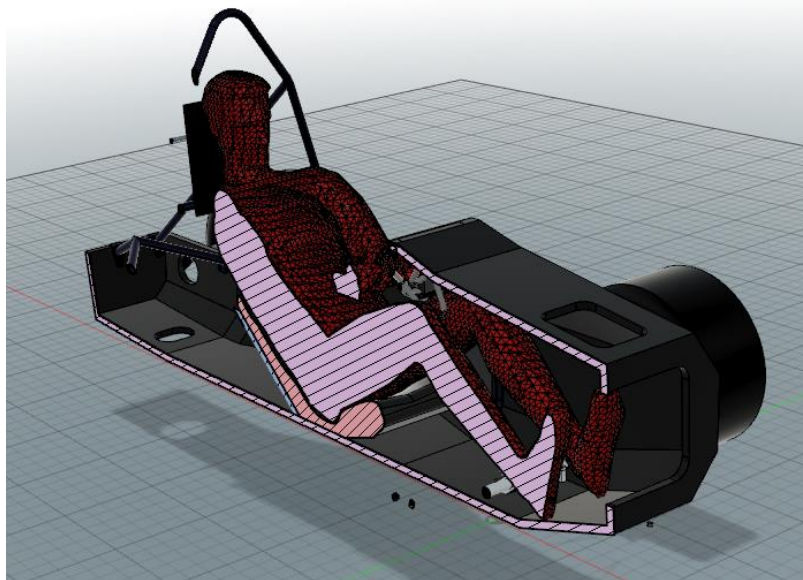


Figura 87. Posición piloto [43]

Como se puede observar en la imagen el piloto se encuentra en una posición reclinada. El piloto en el Formula SAE se encuentra ligeramente más erguido respecto a otros tipos de monoplace y los pies están más cerca del suelo del vehículo ya que este no dispone de esa curva ascendente en la zona de las piernas.

- Longitud de las piernas

Conociendo la longitud de las piernas, esta medida nos proporcionará la correcta colocación longitudinal de la pedalera en el vehículo. Cada persona es diferente y esta ha de acomodar a usuarios de distintas medidas, la colocación de la pedalera se realizará de manera que en su posición más avanzada sea capaz de acomodar a las personas dentro de las medidas dentro del percentil 99. Además, el reglamento de la Formula Student proporciona un modelo del humano de percentil 99 denominado, Percy.

La pedalera en su posición más avanzada debe estar a una distancia de al menos 915 mm respecto a la “cadera” de este modelo. A continuación, se muestra una figura con la colocación de la pedalera en el chasis y su colocación respecto a Percy.

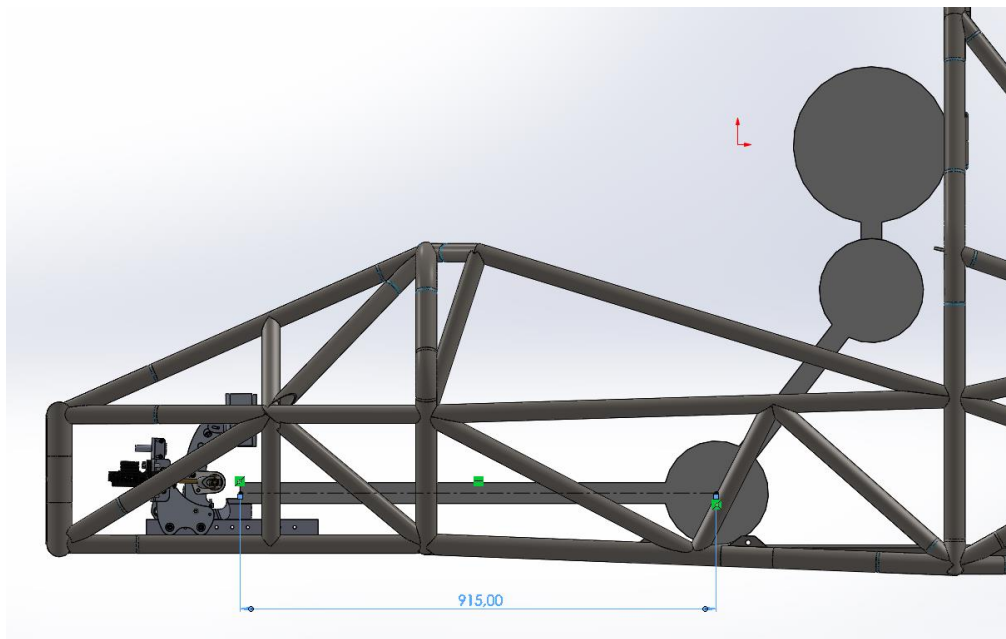


Figura 88. Posición pedalera

La posición final de la pedalera con las medidas exactas puede consultarse en los planos del proyecto de este documento.

Establecida la posición de la pedalera se han de conocer las medidas de las piernas de los hombres dentro de distintos percentiles las cuales son mostradas en la siguiente tabla.

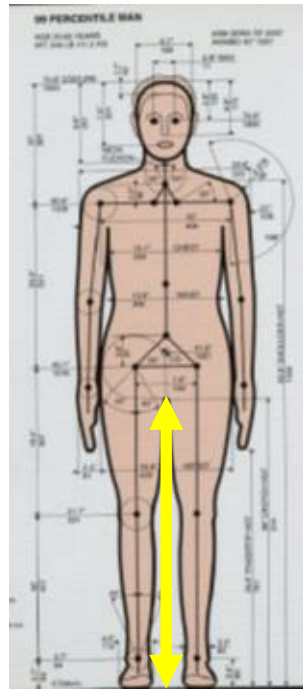


Figura 89. Medida pierna [38]

| Percentil | Ancho Talón (mm) |
|-----------|------------------|
| 1 | 749 |
| 50 | 828 |
| 99 | 914 |

Tabla 13. Longitud de la pierna

La diferencia de longitud entre hombres del percentil 99 y del percentil 1 es de 165 mm, por ello se ha establecido que la pedalera disponga de un rango de 180 mm de longitud de ajuste en pasos de 30 mm en 6 posiciones distintas para acomodar a gente de cualquier tamaño y puedan operar la pedalera de manera satisfactoria.

Todas las medidas descritas anteriormente serán tenidas en cuenta a la hora de realizar un diseño que resulte ergonómico y sea capaz de ajustarse a las necesidades de personas de distintas medidas, pudiendo estas ser capaces de operar la pedalera con total comodidad.

Consideraciones de material

Los materiales candidatos que pueden ser usados en la fabricación de la pedalera de manera razonable son: Aluminio, acero, fibra de carbono y el titanio.

El pedal de freno por normativa ha de ser realizado en aluminio, titanio o acero. Esto hace que a priori descartemos la fibra de carbono como material para realizar la pedalera, si bien el acelerador podría realizarse de este material hay otra serie de razones que hacen eliminar esta opción.

La fibra de carbono desde el punto de vista técnico ofrece la mejor relación resistencia/peso de todos los materiales, pero éste resulta más costoso que el resto, además la manufactura en fibra de carbono es un proceso complejo y uno de los objetivos buscados es la facilidad de manufactura de la pedalera. Es por ello que se descarta el uso de la fibra de carbono en la pedalera.

El titanio podría resultar ser una buena opción dado que se obtiene la resistencia de la mayoría de aceros con casi la mitad de densidad. En cambio, por el contrario, es un material costoso respecto al acero o aluminio, no es un material fácilmente disponible y si bien es soldable requiere de equipamiento específico y altas habilidades de soldado lo que resulta en el descarte de este material para el uso en la fabricación de la pedalera.

El acero es un material que ofrece una gran resistencia, es fácilmente conseguible es distintos formatos de perfiles, barras, planchas etc... y de los materiales analizados es comúnmente el más económico. Su módulo elástico es el más elevado con lo que ayuda a evitar defectos de conformidad en la pedalera. Además, es fácilmente soldable y se realiza con equipamiento común.

Por contra su densidad es la más alta de todos los materiales siendo el triple que la del aluminio aproximadamente y casi el doble que la del titanio con lo que realizar un diseño ligero con este material resulta realmente complicado. Este material ha de ser utilizado al menos en el soporte de la barra de balance ya que esta se encuentra fabricada de acero teniendo que ser soldado el soporte al casquillo circular de esta. Otra parte susceptible de ser fabricada en acero podría ser la estructura de soporte de la pedalera, así como el soporte de las bombas del pedal de freno.

El aluminio tiene la densidad más baja en comparación a los otros metales, titanio y acero, lo cual facilita el diseño respecto al peso del conjunto de la pedalera, algunas aleaciones de este se acercan a los valores de resistencia presentes en algunos tipos de acero lo cual lo hace un material idóneo para la fabricación de la pedalera. Al igual que el acero se puede conseguir en una

diversa cantidad de formatos de manera sencilla dependiendo de la aleación escogida encontrándose proveedores con facilidad que dispongan de los materiales necesarios.

Dependiendo de la aleación, su soldabilidad puede ser muy buena, aunque la pieza debe ser postprocesada y aplicarse un tratamiento térmico para que ésta recupere su resistencia en caso de utilizar las aleaciones más resistentes. Por el contrario, su módulo de elasticidad es bajo comparado al acero con lo que habrá que tener especial cuidado con los efectos de conformidad sobre la pedalera y los desplazamientos en los modelos. Además, su costo es generalmente superior al del acero con lo que ha de tenerse en cuenta dicho factor a la hora de realizar el diseño.

Entre las aleaciones de aluminio de alta resistencia más utilizadas en ingeniería se encuentran las aleaciones del tipo: 6061, 6083, el 7075 y el 2024 siendo las aleaciones sometidas a el tratamiento térmico T6 el que ofrece una mayor resistencia generalmente.

La aleación del tipo 2024 presenta como característica respecto al resto de aleaciones que es más complicada de maquinar, además no resulta soldable con lo que no es una aleación recomendable para la fabricación de la pedalera.

En el caso de la aleación de tipo 7075 su maquinabilidad es buena pero no es posible soldarla al igual que la aleación de tipo 2024, con lo que solo se recomienda su utilización en piezas que no lleven ningún tipo de soldadura. La disponibilidad del material también es más escasa respecto a otras aleaciones aunque pueden conseguirse chapas con relativa facilidad. Pudiendo realizarse los brazos de pedal soportes u otras partes que no sea necesaria la soldadura.

Las aleaciones de tipo 6061 y 6083 son las aleaciones con mejores características de soldabilidad, resultando ser las aleaciones de aluminio con mejor soldabilidad, aunque las partes soldadas han de ser postratadas térmicamente para recuperar la resistencia del material tras la soldadura, especialmente es aleaciones post tratadas de tipo t6 y similares, las cuales son las que ofrecen una mayor resistencia respecto al resto.

Las piezas soldadas en este tipo de aleaciones puede llegar a perder un hasta un 40% de su resistencia inicial en la zona afectada por el calor en la soldadura y en la propia soldadura, con lo que en caso de realizarse piezas soldadas con este material, se ha de realizar un tratamiento de tipo T6 para recuperar la resistencia de la pieza en la zona soldada. Este proceso se evita y no es necesario realizarlo en piezas soldadas en acero.

Estas aleaciones tienen buena maquinabilidad, resultando relativamente sencilla la manufactura con este material. Es de todas las aleaciones mencionadas la que tiene una mayor disponibilidad en todo tipo de extrusiones y formatos. Por ello es uno de los materiales recomendados a usar en la fabricación de la pedalera debido a todas las características expuestas anteriormente.

Consideraciones de diseño

En este capítulo se expondrán las diferentes alternativas de diseño consideradas y se detallarán las razones que han llevado a decantarnos por una opción en concreto de las posibilidades estudiadas.

En la sección de requerimientos específicos de este mismo capítulo de la memoria se recogen los requisitos que ha de cumplir la pedalera y las especificaciones de esta.

La filosofía tras el diseño de la pedalera se resume en que ha de ser de fácil manufactura minimizando el coste de fabricación de la misma sin que ello menoscabe la fiabilidad y rendimiento del sistema, entendido como que ha de ser lo suficientemente ligera sin que ello ponga en compromiso a la resistencia de la misma.

Es por ello que se ha recurrido en cuanto al diseño a la fabricación a través de corte y doblado de chapa, minimizando en la medida de lo posible procesos de soldadura en la manufactura de la pedalera y el uso de procesos más complejos de mecanizado de las piezas que conforman la pedalera. Piezas de geometrías más complejas como pueden ser los soportes de los talones o el soporte lateral del pie están preparados para ser replicados mediante medios de impresión 3d en filamento plástico.

Los soportes de los pedales están compuestos por diferentes tipos de perfiles evitando nuevamente tener que mecanizar una base que haga de soporte para la pedalera.

La estructura de soporte de los pedales está formada por perfiles formando una H donde los perfiles montados longitudinalmente respecto a los pedales funcionan a modo de railes donde los pedales permiten su ajuste posicional, los perfiles transversales realizan la unión al chasis del conjunto de la pedalera sobre los perfiles laterales del mismo.

Se presenta el ensamblaje del modelo final de la pedalera junto a la estructura de soporte.

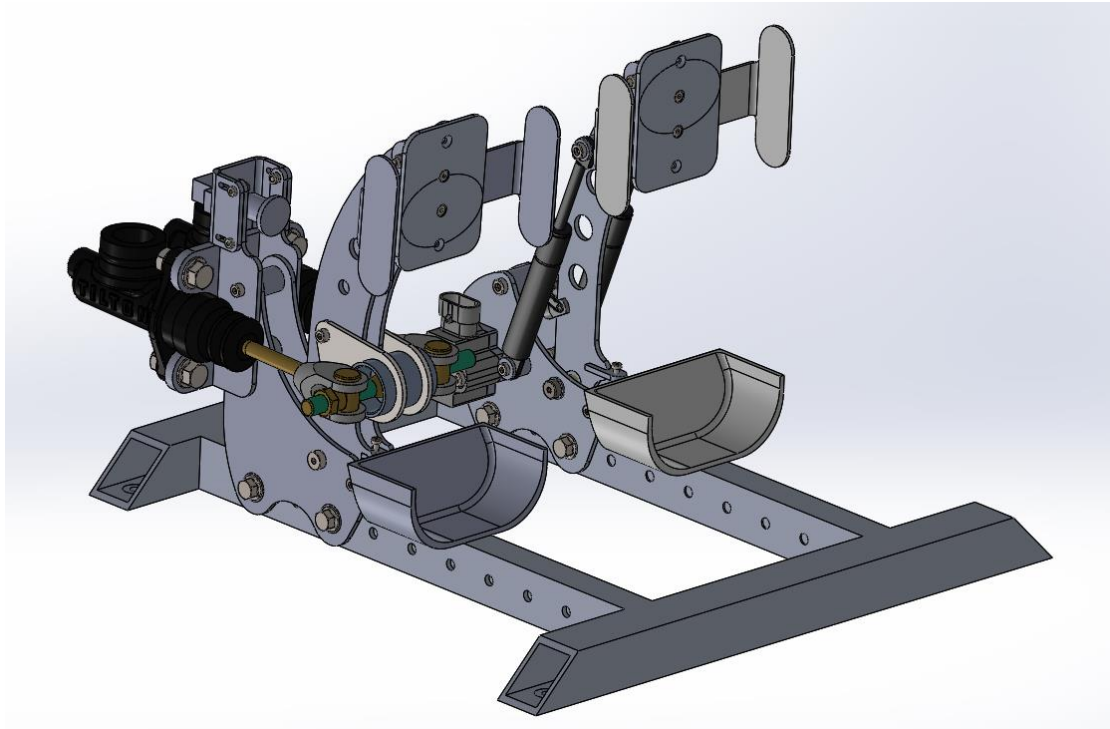


Figura 90. Ensamble pedalera FSULL

Una vez presentado el diseño final de la pedalera se realiza un análisis de las consideraciones de diseño realizadas y las decisiones tomadas a la hora de conformar la pedalera.

Las piezas sobre las que se realiza el análisis que nos lleva a la toma de decisiones respecto al diseño de la pedalera comprenden:

- Estructura unión de la pedalera al chasis.

La estructura de unión entre el chasis de la pedalera es la encargada de transmitir las cargas a la que están sometidos los pedales sobre el chasis del vehículo, estando esta fijada sobre éste.

Los pedales pueden ser unidos a través de una estructura colgante quedando los pedales colgando de ella. Esta opción fue descartada debido a su

dificultad de instalación además del aumento del centro de gravedad del vehículo y debido al espacio reducido en el cockpit no resulta la opción más adecuada de instalación.

Otra manera de es la unión mediante el uso de la estructura inferior o al suelo del chasis. En el caso de la Formula Student esta resulta ser la opción universalmente escogida debido a la facilidad de montaje y la localización más baja del centro de gravedad del conjunto, resultando a su vez más sencillas las labores de mantenimiento de la pedalera, dado que los operarios obtienen una mejor accesibilidad a la pedalera contando con un mayor espacio superior donde realizar estas labores de inspección o mantenimiento, es por ello que esta alternativa resulta ser la más utilizada por los equipos.

Hay una infinidad de opciones a la hora de unir los pedales al suelo del chasis. La más utilizada es la unión mediante una base única donde se alojan los pedales la cual es atornillada sobre el propio suelo del vehículo o mediante una placa o estructura de unión a los perfiles alojados en el suelo del chasis.

En la siguiente figura podemos observar un ejemplo de este tipo de unión de la pedalera al chasis. Como podremos observar en la misma la base única integra el soporte de las bombas de freno y embrague en este caso y el soporte del brazo del pedal, estando la base unida mediante el uso de tornillos al suelo del vehículo.

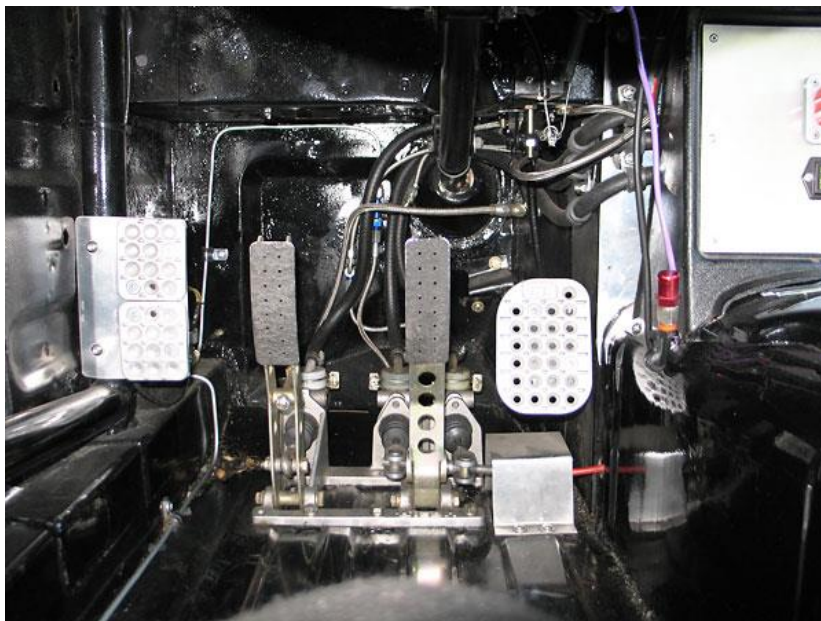


Figura 91. Pedalera de base única instalada sobre suelo del vehículo [39]

Esta opción de montaje nos supone una serie de problemas, debido a la fuerza que se ejerce especialmente sobre el pedal de freno hay que tener un especial cuidado con los efectos de conformidad sobre el conjunto de la pedalera. Debido a que las cargas son transmitidas sobre una placa plana, esta debido a la flexión someterá a todo el conjunto a una serie de desplazamientos no deseables sobre la pedalera. La zona de unión ha de ser convenientemente rigidizada lo que puede conllevar un aumento significativo del peso del vehículo.

Además, debido a los requerimientos de la competición la pedalera ha de poder ser usada por hombres de medidas desde el percentil 1 al percentil 99, para satisfacer esta necesidad hay dos opciones, o desplazar el asiento acercando el piloto a los pedales o el desplazamiento de los pedales hacia el piloto. En el caso de un vehículo Formula Student el asiento suele encontrarse fijo sin posibilidad de ajuste longitudinal con lo que ha de ser la pedalera la que se desplace hacia el piloto.

Esto supone el aumento del tamaño de la chapa y la debilitación respecto a su resistencia debido a que se deberán de realizar una serie de agujeros a lo largo de la misma que permita el ajuste de la pedalera agravando los problemas de conformidad sobre el conjunto de la pedalera.

Otro inconveniente de la base única es que su manufactura resulta compleja debido a que ha de realizarse generalmente mediante moldeo o mecanizado desde una pieza bruta, lo que aumenta el coste de fabricación a pequeña escala.

En nuestro caso se ha optado por la realización de una estructura que reúna tanto los soportes de pedal como la estructura de unión al chasis en la misma. Esto se consigue mediante el uso de una estructura en forma de H donde los soportes de los pedales están conformados por dos perfiles rectangulares paralelos separados 175mm de 390 mm de longitud sobre la que se realizan una serie de agujeros que permite el ajuste de la pedalera a lo largo de 180 mm en pasos de 30 mm por ajuste en seis posiciones diferentes. Los soportes de los pedales quedarían conformados como veremos en el apartado de soportes de cada pedal por dos chapas colocadas a cachete sobre cada uno de los raíles de la base.

La unión de estos perfiles que actúan de soporte de los pedales al chasis se realiza mediante perfiles cuadrados soldados a los extremos de estos perfiles formando una H la estructura. Los extremos laterales de los perfiles cuadrados se unen al chasis a través de soldadura o tornillería sobre bloques de montaje

unidos a este. En la siguiente figura se puede ver la solución propuesta para la unión de la pedalera al chasis del vehículo.

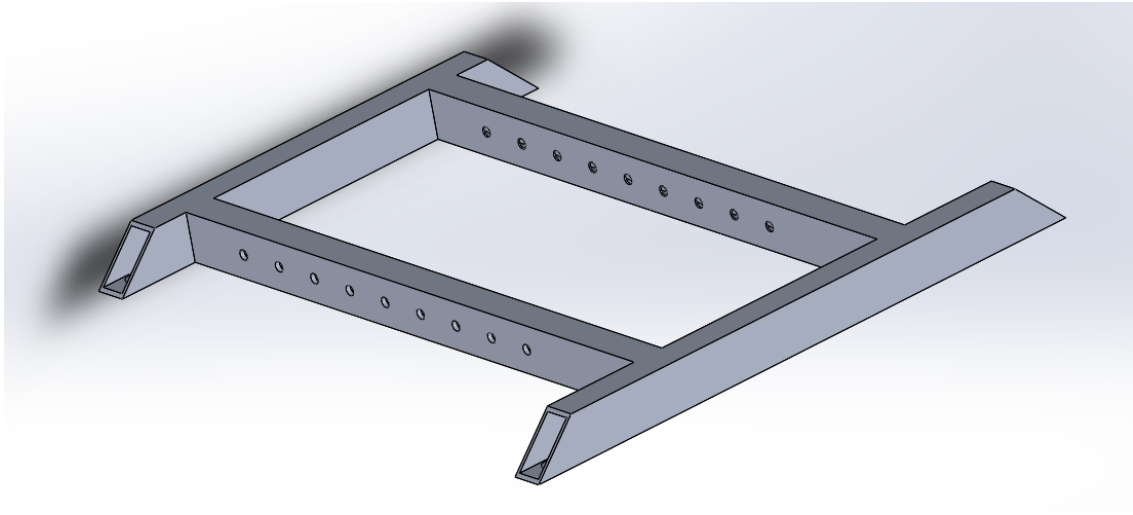


Figura 92. Unión Pedalera al chasis

La principal ventaja de este tipo de unión es la sencillez de manufactura de la misma ya que simplemente hay que realizar una serie de taladros sobre los perfiles de soporte de los pedales y estos han de ser soldados a los perfiles en forma de L que unen la estructura al chasis. El costo de fabricación también es reducido respecto al mecanizado o moldeado de una estructura de tipo de base única. Por ello se escoge este tipo de estructura para realizar la fijación de la pedalera al chasis.

- Pedal de acelerador

- Brazo de pedal

El brazo del pedal del acelerador es el elemento encargado de transmitir la fuerza ejercida por el piloto sobre el actuador del sensor de movimiento transfiriendo este el movimiento del pedal sobre el sensor detectando la posición del pedal y por consiguiente la solicitud de potencia sobre el vehículo por parte del piloto.

El brazo del pedal debe alojar al eje del mismo, además del soporte del pedal pad, el mecanismo de conexión con el actuador del sensor de movimiento y al muelle de retorno del pedal.

El brazo del pedal puede realizarse a través de moldeo, mecanizado de un bruto de material o como en nuestro caso a través del mecanizado de chapa. Este proceso ha sido escogido por la sencillez de manufactura y costo nuevamente respecto al resto de opciones disponibles.

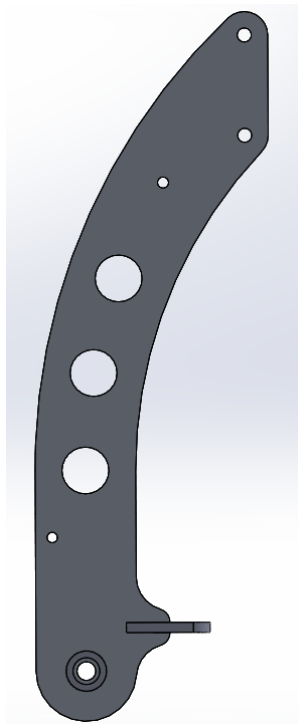


Figura 93. Brazo del acelerador

La figura muestra el diseño de la solución adoptada, el brazo del pedal mide 190mm de alto respecto al eje de giro, el tamaño del pedal viene impuesto por las consideraciones ergonómicas tomadas con anterioridad.

En el caso del acelerador se realizará mediante el uso de una sola chapa central a la que se le soldará el eje de giro, debido a que el pedal de acelerador es un pedal donde predomina el movimiento sobre la fuerza, éste no soporta grandes cargas con lo que el diseño del pedal con el simple uso de una chapa de metal se hace posible.

El eje de giro se encuentra en el agujero de la zona inferior del pedal el cual se conforma de un casquillo en forma de tubo que irá soldado sobre la chapa del brazo del pedal, en el interior de este casquillo se colocarán los cojinetes para minimizar los efectos de la fricción en el eje, el cual será un tornillo de tipo shoulder bolt que atraviesa los dos soportes sosteniendo el conjunto.

La protuberancia anterior de la zona baja es la localización del dispositivo de precarga el cual consistirá en una tuerca larga o espaciador roscado soldado en esta protuberancia la cual permitirá ajustar la precarga del muelle del pedal a través del giro de un tornillo que hará contacto con el soporte de talón desplazando el pedal y modificando la posición de reposo del mismo.

El agujero intermedio posterior es el punto de anclaje del actuador del sensor de movimiento sobre el que irá una horquilla. El agujero intermedio superior es el punto de anclaje de los dispositivos de retorno del pedal que como veremos a continuación se tratan de dos muelles de gas. Por último, los agujeros superiores son el punto de anclaje del soporte del pedal pad o almohadilla.

- Soporte lateral del acelerador

El soporte lateral del acelerador es la pieza que impide el movimiento lateral y de torsión del brazo del pedal transmitiendo así el movimiento del pedal de manera rectilínea.

Además, debido al diseño de la pedalera en esta se alojan los dispositivos de retorno del pedal (muelles), los sensores de movimiento, así como el final de carrera del pedal. El soporte se compone de una pareja de placas colocadas a cachete sobre la estructura de unión de la pedalera, estas se encuentran unidas a su vez por una serie de espaciadores los cuales las mantiene unidas debida a la compresión realizada por una serie de tornillos y tuercas alojadas en la cara externa de los soportes.

A continuación, se presenta la solución adoptada para ser usada como soporte lateral del acelerador.

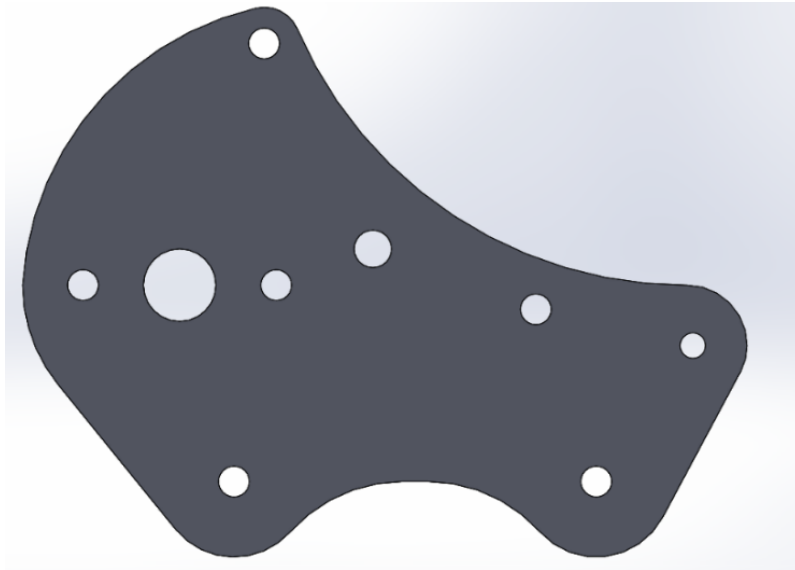


Figura 94. Soporte lateral acelerador

Los agujeros inferiores es donde se realiza la unión al perfil de soporte de la estructura, las tres agujeros alineados del extremo izquierdo es el punto de montaje de los sensores de movimiento del pedal, el agujero inmediatamente a su derecha es el punto de anclaje de los muelles de gas del pedal, a su derecha se encuentra el agujero por donde atraviesa el eje del pedal, en el extremo derecho se encuentra la sujeción del soporte del talón y por último en el agujero superior se encuentra el final de carrera del pedal, el cual consiste en un espaciador roscado alojado transversalmente al recorrido del pedal haciendo de tope, el recorrido del mismo será de unos 25-30° dependiendo de la precarga y posición de reposo.

- Soporte de pedal pad

El soporte de pedal pad es la pieza que hace de interfase entre el brazo del pedal y la almohadilla o pad del mismo transfiriendo la fuerza realizada sobre la almohadilla del pedal al brazo del pedal.

Para colocar la almohadilla del pedal se ha optado por el diseño de una pieza en forma de U a través del cortado y doblado de chapa debido a la sencillez de manufactura de la misma.

El soporte del pedal pad posee una ranura circular la cual permite colocar el pedal pad en ángulo contando con un ajuste de unos 20 ° de la almohadilla. Esto permite la personalización al piloto y representa una mejora en la ergonomía pudiéndose escoger el ángulo con el que se produce la fuerza sobre el pedal.

A continuación, se muestra el diseño de la pieza encargada de realizar la función descrita anteriormente.

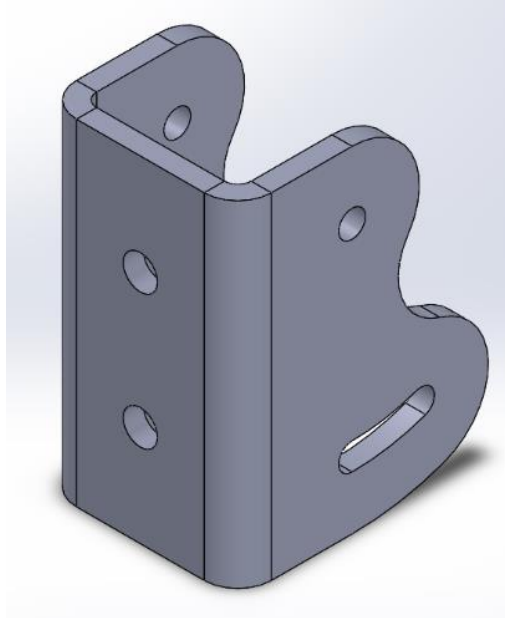


Figura 95. Soporte pedal pad

- Pedal pad

El pedal pad o almohadilla del pedal es la pieza sobre la que el piloto ejerce la fuerza sobre el pedal transmitiendo el movimiento y la fuerza sobre este.

El pedal pad diseñado se fabrica nuevamente a través del corte de chapa. El mismo dispone a su vez de una pieza replicada mediante impresión 3d que funciona a modo de soporte lateral del pie el cual sujeta el pie del piloto impidiendo el movimiento lateral del mismo debido a las fuerzas centrífugas derivadas de la conducción del vehículo. Las medidas totales del pedal pad son de 120 mm de ancho por 80 mm de alto esto asegura que cualquier tamaño de pie sea capaz de accionar el pedal sin problema.

Además, permite el uso del pedal pad en tres posiciones distintas abarcando 6 cm de altura en total. El diseño realizado para esta pieza es el que podemos observar en la siguiente figura.

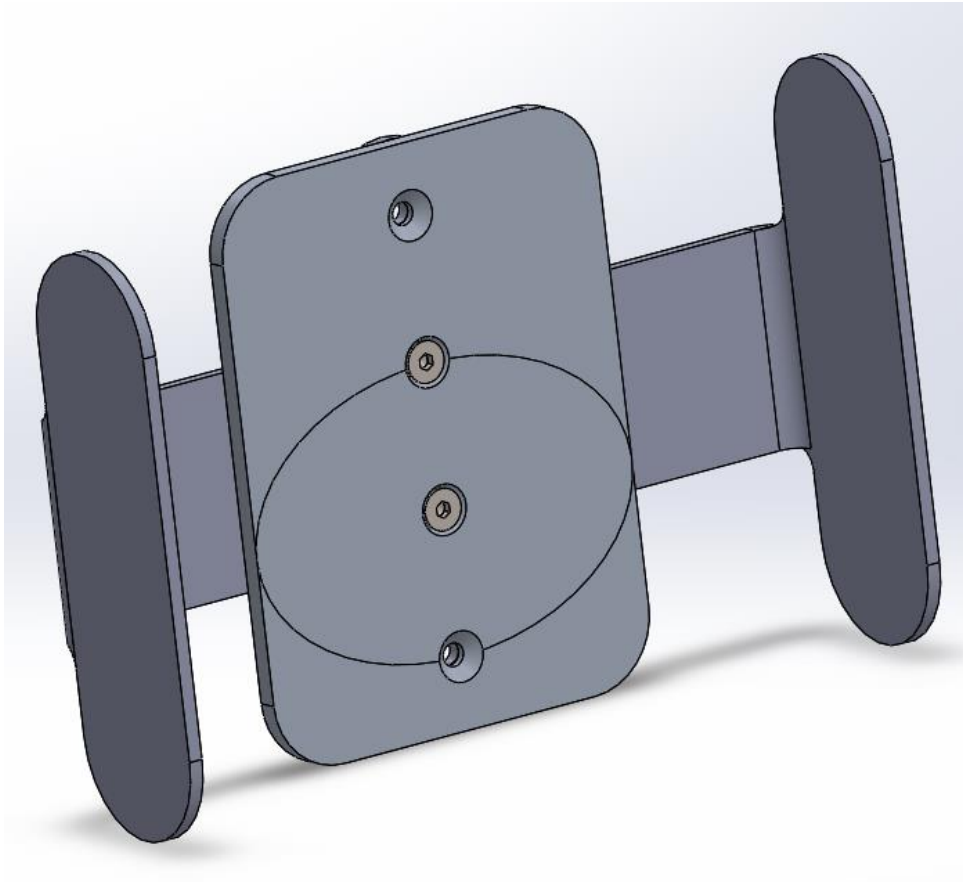


Figura 96. Pedal pad

- Dispositivo de retorno (muelle)

Para realizar el retorno del pedal de acelerador disponemos de diversas opciones. Los muelles que pueden ser usados pueden ser de compresión, torsión, de gas o de tracción.

La normativa de la competición impone que dos muelles han de realizar la labor de retorno del pedal y que en caso de fallo de alguno de ellos uno solo sea capaz de retornar al mismo a la posición de retorno.

Inicialmente se probó con diseñar una solución consistente en dos muelles de torsión alojados alrededor del eje del pedal de acelerador, pero debido al escaso espacio no fue posible diseñar una solución efectiva basada en este tipo de muelle, o era demasiado blando haciendo el retorno del pedal muy lento o fallaba debido a la fatiga según los cálculos realizados.

Los muelles de compresión o tracción eran otras alternativas valoradas pero debido al escaso espacio disponible en el diseño y la dificultad de la

implementación de este tipo de muelles al pedal se descartó esta vía quedando la solución escogida, el muelle de gas.

Las ventajas del muelle de gas es que pueden ser colocados en cualquier ángulo prácticamente respecto al pedal dado que el pistón que comprime el gas dentro de la cámara del resorte se auto alinea durante todo el recorrido del pedal. Esto nos permite un diseño realmente compacto.

Otra ventaja de los muelles de gas es su disponibilidad y facilidad de adaptación al sistema, estos se pueden encontrar en todo tipo de medidas de longitud tanto de centro a centro como de carrera del pistón.

El modelo de resorte de gas escogido para el sistema es el 9066: 15-6 EW 146-40-50N de la marca lesjoforsab, el montaje de centro a centro es de 146 mm cuenta con una carrera de 40 mm más que suficiente para nuestro pedal y una fuerza de precarga de 50N cada muelle lo que supone una fuerza combinada de 100N, lo que al encontrarse montado en ángulo la precarga ejercida sobre el piloto se reduce considerablemente.

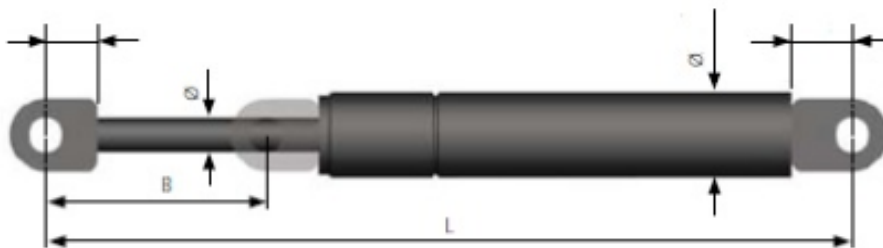


Figura 97. Muelle de gas [40]

- Sensor de movimiento

El sensor de movimiento del acelerador registra el movimiento del pedal determinando según el ángulo del pedal la potencia entregada por el vehículo acorde a la sollicitación realizada por el piloto del mismo a través de la actuación sobre el pedal.

El dispositivo típico para realizar este registro del movimiento del pedal es el potenciómetro, el cuál se basa en una resistencia eléctrica variable mecánica la cual aumenta o disminuye con el movimiento de una escobilla de contacto sobre una pista generalmente de carbón que actúa como resistencia, este actúa entonces como un divisor del voltaje y mediante la comparación con la señal completa se establece el grado de movimiento en el mismo. Los potenciómetros se pueden conseguir de movimiento angular o desplazamiento lineal. Este tipo

de dispositivo tiene una contra y es que, debido a la fricción entre la pista de carbón y la escobilla, esta se degrada ocasionando la rotura del sensor teniendo que ser reemplazado.

En nuestro caso se ha elegido un dispositivo el cual su funcionamiento es similar al de un potenciómetro, pero el cual tiene una vida útil superior a éstos debido a que el mecanismo de medición no se encuentra en contacto en ningún momento, alargando así la vida útil del mismo. El sensor de movimiento usado es un sensor de tipo hall effect el cual mediante la variación del campo magnético debido al movimiento de un imán respecto al sensor establece la posición del pedal.



Figura 98. Sensor de movimiento TPS [41]

El modelo de sensor escogido es el Honeywell modelo RTY, el cual será montado sobre la pared del soporte lateral del acelerador y será conectado al pedal mediante el uso de dos horquillas conectadas por una varilla roscada a un actuador diseñado similar a un servo arm.

El modelo escogido posee un ángulo de detección de movimiento de 50° el cual es el menor disponible en este modelo el cual mediante el ajuste de los arcos entre el pedal y el servo arm podrá utilizarse toda la resolución disponible.

Debido a la normativa han de utilizarse o un sensor con señal redundante, o dos sensores por separado como medida de seguridad, los sensores se encuentran comparando las medidas continuamente y en el caso de que exista alguna discrepancia entre éstas, el vehículo pasará a un estado seguro.

En nuestro caso se ha escogido el uso de dos sensores separados ya que por lo general los sensores con señal redundante resultan más caros y en caso de rotura o avería del mismo se ha de reemplazar al mismo el cual integra a ambos sensores en una misma carcasa.

Respecto al montaje del sensor se podría montar girando solidario al eje o de manera remota como se ha escogido finalmente. El montaje solidario al eje se ha descartado debido a que la instalación sobre el diseño escogido de soportes laterales del pedal se hacía realmente compleja teniendo que realizar un soporte aparte para el sensor. Además, en caso de avería el montaje remoto nos permite el reemplazo del sensor sin tocar prácticamente el pedal con lo que las labores de mantenimiento se simplifican.

- Actuador del sensor de movimiento

El actuador del sensor de movimiento es el encargado de transmitir el movimiento del pedal de acelerador al sensor TPS (Throttle Position Sensor). Este se ha diseñado inspirándome en los servo arms usados generalmente en robótica y en la industria del modelismo.

Ambos TPS se encuentran enfrentados en la pedalera y serán accionados por una pieza diseñada que conecta los ejes de ambos sensores.

Este a su vez se encuentra conectado al pedal mediante el uso de dos horquillas M3 unidas a través de una varilla roscada.

A través de la localización sobre el brazo del pedal se buscará ampliar el movimiento del actuador respecto al brazo del pedal pudiendo aprovechar de esta manera la resolución completa del TPS, el cual tiene un rango de detección de movimiento entre 0 y 50°.

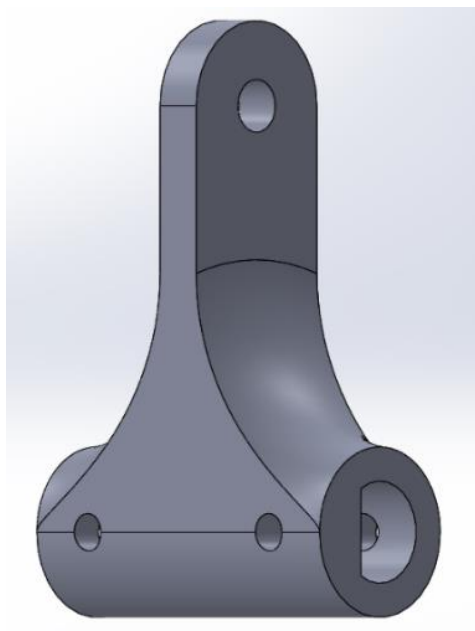


Figura 99. Actuador del TPS

Una vez expuestas las razones que nos han hecho decidimos por el diseño de pedal final realizado, se presenta a continuación un modelo del ensamble del pedal de acelerador en conjunto.

Falta por mencionar el tipo de sujeciones utilizadas en el pedal, todas las sujeciones en la pedalera del vehículo deben ser de calidad 8.8 o superior. Uno de los objetivos a la hora de escoger las sujeciones de ambos pedales ha sido la utilización del menor número de sujeciones diferentes en el pedal que nos sea posible, así facilitamos las labores de mantenimiento y ajuste de la misma a los operarios que serán finalmente los alumnos miembros del equipo FSULL quienes deban realizar estas labores.

Como podemos observar en la siguiente figura se trata de un diseño realmente compacto sobre el cual se han atendido todas las necesidades tanto ergonómicas como de normativa.

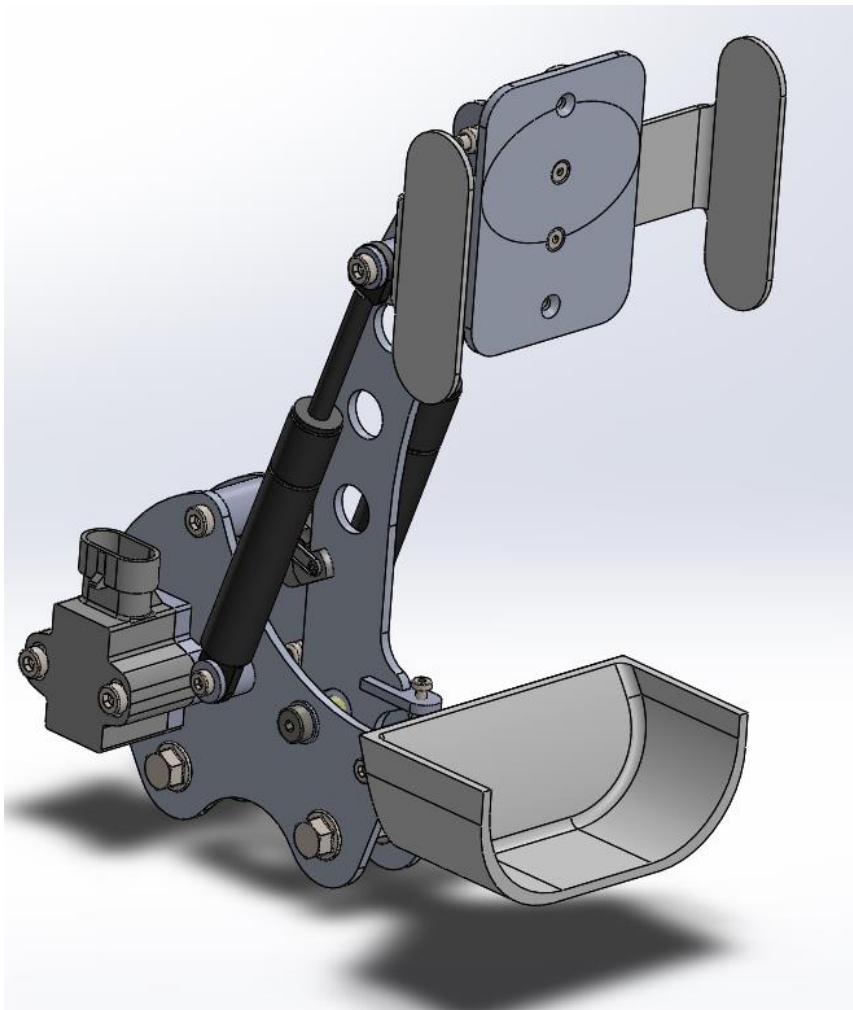


Figura 100. Ensamble acelerador

- Pedal de freno
 - Brazo del pedal

El brazo del pedal de freno es el elemento encargado de transmitir la fuerza ejercida por el piloto sobre el repartidor de frenada el cual se encuentra alojado en el pedal transfiriendo este la fuerza ejercida por el piloto sobre las bombas de freno iniciándose de esta manera el proceso de frenada del vehículo.

El brazo del pedal debe alojar al eje del mismo, además del soporte del pedal pad, el repartidor de frenada, y el dispositivo de precarga del pedal.

El brazo del pedal puede realizarse a través de moldeo, mecanizado de un bruto de material o como en nuestro caso a través del mecanizado de chapa metálica. Este proceso ha sido escogido por la sencillez de manufactura y costo respecto al resto de opciones disponibles.

En el caso del pedal de freno debido a las altas cargas que se soportan en procesos de frenado de pánico especialmente y debido a que por normativa este ha de ser dimensionado de manera que soporte 2 KN de carga, por ello se utilizarán dos chapas conectadas a través de espaciadores y que mediante la presión ejercida por un tornillo y la tuerca alojada en el otro extremo sostiene al conjunto.

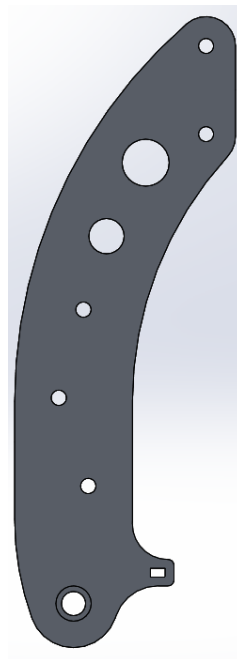


Figura 101. Brazo de pedal de freno

La figura muestra el diseño de la solución adoptada, el brazo del pedal mide 190mm de alto respecto al eje de giro, el tamaño del pedal viene impuesto por las consideraciones ergonómicas tomadas con anterioridad. El eje de giro se encuentra en el agujero de la zona inferior del pedal el cual un tornillo de tipo shoulder bolt el cual atraviesa los dos soportes sosteniendo al conjunto situándose entre ambos pedales un casquillo que sirve tanto de soporte como de cobertura para el eje.

La protuberancia anterior de la zona baja del pedal es la localización del dispositivo de precarga el cual consistirá en una placa situada entre ambos brazos de pedal a presión roscada en el centro de la misma, la cual permitirá ajustar la precarga del muelle del pedal a través del giro de un tornillo que hará contacto con el soporte de talón desplazando del pedal y modificando la posición de reposo del mismo.

Los agujeros intermedios son los puntos de anclaje del soporte del repartidor de frenada. En los diseños convencionales de pedal de freno, el repartidor de frenada se encuentra alojado en el mismo pedal de freno, considerando que se trata de un casquillo de unos 38 mm de espesor esto hace que el diseño del pedal tenga que verse especialmente reforzado en esta zona debido a que la reacción que ejercen las bombas de freno sobre el pedal es en nuestro caso del triple que la que ejerce el piloto sobre el pedal, el cual actúa como una palanca siendo este punto, donde se aloja el repartidor de frenada el que actúa como fulcro o punto de apoyo de la misma.

En nuestro caso se ha optado por alojar el repartidor de frenada en una pieza aparte que se situará por delante del cuerpo del brazo del pedal, la cual se unirá al mismo mediante el uso de tornillos y espaciadores.

Esto nos ofrece una serie de ventajas, por un lado recortamos algún centímetro en la zona trasera donde se alojan las bombas la dimensión del conjunto de la pedalera con lo que nos queda un diseño algo mas compacto.

Además al no tener el repartidor de frenada soldado al cuerpo del pedal este puede ser reutilizado en futuras versiones de la pedalera sin tener que destruir el pedal, otorgándonos a su vez la opción de variar el ratio del pedal mediante el diseño de un brazo de pedal con las sujeciones situadas a una distancia diferente respecto al eje, a su vez el soporte de las bombas será también diseñado de esta manera, será desmontable con lo que se puede cambiar el ratio del pedal sin problema cambiando el diseño de los soportes laterales.

Por último, los agujeros superiores son el punto de anclaje del soporte del pedal pad o almohadilla.

- Soporte lateral del pedal de freno

El soporte lateral del freno es la pieza que impide el movimiento lateral y de torsión del brazo del pedal transmitiendo así el movimiento y la fuerza sobre el pedal de manera rectilínea.

Además, debido al diseño de la pedalera en esta se aloja el soporte de la bomba, El soporte del Brake Over Travel Switch, el soporte lateral se compone de una pareja de placas colocadas a cachete sobre la estructura de unión de la pedalera, estas se encuentran unidas a su vez por una serie de espaciadores roscados los cuales las mantiene unidas mediante la presión ejercida por el conjunto de tornillos y tuercas.

La fabricación del soporte lateral del pedal de freno será realizado sobre chapa metálica. A continuación, se presenta la solución adoptada.

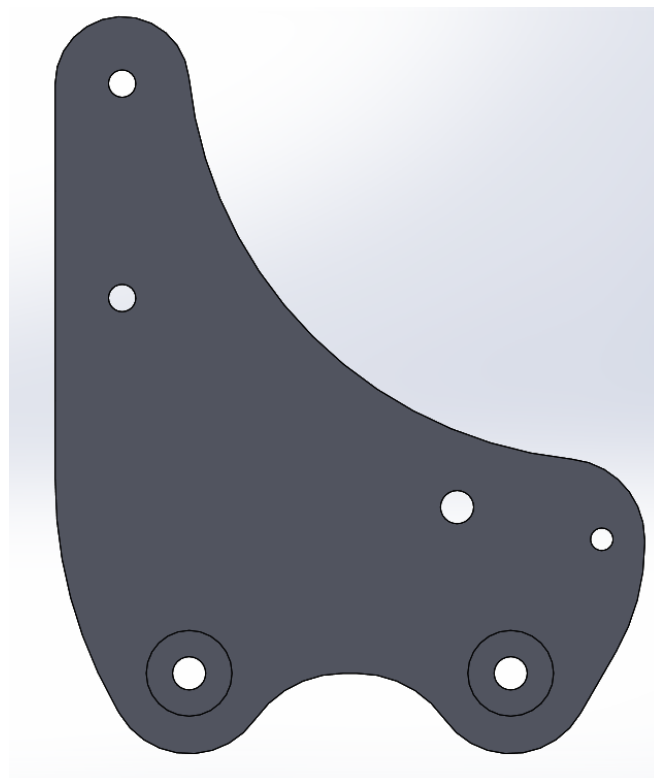


Figura 102. Soporte lateral freno

Los agujeros inferiores es el lugar donde se realiza la unión al perfil de soporte de la estructura, los dos agujeros alineados del extremo izquierdo son el punto de montaje del soporte de las bombas, a su derecha se encuentra el agujero por donde atraviesa el eje del pedal y en el extremo derecho se encuentra la sujeción del soporte del talón

- Soporte de las bombas de freno

El soporte de las bombas de freno es la estructura donde éstas se alojan estando colocadas a una altura que permita su conexión de manera adecuada con el repartidor de frenada alojado en el brazo del pedal de freno.

En el caso del soporte de las bombas de freno, este en el diseño de nuestra pedalera resulta desmontable lo que permite la reutilización de la pieza en futuras iteraciones del proyecto al igual que sucedía con el soporte del repartidor de frenada. Esta misma pieza además sirve de soporte al soporte del Brake Over Travel Switch.

Se ha de tener especial cuidado a la hora de realizar el dimensionamiento de esta pieza debido a que tras la presurización del circuito de frenado la fuerza de reacción ejercida por las bombas sobre el pedal de freno resulta ser del triple, ratio de pedal 3:1, en nuestro caso que la ejercida por el piloto sobre el pedal de freno.

Además, esta es una de las pocas piezas que cuenta con un proceso de soldadura en su conformado con lo que habrá que tener especial atención respecto al material a utilizar en el conformado de la misma.

En la siguiente figura se puede observar la solución adoptada.

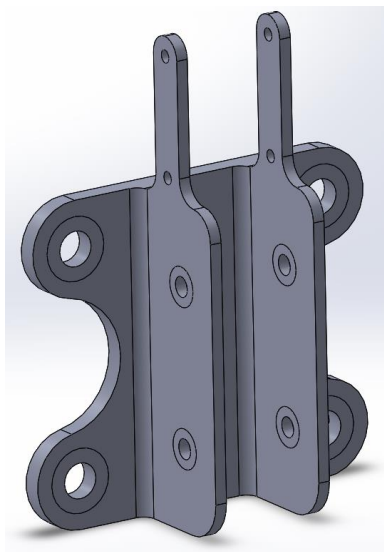


Figura 99. Soporte bombas freno

Las bombas se encuentran alojadas a los extremos derecho e izquierdo del soporte. El soporte de las bombas se une a su vez al soporte lateral del pedal de freno a cachete a través del uso de espaciadores, tornillos y tuercas que pasan a través de los agujeros situados en la solapa central. En la parte superior a su vez se encuentra el soporte del Brake Over Travel Switch el cual será descrito a continuación.

- Soporte del BOTS (Brake Over Travel Switch)

El soporte del Brake Over Travel Switch aloja un Switch de tipo Push Pull de emergencia alojado en el centro del mismo. El BOTS se activa en caso de pérdida en el circuito hidráulico, extendiéndose el recorrido del pedal y activándose el mismo. Este soporte ha de contar con la posibilidad de ajustarse pudiendo acercarlo o alejarlo del pedal para asegurarse de su activación tras la pérdida hidráulica, pero no lo suficientemente cerca que pudiera provocar su activación accidental.

La solución adoptada para el BOTS es una pieza fabricada a través de corte y plegado de chapa, la cual posee dos ranuras de sujeción en cada una de las solapas laterales que permiten el desplazamiento del switch alejándolo o acercándolo al pedal según sea necesario, asegurando el contacto entre el pedal y el switch en caso de fuga del circuito hidráulico.

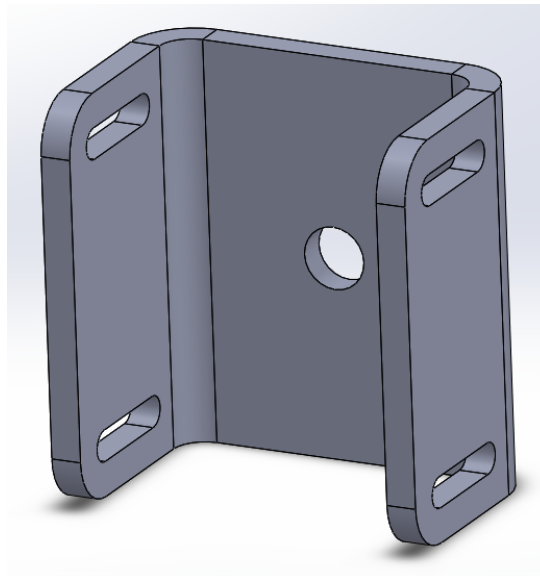


Figura 104. Soporte del BOTS

En el pedal de freno hay una serie de piezas que comparten el diseño con el acelerador por ello no han sido mencionadas ya que los criterios mencionados

anteriormente son válidos para este pedal, estas piezas son el soporte del pedal pad y el pedal pad.

Por último, mencionar una pieza que comparten ambos diseños, el soporte del talón de ambos pedales, esta pieza sirve como soporte lateral del talón del pie del piloto evitando que este se desplace dentro de la cabina, ofreciendo a su vez un punto de pivote sobre el que resulte más cómodo rotar el tobillo para ejercer la fuerza sobre el pedal.

En este caso sí que nos encontramos ante una pieza con un diseño complejo para su manufactura debido a la geometría de la misma, con lo que la misma se ha diseñado pensando realizar su manufactura a través del uso de la impresión en 3d en plástico.

La impresión 3d nos ofrece la posibilidad de realizar piezas complejas debido a que el proceso de fabricación de las piezas se basa en un proceso de adición de material al contrario que en los procesos habituales en metalurgia donde se realizan mediante arranque de viruta principalmente. Si bien es posible realizar impresión 3d en distintos tipos de metales, esta no se encuentra tan extendida como la impresión a través de filamentos de plástico resultando realmente costosa la fabricación mediante este tipo de procedimiento con este material.

Por ello resulta recomendable la impresión en plástico de esta pieza la cual no está sometida a grandes cargas dado que simplemente su función es la de mantener el pie una posición correcta en todo momento. Se recomienda realizar la impresión con filamentos más resistentes que el generalmente más extendido, el PLA, como puede ser ABS, ASA o Nylon entre otras posibilidades.

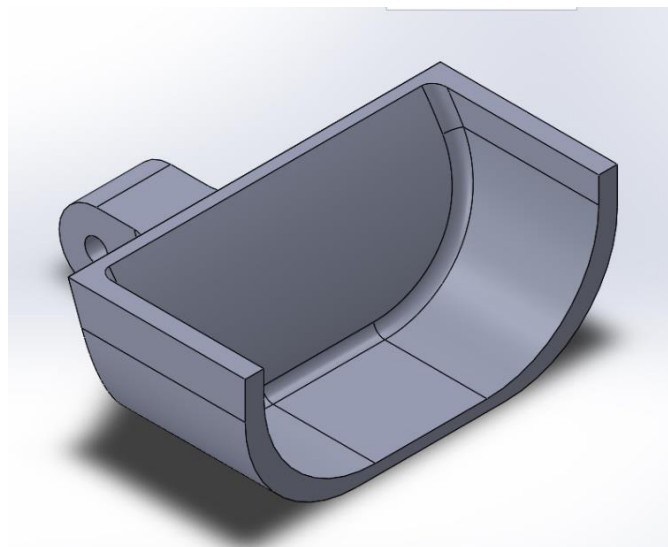


Figura 105. Soporte de talón

A continuación se presenta una imagen del resultado del ensamble final del pedal de freno.

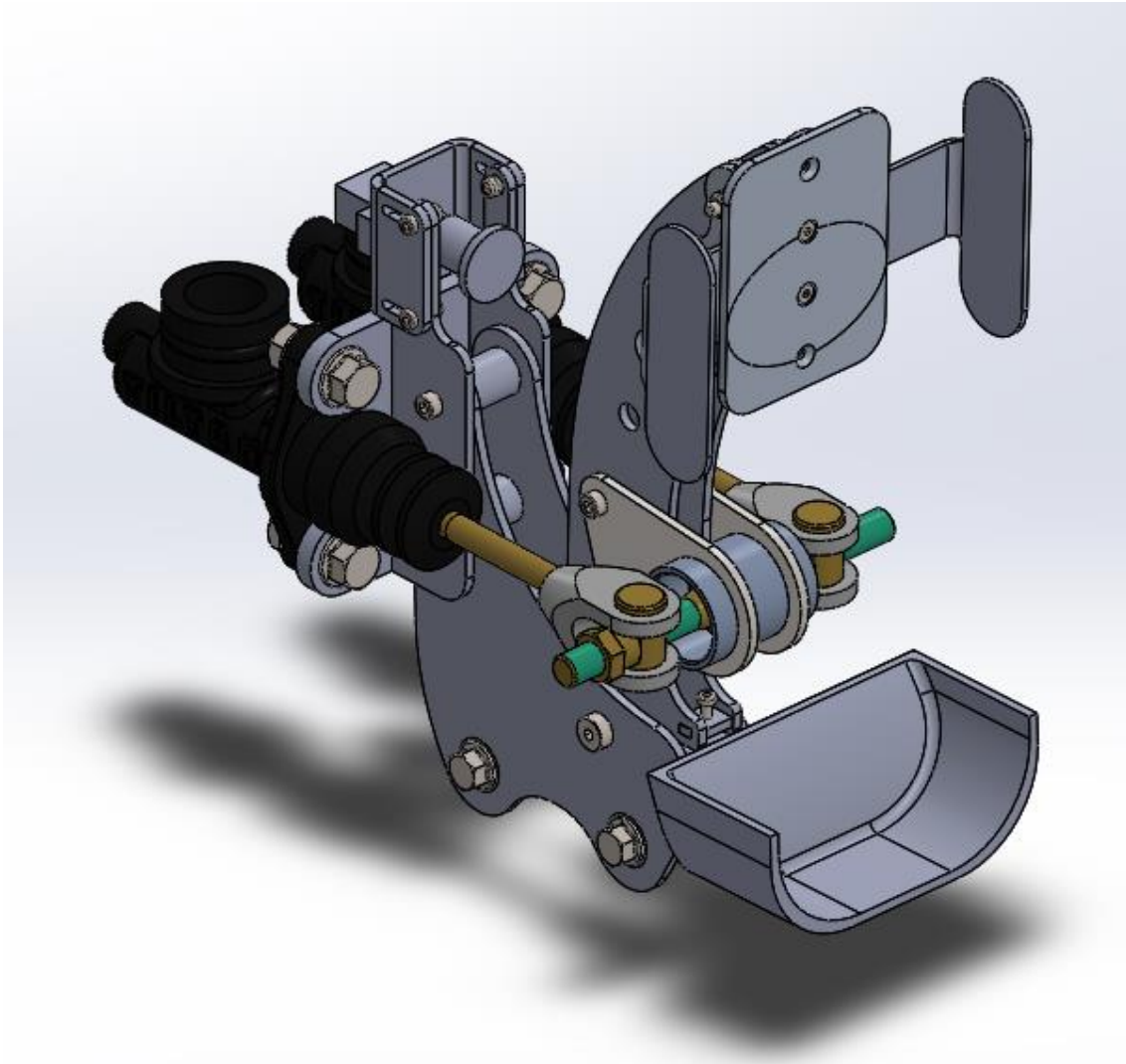


Figura 106. Ensamble freno

Cálculo de elasticidad y resistencia de la pedalera

El cálculo de las tensiones y desplazamientos sobre cada una de las piezas de la pedalera y los resultados de los mismos se encuentran en el anexo cálculos de tensiones en la pedalera.

El cálculo de las tensiones sobre la pedalera se ha realizado discretizando cada uno de los ensambles en piezas sobre las que se realizan los cálculos por separado.

Se ha utilizado principalmente para el cálculo el paquete simulation del software Solidworks que permite el cálculo mediante elementos finitos de las tensiones y desplazamientos de cada pieza.

Si bien es posible realizar el cálculo sobre el ensamble de la pedalera completa se presentan una serie de inconvenientes al realizarlo por esta vía debido a que se complica a sobremano la aplicación de las condiciones de contorno sobre el modelo pudiendo aparecer resultados falsos debido a los errores cometidos a la hora de aplicar las mismas, al final en definitiva los resultados serán tan buenos como lo sea la aplicación de los datos de entrada que reciba el software.

Otro inconveniente es que se complica la tarea de buscar errores de mallado o de las condiciones de contorno dentro de todo un ensamble y se aumenta enormemente la necesidad de una mayor capacidad computacional a la hora de realizar cada una de las simulaciones.

Además, se aumenta el tiempo para preparar el modelo y aplicar las condiciones de contorno correspondientes sobre el ensamble

Es por esto que se ha optado a la discretización del modelo en piezas simples aplicando las condiciones de contorno convenientes en cada caso. Comenzando por la aplicación de la fuerza máxima del piloto sobre el pedal en el momento estático que genera un mayor stress sobre el conjunto.

Los momentos estáticos tenidos en cuenta son la sobrepresión del pedal del acelerador sobre el final de carrera para este pedal y en el caso del freno la aplicación de 2 KN de fuerza sobre el pedal de freno en el momento que el circuito hidráulico se encuentra presurizado y las bombas realizan una fuerza de reacción sobre el brazo del pedal.

El criterio seguido a la hora de validar el diseño es el de no plastificación de ninguna de las piezas del ensamble analizadas minimizando en la medida de lo posible los desplazamientos en el modelo tratando que sea lo más ligero posible.

A continuación, se presenta una tabla resumen de los resultados obtenidos de desplazamientos máximos, tensiones máximas de von misses peso y el factor de seguridad respecto al material de cada una de las piezas analizadas.

| PIEZA | T.M (Mpa) | D.M (mm) | Peso (g) | F.S. |
|--------------------------------------|--------------|-------------|---------------|------|
| Brazo pedal freno | 140,8 | 1,4 | 64,88 (x2) | 1,95 |
| Soporte lateral freno | 213,1 | 0,38 | 65,76 (x2) | 1,29 |
| Soporte Bombas (S275) | 220, 2 | 0,1836 | 395,42 | 1,25 |
| Soporte Bombas (6061T6) | 211,6 | 0,4171 | 136,88 | 1,3 |
| Soporte pedal pad | 97,19 | 0,0743 | 27,42 (x2) | 2,83 |
| Pedal pad | 120,9 | 0,1128 | 37,66 (x2) | 2,27 |
| Soporte repartidor frenada (S275) | 140,8 | 0,028 | 41,78 (x2) | 1,95 |
| Brazo pedal acelerador | 214,3 | 0,7 | 54,14 | 1,28 |
| Soporte lateral acelerador | 70 | 0,058 | 54,89 (x2) | 3,92 |
| Estructura soporte (S275) | 182,4 | 0,268 | 2473,72 | 1,5 |
| Estructura soporte (6061T6) | 181,6 | 0,95 | 856,29 | 1,5 |

Tabla 14. Resumen de resultados elasticidad y resistencia

En el análisis de las piezas se ha tomado como referencia el material aluminio 6061 t6 tomando las propiedades del material de la misma biblioteca de materiales del software solidworks, algunos elementos se ha duplicado el análisis en acero S275 o se realizó el mismo como caso del soporte de bombas

sobre este material directamente debido a que estas piezas requieren de soldadura en zonas críticas y en el caso de la aleación de aluminio se presentan problemas de resistencia en la zona afectada por el calor del mismo.

El peso del conjunto de piezas calculadas fabricadas únicamente en aluminio 6061 T6 es de: 638,92 gr

El peso total pedalera y estructura de soporte con todas las piezas en aluminio 6061 T6 es: 1632,09 gr

El peso total pedalera y estructura de soporte con todas las piezas en acero S275 es: 3508,06 gr

Hay que tener en cuenta que falta añadir el peso que añaden elementos como son cojinetes, elementos de unión como espaciadores, tornillos y tuercas como otros elementos externos a la pedalera como pueden ser las bombas de freno.

Aún así podemos afirmar que, tanto la pedalera como el conjunto de la pedalera con la estructura de soporte se encuentran en un peso contenido siendo capaz de soportar la carga máxima realizada por el piloto.

Finalmente podemos concluir que se ha logrado un conjunto de pedalera capaz de soportar la carga estipulada por la normativa, así como cumplir con las exigencias de diseño del equipo FSULL.

11. Desarrollos futuros

En esta primera iteración del proyecto Formula Student el principal problema al que se ha tenido que hacer frente es la falta de datos respecto al vehículo objetivo y mediciones realizadas sobre el mismo debido a que el monoplaza destinado a dicha competición se encuentra en desarrollo. Es por ello que no se ha podido disponer en muchas situaciones de toda la información necesaria a la hora de desarrollar este proyecto.

En desarrollos futuros se aconseja al equipo que provea al vehículo de la cantidad de sensores necesaria y que se recabe toda la información posible sobre el mismo, esto ayudará a mejorar el comportamiento dinámico del vehículo y facilitará las labores de diseño a futuros alumnos que deseen embarcarse en este proyecto en cualquiera de las diferentes áreas del mismo.

En el caso específico del sistema de frenado se ha provisto de sensores de presión en ambas líneas hidráulicas con los que monitorizar el balance de frenada. Se recomienda disponer de dispositivos con los que medir las temperaturas en los discos de freno para poder realizar con la ayuda de datos

experimentales un optimizado dimensionamiento de los mismos mediante la toma de datos del propio vehículo dado que no hay mejor modelo posible que la recogida de datos directamente a través de la experimentación y el error que pueda proporcionar la lectura de un sensor respecto a un modelo físico teórico siempre resultará ser mucho menor.

Esto podría permitir la fabricación propia de los discos con el material y las medidas requeridas por el equipo, en este proyecto hemos utilizado en la medida de lo posible productos existentes en el mercado siendo adaptados a su uso en el vehículo objetivo, pero la fabricación propia de componentes te permite el disponer de diseños más optimizados respecto al vehículo al que van destinados, si bien en los catálogos de los distintos fabricantes se pueden encontrar una amplia gama de productos, por ejemplo, para el uso del disco trasero no nos ha sido posible encontrar un disco de tipo flotante para el uso en ese eje. Además, en el caso de los discos de motocicleta los cuales por dimensiones son los que a nuestro juicio se integran mejor al proyecto son fabricados casi exclusivamente en su totalidad en acero inoxidable no disponiendo de prácticamente alternativas materiales.

El coeficiente de fricción de las pastillas de freno es un dato extraído de las tablas que proporcionan los fabricantes, para la elaboración de los cálculos se ha tomado un valor seguro, pero se desconocen las condiciones en las que han sido realizadas los tests, sobre que material de disco fueron realizados ya que este coeficiente varía según la interacción de los dos materiales en fricción con lo que se recomienda realizar en caso de ser posible tests para corroborar los datos de fabricante con los discos utilizados en nuestro caso en el proyecto.

Otra vía interesante a explorar es el freno inboard trasero alojado o en los palieres o en el diferencial, lo cual ayuda a disminuir las masas no suspendidas ayudando a mejorar el comportamiento dinámico del vehículo. Además, se encuentran diseños donde se coloca internamente respecto al disco como hemos podido ver en esta misma memoria debido al uso de un in hub motor. Esto permite que el disco sea prácticamente del mismo tamaño que el diámetro de la rueda lo que aumenta el par de frenada además de proporcionar una mayor área tanto para la absorción como la transmisión de calor.

Respecto a la pedalera se debe estudiar la conveniencia de desarrollar la misma con un diseño en el cual las bombas sean montadas verticalmente. Este diseño trae una serie de mejoras desde el punto de vista técnico. El diseño de la pedalera es más compacto con lo que se ahorraría en peso no solo de la pedalera sino de la sección de chasis que se puede acortar, además el pedal de freno en este tipo de montaje se encuentra cargado a tracción con lo que

permitiría realizar un diseño más ligero nuevamente, otra ventaja es la facilidad con la que se puede variar el ratio de fuerza en la bombas modificando el punto de anclaje y el ángulo de las mismas respecto al pedal. Todas estas ventajas vienen con una gran contra y es el coste de las bombas respecto a las convencionales de tipo girling.

El ajuste longitudinal de la pedalera diseñada se realiza a través de una serie de agujeros realizados a lo largo de un perfil que permiten el desplazamiento de la misma, esta solución se ha adoptado debido a su sencillez y al bajo coste que supone su realización pero, una posible solución más elegante es la adopción de guías lineales y carritos de montaje sobre el que colocar la pedalera y deslizarlos a través de la misma, este diseño se podría realizar en una futura versión del proyecto.

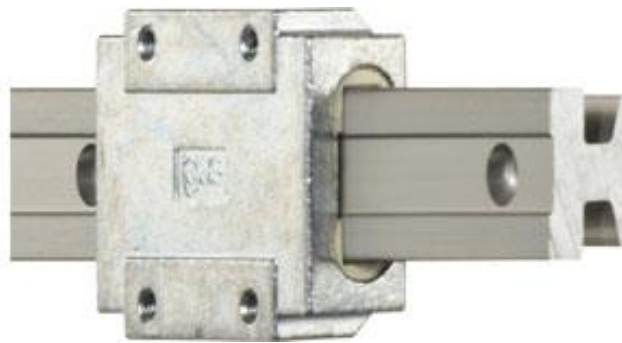


Figura 107. Guía lineal [39]

12. Conclusiones

El objetivo principal de este proyecto era el de realizar el correcto dimensionamiento del sistema de frenado de un vehículo tipo Formula Student y la elección de todos los componentes que forman parte del mismo, así como el diseño y cálculo de la pedalera que montará el mismo.

El sistema de frenado actúa de manera relacionada en cadena de cada uno de sus componentes con lo que el dimensionado del mismo se basa en la toma de una serie de compromisos entre la elección de cada uno de los componentes que logren el mayor rendimiento posible del sistema en su conjunto, se necesita tener una visión global del sistema y de como la modificación de alguno de sus parámetros afecta al resto del mismo, con lo que

no se puede dimensionar individualmente cada uno de los componentes que forman parte del mismo.

El proceso de dimensionamiento del sistema resulta entonces de un proceso casi iterativo entre las distintas variables del sistema que logran un comportamiento del sistema deseable.

El sistema de frenado dimensionado es capaz de decelerar un vehículo de tipo Formula Student a un ritmo de 1,6 G de manera satisfactoria aun teniendo en cuenta que en el desarrollo de los cálculos no se han tenido en cuenta factores que ayudan y liberan de exigencia al sistema de frenado como son las resistencias de rodadura o la resistencia aerodinámica entre otros.

Respecto al diseño y cálculo de la pedalera del vehículo, se cumplen los objetivos estipulados por el equipo FSULL sobre la facilidad de manufactura y otros requisitos requeridos por dicha organización.

La pedalera es capaz de albergar de manera cómoda a personas que se encuentran entre los percentiles 1 y 99 de las medidas del hombre, habiendo atendido a las necesidades ergonómicas para el correcto funcionamiento y la cómoda operatividad de la misma.

La misma es capaz de soportar las cargas requeridas por la normativa de la competición Formula Student de 2000N ejercidos por el piloto sobre el pedal de freno.

Este proyecto se ha basado en una primera iteración del mismo debido a que el equipo de Formula Student de la Universidad de La Laguna es de reciente creación, este puede servir como punto de partida a la hora de desarrollar el sistema de frenado de futuros vehículos formando parte de un proceso de mejora continua por parte del equipo FSULL el cual mediante la adquisición de datos y realización de tests experimentales puede proceder a la optimización y mejora de dicho sistema.

13. BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS.

- [1]Formula Student 2019 Rules. Society of Automotive Engineers (SAE)
- [2]Vaciado de datos sobre resto de equipos recogidos por la asociación FSULL.
- [3]https://ue-vidauniversitaria-production-files.s3.amazonaws.com/uploads/post/detail_image/1655/large_FotoDetalleFormulaUE M.jpg
- [4]http://kashima.campuseina.com/pluginfile.php/10380/mod_book/chapter/9354/8-pendiente.jpg
- [5]https://es.slideshare.net/elymackay/sistemas2-bde2bbastidor2b62b-frenos1?from_action=save
- [6]Los frenos en el automóvil, Luis Molero.
- [7]Teoría de los vehículos automóviles, Carlos Vera.
- [8]Aplicación informática para el estudio del sistema de frenos en vehículos de dos ejes David Pérez Pérez, UPC.
- [9]Wikipedia - <https://es.wikipedia.org/wiki/Fricción>
- [10]<http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-2.htm>
- [11]<https://es.wikipedia.org/wiki/Servofreno>
- [12]Manual de sistemas de frenos automóviles, Pedrola 2001
- [13]<https://galferusa.com/static/files/wp/2015/08/Rear-Brake-Lines.JPG>
- [14]<http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-5.htm>
- [15] <http://www.wilwood.com>
- [16]<http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>
- [17]<http://www.forstunt.home.pl/408-1109-thickbox/suzuki-gsx-r-k6-front-radial-brake-caliper.jpg>
- [18] [19]Manual técnico de la pastilla de freno
<https://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20pastillas%20freno.pdf>
- [20]https://motone.pl/51488-thickbox_default/tarcza-hamulcowa-tyl-mitsubishi-carisma-95-.jpg
- [21]<http://mecanicaautomotores.blogspot.com/2014/05/partes-de-un-disco-de-freno.html>
- [22]<https://www.wigglestatic.com/product-media/90080554/Hope-V2-Floating-Disc-Brake-Rotor-Internal-Black-NotSet-HBSP195-203-6N.jpg?w=430&h=430&a=7>
- [23]https://www.cjponyparts.com/media/catalog/product/cache/1/image/9df78eab33525d08d6e5fb8d27136e95/b/r/br18l_1.196.jpg
- [24]https://es.wikipedia.org/wiki/Masa_no_suspendida
- [25] <https://espirituracer.com/reportajes/el-diferencial/>
- [26]<https://paf.engineering.ubc.ca/2014/08/24/formula-ubc-3/>

- [27]<https://www.spazioracing.com/media/catalog/product/cache/1/thumbnail/600x/17f82f742ffe127f42dca9de82fb58b1/p/a/palier-completo-atv-utv.jpg>
- [28]<https://paf.engineering.ubc.ca/2013/08/31/formula-sae-ubc/>
- [29]<https://movilidadelectrica.com/wp-content/uploads/2016/03/Motor-el%C3%A9ctrico-en-rueda.jpg>
- [30]Universidad TU, Delft, Fsaе.
- [31]<http://www.tilton.com>
- [32]Motor in hub, Protean electric.
- [33]<https://www.speedwaymotors.com>
- [34]<http://www.brembo.com>
- [35]Rudolf Limpert, Brake and safety design, SAE International.
- [36]Diseño en ingeniería mecánica, Shigley 1972.
- [37]Foro fsae.com
<http://www.fsaе.com/forums/forumdisplay.php?45-Open-FSAE-Discussion>
- [38]The measure of man and woman human factors in design, Alvin R Tilley y Henry Dreyfuss.
- [39]<http://www.britishracecar.com/MichaelZappa-MG-MGB.htm>
- [40]<https://catalog.lesjoforsab.com/15-6-ew-146-40-50n>
- [41]<https://sensing.honeywell.com>
- [42]www.igus.eu
- [43]https://murmotorsports.eng.unimelb.edu.au/__data/assets/image/0008/2453066/Ergo.PNG
- [44]https://i0.wp.com/www.f150online.com/wp-content/uploads/2014/10/pic01_brakefacts.gif?resize=650%2C267&ssl=1
- [45]https://www.carbuildersolutions.com/images/thumbs/0032328_balance-bar-assembly-716-unf.png
- [46]https://www.healthlinkbc.ca/sites/default/libraries/healthwise/media/medical/hw/h9991554_001.jpg
- [47]https://www.exac.com/wp-content/uploads/2017/04/patients_ankle-replacement_healthy-ankle.png



Universidad
de La Laguna

Escuela Superior de
Ingeniería y Tecnología
Sección de Ingeniería Industrial

Grado en Ingeniería Mecánica

E.S.I.T.

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica

ANEXO I: CÁLCULOS DE LA DINÁMICA DE LA FRENADA Y DIMENSIONAMIENTO DEL SISTEMA

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE
UN VEHÍCULO FSAE**

AUTOR

Eliseo Gutiérrez González

TUTOR

Andrés Muñoz de Dios

Índice de anexo

Dinámica de la frenada.....1-10

- Distribución de peso estático.....3
- Distancia entre los ejes y el centro de gravedad.....3
- Deceleración Máxima.....4-5
- Reacción sobre los neumáticos y transferencia de peso.....5-7
- Fuerza de rozamiento entre neumático y la calzada.....7-9
- Par de frenado en el eje.....7-10

Dimensionamiento del sistema de frenado.....11-23

- Fuerza que ejerce el piloto sobre el pedal y ratio del pedal.....11-12
- Presión ejercida sobre el circuito hidráulico.....12-14
- Fuerza ejercida por la pinza de freno.....14-15
- Fuerza de fricción entre pastilla y disco.....15-16
- Momento de frenado sobre el eje de giro de la rueda.....16-22
- Calculo de la fuerza de rozamiento neumático-calzada.....22-23

Comportamiento del sistema dimensionado.....24-29

- Par de frenado en cada eje según fuerza aplicada en el pedal.....24
- Deceleración según la fuerza aplicada por el piloto.....25
- Distancia de frenado.....25-29
- Curva de equiadherencia.....29

Cálculo del incremento de temperatura en parada simple del sistema de frenado.....30-36

Dinámica de la frenada de un vehículo tipo Formula Student.

En el apartado de dinámica de la frenada se estudió el comportamiento de un vehículo tipo formula Student durante el proceso de frenada. En nuestro caso las características del vehículo vienen dadas en la siguiente tabla:

Características del vehículo FSULL

| | |
|--|--------------|
| Masa vehículo (Kg) | 300 |
| Peso soportado eje delantero (46%) | 138 |
| Peso soportado el eje trasero (54%) | 162 |
| Batalla (distancia entre ejes) (mm) | 1665 |
| Ancho de vías (mm) | 1200 |
| Llanta (pulgadas) | 13 |
| Diámetro externo neumático (inch) (mm) | |
| Hoosier R25B 20.5 x 6.0-13 | 20,5 / 520,7 |
| Coefficiente de fricción neumáticos | 1,6 |
| h, Altura del centro de gravedad (mm) | 250 |

El propósito de la realización de este anexo es presentar los cálculos de la dinámica de la frenada ajustada al vehículo objetivo, el prototipo de FSULL.

Se presenta a continuación el diagrama de sólido libre de la dinámica de la frenada:

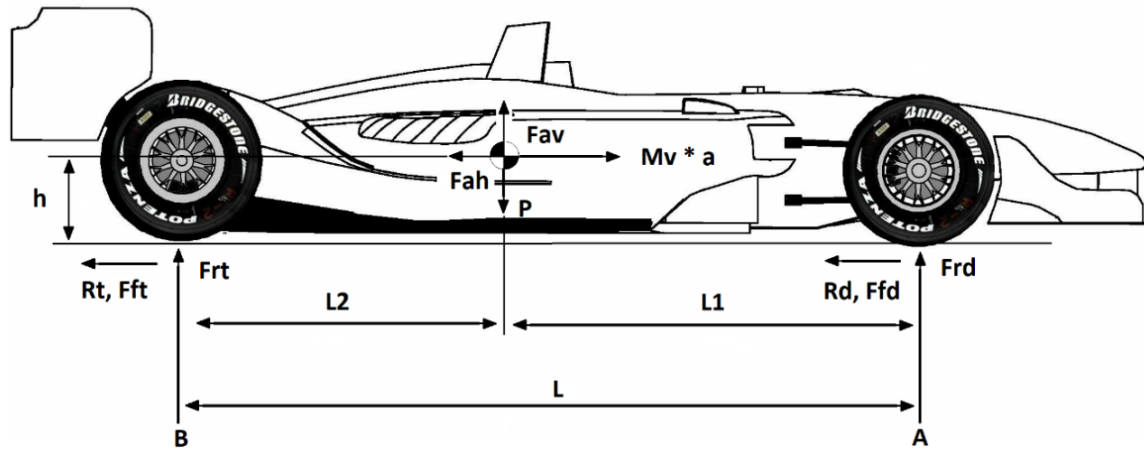


Figura 1. Diagrama de sólido libre

Donde:

- L , representa la batalla del vehículo.
- L_1 , representa la distancia entre el centro de gravedad y el eje delantero.
- L_2 , representa la distancia entre el centro de gravedad y el eje trasero.
- h , representa la distancia entre la calzada y el centro de gravedad.
- R_d, R_t , representa la resistencia a la rodadura delantera y trasera.
- F_{fd}, F_{ft} , representa la fuerza de fricción entre el neumático y la calzada.
- F_{rd}, F_{rt} , representa la reacción debida al peso sobre los ejes delantero y trasero durante la frenada tras la transferencia de peso.
- $m v \cdot a = (P v \cdot a) / g$, representa la inercia del vehículo producto de su masa y aceleración.
- F_{av}, F_{hv} , representa la fuerza aerodinámica vertical y horizontal sobre el centro de gravedad.
- P , representa el peso del vehículo.
- \bullet , Representa la posición del centro de gravedad.

En primer lugar, hemos de conocer la distribución de peso estático del vehículo sobre cada eje, en nuestro caso supone un 56% de peso sobre el eje trasero y un 46% sobre el delantero. Estos datos del reparto de peso entre ejes fueron obtenidos a través de la media de los datos de la base de datos del equipo Fsull sobre otros equipos participantes en la competición. Con respecto al peso total del vehículo se estimó por recomendación del equipo FSULL 300 kg, valor que resulta superior a la media de los equipos participantes recogidos en las bases de datos y valor superior al que se espera tenga el vehículo final, lo que nos permite manejar cierto margen de seguridad a la hora de realizar el dimensionamiento.

- Distribución del peso estático

$$P_d = \text{Peso eje Delantero} = 300 \text{ kg} \frac{46}{100} = 138 \text{ Kg}$$

$$P_t = \text{Peso eje Trasero} = 300 \text{ kg} \frac{54}{100} = 162 \text{ Kg}$$

Conocida la distribución de peso estático podemos calcular la distancia entre el centro de gravedad y cada uno de los ejes, L1 y L2

- Distancia entre los ejes y el centro de gravedad L1 y L2

$$L_1 = \frac{P_t}{P} L = \frac{162 \text{ kg}}{300 \text{ kg}} 1550 \text{ mm} = 899 \text{ mm}$$

$$L_2 = \frac{P_d}{P} L = \frac{138 \text{ kg}}{300 \text{ kg}} 1550 \text{ mm} = 766 \text{ mm}$$

- **Deceleración máxima**

Antes de realizar el cálculo de la transferencia de peso, hemos de determinar la deceleración máxima obtenible en nuestro vehículo que como veremos a continuación estará limitada por la adherencia entre el neumático y la calzada.

Tomando la segunda ley de Newton, esta dice que: “La fuerza es directamente proporcional a la masa y a la aceleración de un cuerpo”.

$$F = m a$$

Donde:

F, Fuerza

m, Masa

a, Aceleración

En nuestro caso la fuerza de frenado viene dada por:

$$F_{ftotal} = m v a_v$$

Donde:

F_{ftotal} , Fuerza frenado total

$m v$, Masa vehículo

a_v , Aceleración vehículo (Deceleración en el caso de frenado)

Reordenando la expresión obtenemos que:

$$a_v = \frac{F_{ftotal}}{m v}$$

Sabemos que la Fuerza de frenado total es igual a:

$$F_{ftotal} = P v \mu$$

$$F_{ftotal} = m v g \mu$$

Sustituyendo esta expresión en la anterior obtenemos:

$$a_v = \frac{m v g \mu}{m v}$$

Finalmente simplificando la expresión obtenemos que:

$$\frac{a_v}{g} = \mu$$

Con esto podemos concluir diciendo que la máxima deceleración obtenible en nuestro vehículo en términos de g, coincide con el coeficiente de rozamiento del neumático.

En el caso de nuestro vehículo y como pudimos observar en el capítulo donde se describen las características de los neumáticos, el coeficiente de fricción considerado para un neumático Hoosier R25B 20.5 x 6.0-13 resulta ser de 1,6 lo que corresponde a una deceleración del vehículo en términos de g de 1,6 g (a_v/g), siendo a_v la deceleración del vehículo y g la aceleración de la gravedad en m/s^2 .

- **Reacción sobre los neumáticos y transferencia de peso**

Realizando un balance de momentos sobre los puntos de contacto entre el neumático y la calzada podemos obtener tanto la transferencia de peso como las reacciones del neumático con la calzada sobre cada eje resultando:

$$\sum MA = 0$$

$$0 = Frt L - P L1 + \left(Pv \frac{av}{g} \right) h$$

$$Frt = \frac{P L1}{L} - \left[\left(\frac{av}{g} \right) \left(\frac{h}{L} \right) Pv \right] =$$

$$= \frac{300 \text{ kg } 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} 713 \text{ mm}}{1550 \text{ mm}} - \left[\left(\frac{1,6 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right) \left(\frac{250 \text{ mm}}{1550 \text{ mm}} \right) 300 \text{ kg } 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$Frt = 882,19 \text{ N}$$

$$\sum MB = 0$$

$$0 = -Frd L + P L2 + \left(Pv \frac{av}{g} \right) h$$

$$Frd = \frac{P L2}{L} + \left[\left(\frac{av}{g} \right) \left(\frac{h}{L} \right) Pv \right] =$$

$$= \frac{300 \text{ kg } 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} 837 \text{ mm}}{1550 \text{ mm}} + \left[\left(\frac{1,6 \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right) \left(\frac{250 \text{ mm}}{1550 \text{ mm}} \right) 300 \text{ kg } 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$$

$$Frd = 2060,81 \text{ N}$$

A modo de comprobación tenemos que:

$$Pv = 2943 \text{ N}$$

$$Frd + Frt = Pv \rightarrow 2060,81 \text{ N} + 882,19 \text{ N} = 2943 \text{ N}$$

Resultando ser la transferencia de peso:

$$\begin{aligned} \text{Transferencia de peso} &= \left(\frac{av}{g}\right) \left(\frac{h}{L}\right) Pv = \\ &= \left(\frac{1,6 \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}}{9,81 \frac{m}{s^2}}\right) \left(\frac{250mm}{1550 mm}\right) 300 kg \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \end{aligned}$$

$$\text{Transferencia de peso} = 707,027 N = 72,07 Kg$$

Una vez conocidas las reacciones de los neumáticos sobre cada uno de los ejes, hemos de determinar el rozamiento de cada eje con la calzada, obteniendo la fuerza de frenado en cada eje.

El reparto de masas porcentual entre los ejes durante el proceso de frenado se obtiene entonces como:

$$\begin{aligned} \text{Balance de masa del eje delantero en frenada} &= \frac{Frd}{Pv} = \\ &= \frac{2060,81}{2943} = 0,7 = 70\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Balance de masa del eje trasero en frenada} &= \frac{Frt}{Pv} = \\ &= \frac{882,19}{2943} = 0,3 = 30\% \end{aligned}$$

- **Fuerza de rozamiento entre neumático y la calzada**

Esta puede ser calculada mediante la ley de Coulomb del rozamiento, la cual establece que la fuerza de rozamiento máxima entre dos cuerpos en contacto es directamente proporcional al valor de la fuerza normal (N) y el coeficiente de rozamiento (μ).

$$Fuerza\ rozamiento = N \mu$$

Donde:

N, Fuerza normal

μ , Coeficiente Rozamiento

En nuestro caso el rozamiento entre neumático y calzada en cada eje viene dado por:

$$Fuerza\ de\ rozamiento\ eje\ delantero \rightarrow Frozd = Frd * \mu$$

$$Fuerza\ de\ rozamiento\ eje\ trasero \rightarrow Frozt = Frt * \mu$$

Donde:

Frd y Frt, Representan la reacción debida al peso del los ejes delantero y trasero del vehículo.

μ , Representa el coeficiente de rozamiento del neumático.

Debido al efecto de la transferencia de peso durante el proceso de frenada obtenemos finalmente que:

- Eje delantero

$$Froz,d = Frd * \mu = \frac{P L1}{L} + \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{h}{L} \right) Pv \right] * \mu$$

$$Froz,d = 2113,264 N * 1,6 = 3297,29 N$$

- Eje trasero

$$Froz,t = Frt * \mu = \frac{P L2}{L} - \left[\left(\frac{a}{g} \right) \left(\frac{h}{L} \right) Pv \right] * \mu$$

$$Froz,t = 829,736 N * 1,6 = 1411,51 N$$

Por último, una vez conocido el valor de la fuerza de rozamiento máxima que pueden desarrollar los neumáticos sin deslizamiento, se calcula el par de frenado generado por cada eje, el cual nos sirve como guía a la hora de realizar el dimensionamiento del sistema de frenado del vehículo.

- **Par de frenado en el eje**

Para el cálculo del par de frenado se utiliza el valor del radio nominal del neumático, el cual como explicamos durante el desarrollo de la memoria del proyecto, hace que se deba de sobredimensionar el sistema otorgándonos cierto margen de seguridad respecto al sistema real. El radio nominal del neumático Hoosier R25B 20.5 x 6.0-13 resulta ser 260,35mm. Los pares de frenado en cada eje se obtienen de la siguiente manera.

- Eje delantero

$$T_d = R_n F_{fd}$$

$$T_d = 0,26035 \text{ m } 3297,29 \text{ N} = \mathbf{858,45 \text{ Nm}}$$

- Eje trasero

$$T_t = R_n F_{ft}$$

$$T_t = 0,26035 \text{ m } 1411,51 \text{ N} = \mathbf{367,486 \text{ Nm}}$$

A continuación, se presenta una tabla resumen con los resultados de los cálculos realizados.

| | EJE DELANTERO | EJE TRASERO |
|---|----------------------|--------------------|
| Distribución de peso estático, Kg | 138 | 162 |
| Distancia al Centro Gravedad, mm | 899 | 766 |
| Reacción debida al peso frenada, N | 2060,81 | 882,19 |
| Transferencia de peso, Kg (N) | +72,07 (+707,02) | -72,07 (-+707,02) |
| Reacción Neumático-Calzada, N | 2060,81 | 882,19 |
| Fuerza Rozamiento Neu-Cal, N | 3297,29 | 1411,51 |
| Par de frenado, Nm | 858,45 | 367,486 |

Tabla 1. Resumen cálculos dinámica frenada formula student

Dimensionamiento del sistema de frenado

Una vez calculado los pares y fuerzas de frenado necesarios para decelerar el vehículo al ritmo deseado, en nuestro caso, el máximo que nos permita el neumático sin producirse deslizamiento, hemos de dimensionar nuestro sistema de frenado de manera que alcancemos estos valores con un balance predominantemente delantero, tanto debido a la transferencia de peso como para mantener el control y estabilidad en el vehículo durante el proceso de frenado.

A la hora de realizar el dimensionamiento se procederá desde de la siguiente manera, se empezará por estimar la fuerza que debe ejercer el piloto sobre el pedal que logre la deceleración máxima del vehículo, desde ahí continuaremos estimando y dimensionando el resto de componentes del sistema de frenado como son el ratio del pedal, el diámetro de la bomba de freno y del pistón o pistones de la pinza de freno, el tamaño de los discos y el balance de frenada.

Todos estos parámetros a dimensionar tienen una estrecha interrelación entre ellos, ya que al modificar cualquiera de ellos modifica el comportamiento del sistema de frenado en cadena, con lo que el ajuste óptimo resultará de un proceso iterativo atendiendo a una serie de objetivos generales, descritos en la memoria de este proyecto, que deseamos posea el sistema de frenado.

- **Fuerza que ejerce el piloto sobre el pedal y ratio del pedal**

El valor de fuerza que tendrá que ejercer el piloto para decelerar a un ritmo de 1,6g en nuestro caso, ha sido estimado siguiendo las recomendaciones realizadas por Rudolph Limpert en el libro, Brake Design and safety.

En nuestro caso se ha establecido que realizando una fuerza de unos **491 N** sobre el pedal el cual corresponde a unos 50 kg aproximadamente, el vehículo decelerará a un ritmo de 1,6g. Como se ha discutido a lo largo de la memoria estimamos que este valor es adecuado dado que proporcionará al piloto la habilidad para modular la frenada con un amplio rango de fuerza ejercida sin causarle fatiga a la hora de realizar frenadas de manera continuada.

Habiendo estimado la fuerza a ejercer por el piloto se ha de determinar la ventaja mecánica, la palanca, que ejercerá nuestro pedal y transmitirá la fuerza del piloto sobre las bombas de freno.

La relación de pedal en nuestro sistema de freno varía en nuestro caso entre 3 y 4 a 1, debido al diseño del pedal de freno que permite un ratio de pedal variable entre estos valores, a efectos de cálculo se ha tomado el ratio menor disponible, **3:1**, el cual nos da el caso más desfavorable con la menor ventaja mecánica, ejerciéndose una menor presión en las bombas de freno y teniendo que ejercer el piloto una mayor fuerza sobre el pedal de freno para obtener un par de frenado determinado. Otra ventaja de usar un ratio de pedal pequeño es que se reduce el stress mecánico sobre el propio pedal de freno y se reduce también el recorrido muerto del pedal debido al juego existente entre el vástago de la bomba y el pistón y el recorrido necesario hasta que se cierra el puerto de entrada de fluido desde los depósitos de reserva de líquido a la bomba de freno.

- **Presión ejercida sobre el circuito hidráulico**

Habiéndose estimado tanto la fuerza ejercida por el piloto y establecido la ventaja mecánica sobre el pedal de freno, podemos calcular la fuerza de entrada a cada una de las bombas de cada uno de los circuitos de frenado independientes de cada eje, resultando:

$$F_{bomba} = \frac{1}{2} F_{piloto} \times Ratio$$

Donde:

F_{bomba} , Fuerza ejercida sobre una de las bombas de freno

F_{piloto} , Fuerza ejercida por el piloto

Ratio, Ventaja Mecánica del pedal de freno

$$F_{bomba} = \frac{1}{2} 491N \times 3 = \mathbf{736,5 N}$$

Esta fuerza sobre cada una de las bombas es la que se corresponde con una configuración del repartidor de frenada al 0%, es decir, donde ambas bombas se encuentran a la misma distancia del rodamiento que transmite la fuerza a cada una de las bombas.

En nuestro caso, el balance de frenada entre los ejes delantero y trasero se consigue mediante el dimensionado adecuado de otros elementos del sistema de frenado, como son diferentes diámetros de los discos de freno o diferencia en la fricción entre las pastillas delanteras y traseras, optándose por un reparto tipo 50/50 entre las bombas, pero aun habiendo optado por un reparto neutro, se describirá como calcular la fuerza sobre cada una de las bombas para cualquier reparto de frenada.

Para el cálculo de la presión además de conocer la fuerza que se ejerce sobre la bomba necesitamos conocer el área transversal de la misma, ya que la presión resulta de la relación entre estas. En nuestro caso contamos con bombas de 3/4 de pulgada lo que equivale a 19,05 mm de diámetro para ambos circuitos, siendo el área transversal de la bomba de freno la correspondiente al área circular del pistón resultando:

$$A_{bomba} = \pi \left(\frac{19,05}{2} \right)^2 = 285,023 \text{ mm}^2 = 0,000285023 \text{ m}^2$$

Obteniendo el área de la sección transversal de la bomba la presión en el circuito hidráulico resulta:

$$P_{hidraulica} = \frac{\text{Fuerza Bomba}}{\text{Area}}$$

$$P_{hidraulica} = \frac{736,5N}{0,000285023 \text{ m}^2} = \mathbf{2,584 \text{ Mpa}}$$

Debido a que el reparto en nuestro caso está configurado inicialmente al 0% y que ambas bombas de freno son del mismo diámetro, la presión hidráulica es la misma para cada circuito de frenado, tanto el delantero como el trasero. En caso de tener un reparto de frenado diferente al 0% o bombas de distinto diámetro o ambas condiciones, las presiones en el circuito delantero y trasero han de calcularse por separado teniendo en cuenta los diferentes valores de área y fuerza en cada bomba.

En caso de necesitarse modificar el reparto en el vehículo, este podrá realizarse mediante el giro de un mando conectado a un cable, el cual desplaza el rodamiento del repartidor de frenada favoreciendo el reparto hacia una de las dos bombas.

Se ha buscado este tipo de configuración 50/50 en pedal para evitar desalineamientos excesivos en el repartidor de frenada, quedando este en uso únicamente para realizar ajustes finos al realizar la puesta a punto del sistema de frenado en el momento de realizar los test convenientes en el vehículo una vez se encuentre finalmente construido.

Considerando que no hay pérdidas en el circuito hidráulico, el fluido incompresible y los conductos rígidos, la presión generada en la bomba de freno será la misma que reciban los pistones de la pinza de freno.

- **Fuerza ejercida por la pinza de freno**

Una vez obtenida la presión hidráulica en el circuito de freno se calcula la fuerza que genera la pinza de freno sobre la pastilla que aloja en su interior. La pinza de freno es un dispositivo que transforma la presión hidráulica en una fuerza mediante el movimiento de los pistones alojados en la misma, con lo que conociendo el área y la cantidad de estos pistones podemos conocer la fuerza que ejercer estos sobre la pastilla de freno.

A la hora de realizar el cálculo de la fuerza ejercida por la pinza de freno, se tendrá en cuenta inicialmente solo la mitad de la pinza de freno, la fuerza que se ejercería sobre una cara del disco de freno. Las expresiones para calcular la fuerza sobre una cara del disco de freno de cada uno de los ejes son las siguientes:

$$F_{p_{delantera}} = n^{\circ} \text{ pistones} \times A_{\text{pistón}} \times P_{\text{hidraulica}}$$

$$F_{p_{trasera}} = n^{\circ} \text{ pistones} \times A_{\text{pistón}} \times P_{\text{hidraulica}}$$

Donde:

F_p , Fuerza ejercida por media pinza de freno, N

n° pistones, número de pistones de media pinza de freno

A pistón, Área del pistón de la pinza de freno, m^2

$P_{hidraulica}$, Presión hidráulica del circuito de freno

Para realizar el cálculo de la fuerza que ejerce la pinza se procede entonces a calcular las áreas de los pistones tanto de las pinzas delanteras como traseras, las pinzas elegidas en nuestro proyecto son las siguientes, para el eje delantero se ha escogido unas pinzas de la marca Wilwood modelo gp320 el cual consta de cuatro pistones de 1,25 pulgadas, lo que resulta ser 31,75 mm. En el eje trasero se ha optado por el modelo brebbo p34 de dos pistones con un diámetro de 34 mm por pistón. Las áreas de los pistones de la mitad de cada pinza resultan:

$$Area\ de\ pistón\ pinza\ delantera = \pi \left(\frac{31,75}{2} \right)^2 = 791,73\ mm^2$$

$$Area\ de\ pistón\ pinza\ trasera = \pi \left(\frac{34}{2} \right)^2 = 907,92\ mm^2$$

Habiéndose obtenido las áreas de los pistones de ambas pinzas la fuerza realizada por cada mitad de pinza resulta:

$$Fp_{delantera} = 2 \times 791,73\ mm^2 \times 2,584\ Mpa = 4091,67N$$

$$Fp_{trasera} = 1 \times 907,92\ mm^2 \times 2,584\ Mpa = 2346,07\ N$$

En media pinza delantera se tienen dos pistones por lado en cambio en media pinza trasera se tiene un único pistón es por ello que la fuerza de la pinza delantera se encuentra multiplicada por dos en este caso.

- **Fuerza de fricción entre pastilla y disco**

Conociendo la fuerza ejercida por la mitad de la pinza de freno se dispone a realizar el cálculo de la fuerza de fricción provocada por el contacto de la pastilla de freno y una cara del disco de freno.

La fricción se calcula mediante la expresión de la ley de Coulomb de la fricción, la cual dice que la fuerza de fricción resulta del producto de la fuerza normal aplicada sobre las superficies en contacto y el coeficiente de rozamiento entre estas, siendo esta para nuestro caso:

$$Ff_{delantera} = \mu Fp_{delantera}$$

$$Ff_{trasera} = \mu Fp_{trasera}$$

Donde:

Ff, Fuerza de fricción pastilla-disco sobre la mitad del disco, N.

μ , Coeficiente de rozamiento pastilla-disco.

Fp, Fuerza ejercida por media pinza de freno, N.

Los valores de la fricción entre la pastilla y el disco de freno varían con la temperatura, por ello hemos tomado en nuestros cálculos el valor de fricción medios de la pastilla de freno, resultando ser de 0,54 para las pastillas delanteras y 0,47 en el caso de las pastillas traseras.

Una vez calculada la fuerza de media pinza y conociéndose los valores del coeficiente de rozamiento de cada una de las pastillas se obtiene que:

$$Ff_{delantera} = 0,54 \times 4091,67 = \mathbf{2209,5\ N}$$

$$Ff_{trasera} = 0,47 \times 2346,07 = \mathbf{1102,65\ N}$$

- **Momento de frenado sobre el eje de giro de la rueda**

El momento de frenado que ejercerá la fuerza de fricción generada por el contacto entre la pastilla y el disco sobre el eje de giro del disco de freno, viene dado por la acción de esta fuerza y la distancia desde el eje de giro hasta el radio efectivo del disco de freno.

Debido a que hemos calculado la fuerza de fricción sobre una cara del disco, a la hora de calcular el momento ejercido sobre una de las ruedas de uno de los ejes hemos de tener en cuenta ambas caras de cada disco de freno por cada rueda, con lo que el valor de la fuerza de fricción resulta ser el doble, con

esto en cuenta la expresión para calcular el momento de frenado sobre una rueda resulta:

$$Mf_{delantero} = 2 Ff_{delantera} Ref$$

$$Mf_{trasero} = 2 Ff_{trasera} Ref$$

Donde:

Mf, Momento de frenado sobre el eje de la rueda, Nm

Ff, Fuerza de fricción pastilla-disco sobre la mitad del disco, N

Ref, Radio efectivo, m

El radio efectivo es el lugar geométrico sobre el disco de freno en el que se concentra la presión realizada por los pistones del disco de freno sobre el disco. Siendo este el lugar donde se aplica la fuerza de fricción entre la pastilla y el disco. El cálculo del radio efectivo de un disco de freno viene dado por la siguiente expresión.

$$Ref = \frac{2 (Re^3 - Ri^3)}{3(Re^2 - Ri^2)}$$

Donde:

Ref, Radio efectivo, m

Re, Radio externo de contacto entre la pastilla con el disco de freno, m

Ri, Radio interno de contacto entre la pastilla con el disco de freno, m

Antes de calcular el radio efectivo hemos de calcular el tamaño aproximado del disco de freno que necesitaremos en cada eje que logren los pares de frenado necesarios para decelerar al ritmo deseado, 1,6G.

Para ello igualaremos las expresiones del par de frenado necesario sobre cada uno de los ejes calculado en el apartado dinámica de la frenada y lo dividiremos entre dos discos alojados en cada eje, con el par generado por un

disco de freno de nuestro sistema de frenado dimensionado, dejando las expresiones en función del radio efectivo. Obteniéndose la expresión siguiente:

- Eje delantero

$$\frac{Td}{2} = Mf_{delantero}$$

Donde:

Td , Par de frenado sobre el eje delantero, Nm

$Mf_{delantero}$, Par de frenado generado sobre una rueda del eje delantero, Nm

Sabemos que:

$$Mf_{delantero} = 2 Ff_{delantera} Ref,d$$

Donde:

Ref,d , Radio efectivo disco rueda delantera, mm

Con lo que sustituyendo obtenemos:

$$\frac{Td}{2} = 2 Ff_{delantera} Ref,d$$

Despajando en función del radio efectivo obtenemos finalmente:

$$Ref,d = \frac{Td}{4 Ff_{delantera}}$$

- Eje trasero

$$\frac{Tt}{2} = Mf_{trasero}$$

Donde:

Tt , Par de frenado sobre el eje delantero, Nm

$Mf_{trasero}$, Par de frenado generado sobre una rueda del eje trasero, Nm

Sabemos que:

$$Mf_{trasero} = 2 Ff_{trasera} Ref,t$$

Con lo que sustituyendo obtenemos:

$$\frac{Tt}{2} = 2 Ff_{trasera} Ref,t$$

Despajando en función del radio efectivo obtenemos finalmente:

$$Ref,t = \frac{Tt}{4 Ff_{trasera}}$$

Una vez establecido el método para dimensionar los discos de freno realizamos el cálculo del radio efectivo de los discos necesarios en cada uno de los ejes. Sustituyendo obtenemos estos valores para los radios efectivos en ambos ejes.

- Diámetro efectivo de disco delantero

$$\mathbf{Ref, d} = \frac{Td}{4 Ff_{delantera}} = \frac{858,45 Nm}{4 (2209,5 N)} = 0,09713 m = 97,13 mm$$

$$\mathbf{Def, d} = 2 0,09713 m = 0,19426 m = 194,26 mm$$

- Diámetro efectivo de disco trasero

$$\mathbf{Ref, t} = \frac{Tt}{4 Ff_{trasera}} = \frac{367,486 Nm}{4 (1102,65 N)} = 0,0833 m = 83,3 mm$$

$$\mathbf{Def, t} = 2 0,0833 m = 0,166 m = 166 mm$$

El cálculo realizado anteriormente nos da como resultado los diámetros efectivos que con los parámetros que hemos dimensionado en nuestro sistema de freno, fuerza ejercida por el piloto, palanca, diámetro tanto de bombas como de pinzas, se lograría el bloqueo en ambos ejes al mismo tiempo.

Por ello se escogen discos de 240 mm de diámetro para el eje delantero y de 190 mm en el eje trasero.

El diámetro externo del disco de freno ha de hacerse coincidir con el radio externo de la pastilla de freno, aprovechando de esta manera el momento máximo sobre el eje de giro de la rueda. El radio interno para el cálculo del radio efectivo de cada uno de los discos elegidos dependerá de la altura del material de fricción de la pastilla.

En el caso de las pastillas de las pinzas delanteras, wilwood gp320, la altura es de 40 mm. Las pastillas traseras de las pinzas brebmo p34 en su caso tienen una altura de 34 mm, según fabricante en ambos casos.

Así que finalmente los radios efectivos reales de nuestros discos de freno resultan ser:

- Diámetro efectivo del disco delantero real

$$Ref, d = \frac{2 (Re, d^3 - Ri, d^3)}{3(Re, d^2 - Ri, d^2)} = \frac{2 (120^3 - 80^3)}{3 (120^2 - 80^2)} = 101,33 \text{ mm}$$

$$Def, d = 202,66 \text{ mm}$$

- Diámetro efectivo del disco trasero real

$$Ref, t = \frac{2 (Re, t^3 - Ri, t^3)}{3(Re, t^2 - Ri, t^2)} = \frac{2 (95^3 - 60^3)}{3 (95^2 - 60^2)} = 78,82 \text{ mm}$$

$$Def, t = 157,64 \text{ mm}$$

Tras el cálculo de los diámetros efectivos reales de los discos escogidos, se calcula finalmente en par de frenado sobre el eje de giro de la rueda obteniéndose en cada caso:

- Momento de frenado sobre una rueda del eje delantero

$$Mf_{delantero} = 2 Ff_{delantera} Ref, d ;$$

$$Mf_{delantero} = 2 \cdot 2209,5 \text{ N} \cdot 0,1013 \text{ m} = 447,79 \text{ Nm}$$

- Momento de frenado sobre una rueda del eje trasero

$$Mf_{trasero} = 2 Ff_{trasera} Ref, t ;$$

$$Mf_{trasero} = 2 \cdot 1079,19 \text{ N} \cdot 0,07882 \text{ m} = 170,1176 \text{ Nm}$$

Como en cada uno de los ejes tenemos dos ruedas en cada uno de ellos los valores del momento de frenado generado por nuestro sistema de freno sobre cada eje resulta:

$$M_{f_{eje\ delantero}} = 2 M_{f_{delantero}} = 2 \cdot 447,7 \text{ Nm} = 895,58 \text{ Nm}$$

$$M_{f_{eje\ trasero}} = 2 M_{f_{trasero}} = 2 \cdot 160,95 \text{ Nm} = 340,235 \text{ Nm}$$

Conociendo los pares de frenado sobre cada eje, se procede a realizar el cálculo de la fuerza de frenado que produce el rozamiento entre el neumático y la calzada sobre el vehículo.

- **Cálculo de la fuerza de rozamiento neumático-calzada**

Conociéndose el par de frenado sobre el eje producido por la fricción entre la pastilla de freno y el disco, se determina la fuerza de rozamiento entre el neumático y la calzada. El disco de freno se encuentra unido al cubo de la rueda (hub) y este a su vez a la llanta y neumático del vehículo. Si consideramos que estos elementos se encuentran rígidamente unidos, el par de frenado es constante a todo el conjunto de elementos en rotación.

Esta fuerza de rozamiento entre neumático y calzada es la encargada de transmitir la deceleración al vehículo, ya que esta se opone a la inercia del vehículo oponiéndose al giro de la rueda el mismo. El cálculo de la misma se realiza mediante la relación entre el momento de frenado y el radio del neumático resultando:

- Fuerza rozamiento neumático calzada del eje delantero

$$F_{f_{eje\ delantero}} = \frac{M_{f_{eje\ delantero}}}{Rn_{delantero}} = \frac{895,58 \text{ Nm}}{0,26035 \text{ m}} = 3439,91 \text{ N}$$

- Fuerza rozamiento neumático calzada del eje trasero

$$F_{f_{eje\ traseo}} = \frac{M_{f_{eje\ traseo}}}{Rn_{traseo}} = \frac{321,9\ Nm}{0,26035\ m} = 1306,83\ N$$

Conocidos los valores de la fuerza de rozamiento que genera el neumático con la calzada de nuestro sistema de frenado, comparando estos valores con los obtenidos en el apartado de dinámica de la frenada sobre la fuerza de rozamiento entre neumático y calzada, los cuales representan los valores de la fuerza que aprovechan el límite de tracción del neumático ($\mu=1.6$), podemos establecer si existe un sobrefrenado en alguno de los ejes (bloqueo) o una frenada estable.

- Comprobación de bloqueo eje delantero

$$F_{roz,d} = 3381,22\ N \quad F_{f_{eje\ delantero}} = 3439,11\ N$$

$$3381,22\ N < 3439,11\ N$$

SOBREFRENADO EJE DELANTERO

- Comprobación de bloqueo eje delantero

$$F_{roz,d} = 1327,58\ N \quad F_{f_{eje\ delantero}} = 1306,83\ N$$

$$1327,58\ N > 1306,83\ N$$

FRENADA ESTABLE EJE TRASERO

Como podemos observar producto de la comprobación realizada, obtenemos un sobrefrenado en el eje delantero y frenada estable en el eje trasero.

Esto indica que aplicando el piloto una fuerza de 50 kg y con el dimensionamiento realizado del sistema de frenado, se bloquea el eje delantero debido a que se sobrepasa la capacidad de tracción de los neumáticos en este eje, mientras que mantenemos una frenada estable del eje trasero. Este comportamiento es el deseable del sistema de frenada de nuestro vehículo, es preferible tener un balance predominantemente delantero para evitar en caso de bloqueo la pérdida de control del vehículo inducida por el efecto de sobreviraje que resultaría de un bloqueo en el eje posterior del vehículo.

Comportamiento del sistema de frenado dimensionado

Habiéndose realizado el dimensionamiento del sistema de frenado, a continuación, se presentarán una serie de gráficos que ayudarán a visualizar el comportamiento del vehículo durante el proceso de desaceleración de manera sencilla.

Se representarán tanto los pares de frenada que se obtienen respecto a la fuerza ejercida por el piloto en el pedal de freno, la desaceleración que se obtiene a través del sistema respecto a la fuerza ejercida por el piloto, la distancia de frenado ideal teórica considerando únicamente una deceleración constante al máximo objetivo, 1,6 g y también considerando el tiempo de reacción del piloto y el tiempo de respuesta, presurización, del circuito hidráulico.

- **Par de frenado en cada eje según fuerza aplicada en el pedal**

Se presenta en este gráfico los pares de frenado que se obtienen en cada uno de los ejes respecto a la fuerza aplicada en el pedal por el piloto, así como el par de bloqueo teórico de las ruedas en cada eje conforme a la tracción disponible en cada uno de ellos resultando:

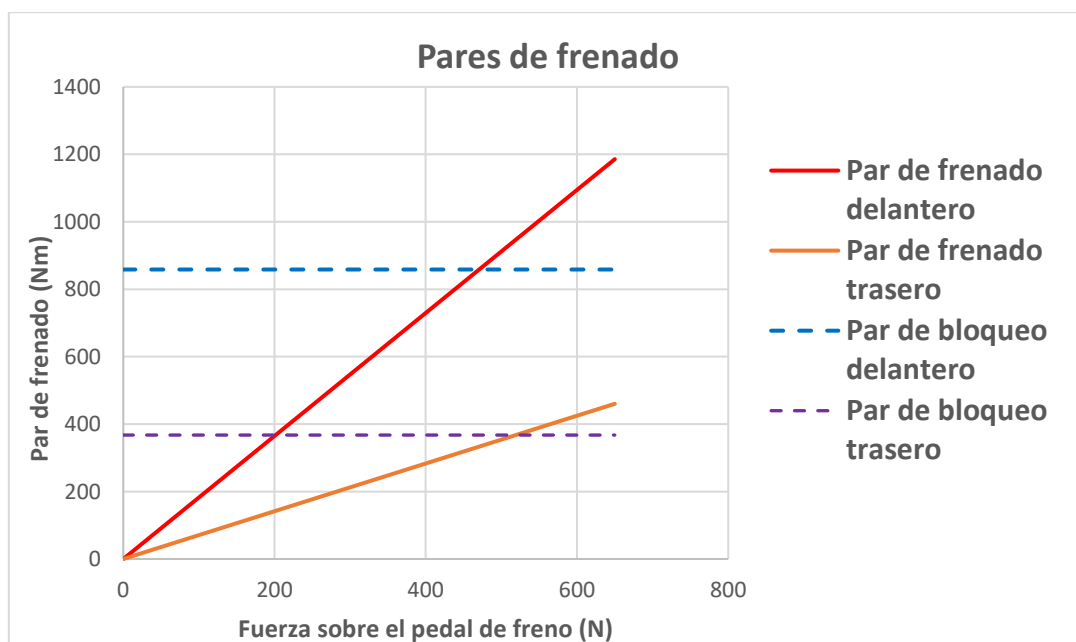


Gráfico 1. Pares de frenado respecto a la fuerza en el pedal

Como se observa en la gráfica a misma fuerza ejercida sobre el pedal de freno el par desarrollado en el eje delantero respecto al trasero resulta ser mayor, la pendiente de la recta es más pronunciada lo que nos indica que el reparto de frenada es predominantemente delantero, en nuestro caso la proporción es de aproximadamente 72,03% delantero y 27,97% trasero.

Deceleración según fuerza aplicada por el piloto

El siguiente gráfico nos muestra la fuerza que debe realizar el piloto respecto a la deceleración que se obtiene en el vehículo en valor de G (adimensional), en un supuesto de caso ideal, donde la deceleración es constante desde el momento que comienza la frenada, resultando:

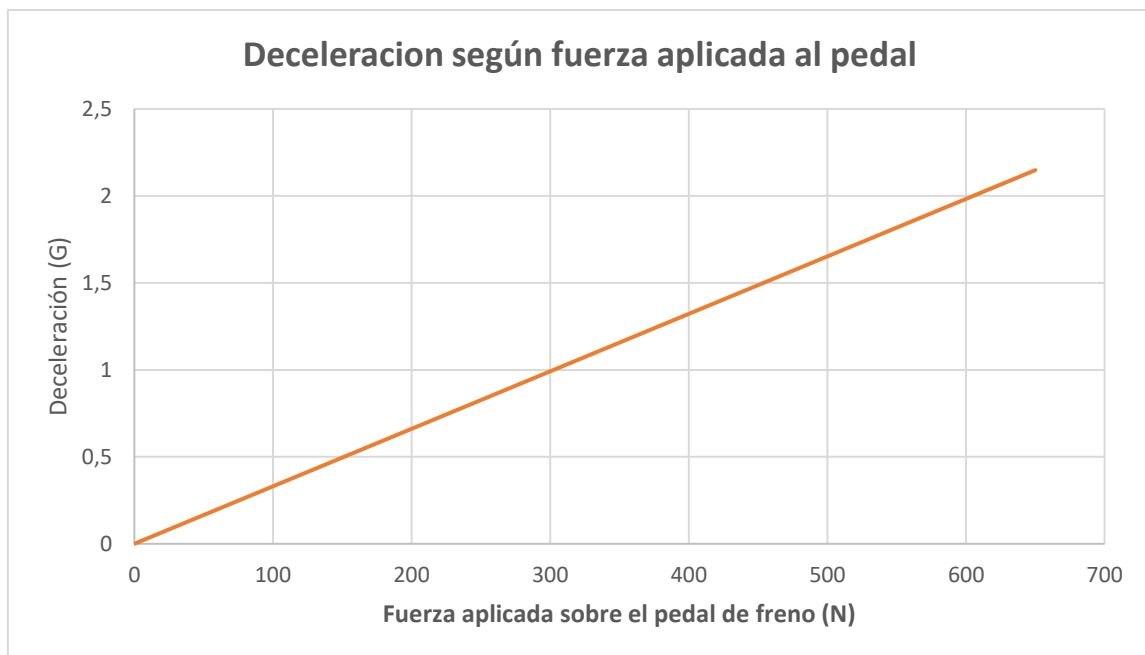


Gráfico 2. Pares de frenado respecto a la fuerza en el pedal

- **Distancia de frenado**

En este caso se mostrarán dos gráficos en el que se observa como se comporta la distancia de frenado respecto a la velocidad inicial del vehículo. Se presentarán tanto un caso ideal, donde solo se tiene en cuenta el proceso de frenada del vehículo y un caso donde se tendrán en cuenta aparte los tiempos de reacción del piloto, tiempo desde que se encuentra un obstáculo hasta que se comienza la frenada, de aplicación de del sistema de freno que resulta ser el

tiempo que tarda el piloto en accionar el pedal de freno, así como el tiempo de respuesta del sistema, que sería el tiempo que tarda el sistema de frenado en presurizar el circuito hidráulico.

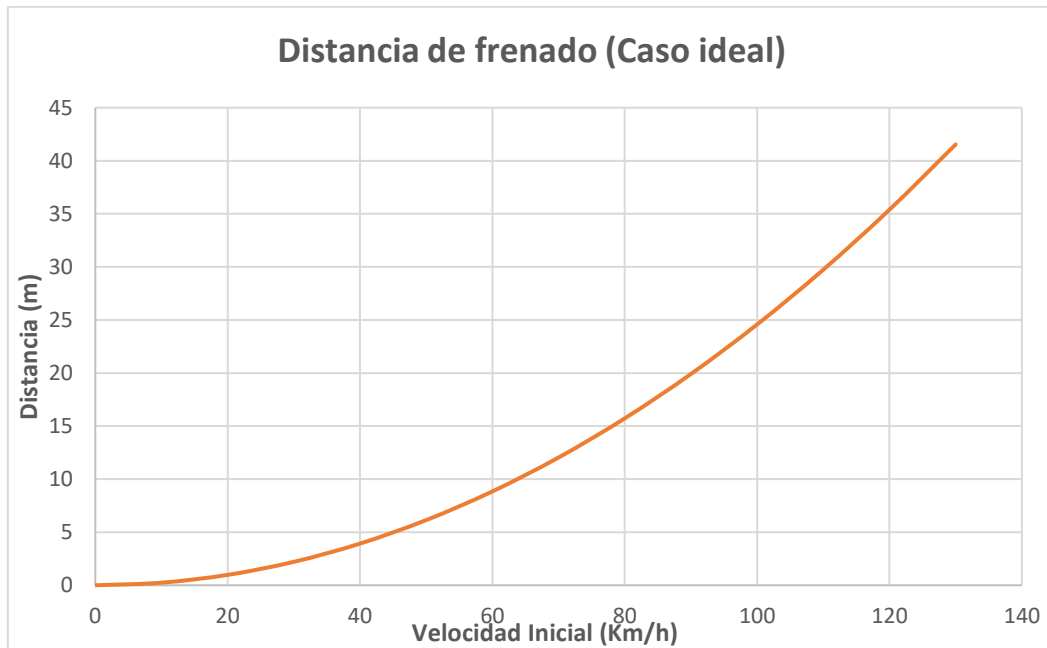


Gráfico 3. Distancia de frenado (Caso ideal)

Como podemos observar en la gráfica para una velocidad de 100 km/h el vehículo recorre una distancia de unos 24,58 m. La distancia de frenado aumenta de manera exponencial respecto a la velocidad del vehículo, esto se debe a que la distancia de frenado responde a la siguiente expresión:

$$Df = \frac{V_o^2}{2av}$$

Donde:

Df, Distancia de frenado, m.

Vo, Velocidad inicial del vehículo, m/s.

av, Deceleración del vehículo, m/s².

Esta distancia resulta únicamente de la aplicación del sistema de frenado.

En el siguiente caso se expone la distancia de parada teniendo en cuenta los tiempos de reacción del piloto, de aplicación y de respuesta del sistema de frenado.

Esta distancia se ha calculado según la fórmula que describió el autor Rudolph Limpert en su libro, Brake design and safety, resultando ser ésta:

$$S_t = V_1(t_r + t_a + t_b / 2) + V_1^2 / 2a_{max}$$

Donde como podemos observar $V_1^2 / 2a_{max}$ se corresponde con la distancia de frenado anteriormente calculada, siendo el resto de términos:

S_t , Distancia de frenado, m.

V_1 , Velocidad Inicial, m/s.

T_r , Tiempo de reacción del piloto, s.

T_a , Tiempo de aplicación del sistema de freno, s.

T_b , Tiempo de respuesta del sistema de frenado (presurización), s.

Los tiempos que se han tomado para la representación de la siguiente gráfica han sido de:

$T_r = 0,5$ segundos.

$T_a = 0,1$ segundos.

$T_b = 0,2$ segundos.

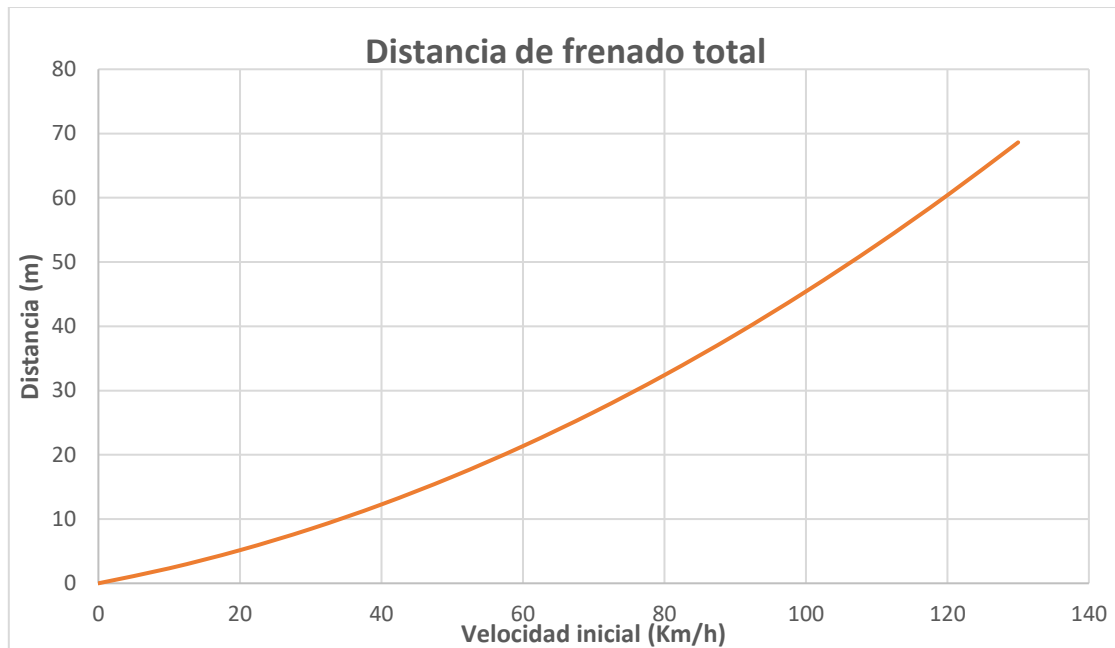


Gráfico 3. Distancia de frenado total.

Si bien en el caso anterior para una velocidad de unos 100 Km/h la distancia de frenado resultaba ser de unos 24,23 m, en este caso la misma aumenta hasta los 45,41 m prácticamente doblando la distancia respecto al proceso de solo frenada.

Con esto podemos observar que se hace de vital importancia no solo el correcto funcionamiento del sistema de frenado sino también la importancia de minimizar en la medida de lo que es posible todos los tiempos de respuesta del sistema, dado que hasta que este no se aplica de manera correcta el vehículo recorre una larga distancia antes de la intervención del sistema de frenado, por ello se hace importante que el sistema de frenado sea robusto eliminando en la medida de lo posible cualquier defecto de conformidad, juegos o falta de rigidez en cualquier parte del sistema que produzcan que el tiempo de respuesta del mismo se eleve.

- **Curva de equiadherencia**

El siguiente en la serie de gráficos que se muestran es la curva de equiadherencia del sistema de frenado del vehículo. Esta representa los pares de puntos donde tanto en las ruedas del eje delantero como del eje trasero se produce el bloqueo simultaneo de las mismas, aprovechándose la máxima capacidad de tracción de los neumáticos de ambos ejes en todo momento.

La capacidad de tracción de los neumáticos depende de la adherencia de estos con la calzada, lo cual depende de la fuerza normal y el coeficiente de rozamiento.

Debido a que la carga en cada uno de los ejes varía durante el proceso de frenada debido a la transferencia de peso desde el eje trasero hacia el eje delantero, la capacidad de adherencia de los neumáticos de ambos ejes varía con la deceleración.

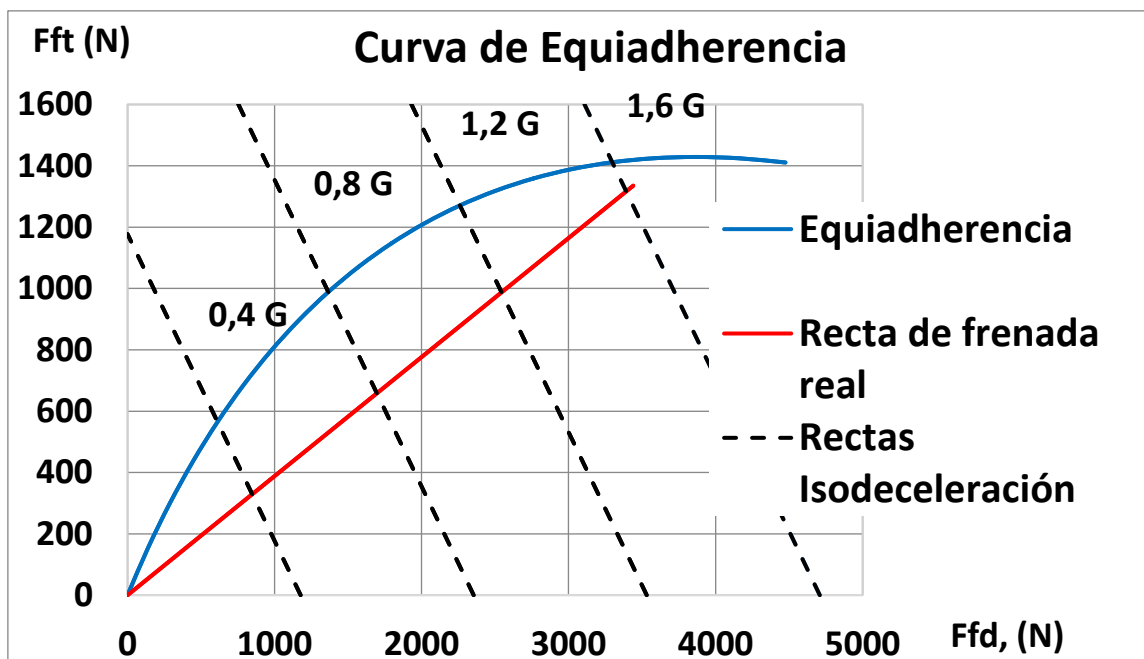


Gráfico 4. Curva de equiadherencia.

Como podemos observar en el gráfico la recta de frenada real se sitúa por debajo de la curva de equiadherencia, esto nos indica que en todo momento nos encontramos en una situación de sobrefrenado en el eje delantero, lo cual es deseable para evitar la pérdida de control del vehículo.

La distancia entre la recta de freno real y la curva de equiadherencia indica el no aprovechamiento de la capacidad de tracción del neumático trasero. El sistema de frenado ha sido optimizado para perder la mínima tracción posible en dicho eje a la deceleración máxima objetivo de 1,6 G, observando la gráfica podemos ver que a una deceleración de 1,6 G la distancia con la curva de equiadherencia es muy pequeña con lo que estaríamos aprovechando la tracción de los neumáticos de ambos ejes con un ligero sobrefrenado en el eje delantero.

Cálculo del incremento de temperatura en parada simple del sistema de frenado

Como se explicó en el capítulo Dinámica de la frenada aplicada a un vehículo de tipo Formula Student de la memoria, el incremento de temperatura del disco de freno depende principalmente entre otros factores de la energía cinética del vehículo en el inicio de la frenada.

En este capítulo se calculará el incremento de temperatura del vehículo en parada simple es decir, desde una velocidad inicial determinada a cero.

Las hipótesis tomadas a la hora de realizar el cálculo son:

- Los discos de freno absorben la totalidad de la energía cinética, No se consideran pérdidas de energía en otros elementos del vehículo o sistema de frenado
- No se considera el enfriamiento por convección forzada ni ningún otro mecanismo de transmisión de calor durante la misma.
- Se aproxima el peso del disco al peso de la banda de fricción del mismo a la corona circular que hace de interfase entre el disco y la pastilla.
- Se estima un peso del conjunto vehículo piloto de 300 kg al igual que en el dimensionamiento del sistema de frenado

Debido a las hipótesis establecidas el resultado del incremento de la temperatura deberá resultar ser mayor a priori al real que se obtenga a través de

la realización de tests sobre el vehículo debido a la no consideración del enfriamiento por transferencia y al asumir que toda la energía es absorbida por el disco, esto nos ofrece cierto factor de seguridad.

Se comienza realizando el cálculo de la energía cinética del vehículo para distintas velocidades asumiendo como velocidad máxima 130 km/h la cual es difícilmente alcanzable en las diferentes pruebas de Formula Student ofreciéndonos nuevamente un margen de seguridad.

El cálculo de la energía cinética viene dado por:

$$\text{Energía cinética} = \frac{1}{2} m v^2$$

Siendo:

m, Masa del vehículo

v, Velocidad del vehículo

Las energías cinéticas obtenidas a distintas velocidades para el vehículo de tipo Formula Student pueden consultarse en la siguiente tabla:

Velocidad Inicial Energía Cinética

| v(km/h) | v (m/s) | Ec (J) |
|---------|-------------|-------------|
| 0 | 0 | 0 |
| 10 | 2,77777778 | 1157,407407 |
| 20 | 5,55555556 | 4629,62963 |
| 30 | 8,33333333 | 10416,66667 |
| 40 | 11,11111111 | 18518,51852 |
| 50 | 13,88888889 | 28935,18519 |
| 60 | 16,66666667 | 41666,66667 |
| 70 | 19,44444444 | 56712,96296 |
| 80 | 22,22222222 | 74074,07407 |
| 90 | 25 | 93750 |
| 100 | 27,77777778 | 115740,7407 |
| 110 | 30,55555556 | 140046,2963 |
| 120 | 33,33333333 | 166666,6667 |
| 130 | 36,11111111 | 195601,8519 |

Obteniendo la energía absorbida por el disco de freno y habiendo considerado que el disco es quien absorbe toda la energía, el balance de energía resulta:

$$\text{Energía absorbida} = Md C_p \Delta T$$

Donde:

Md, masa de los componentes que absorben energía (Disco)

Cp, Calor específico del material que absorbe energía (Disco)

ΔT , Incremento de temperatura de los componentes durante el proceso de frenado

Con lo que obtenemos sustituyendo la energía cinética:

$$\frac{1}{2} m v^2 = Md C_p \Delta T$$

Obteniéndose el incremento de temperatura durante la frenada como:

$$\Delta T = \frac{\frac{1}{2} m v^2}{Md C_p}$$

Habiéndose calculado la energía cinética hemos de conocer los valores del calor específico de los discos de freno y su masa.

Los discos de frenos escogidos se conoce que están fabricados en acero inoxidable, el fabricante no proporciona datos sobre la aleación utilizada en su fabricación pero por norma general los discos de motocicleta fabricados en este material suelen utilizar aceros inoxidables de la serie 4xx ya que de entre las familias de acero inoxidable son las que poseen mejores características respecto al comportamiento térmico del mismo, esta familia de aceros inoxidables son las que poseen una mayor conductividad térmica con lo que lo hace interesante a la hora de fabricar los discos.

Se toma el valor del calor específico finalmente de 460J/g°C el cual se corresponde al acero inoxidable de tipo 420, este dato ha sido extraído de matweb.com.

Para el cálculo de la masa tomamos la densidad de este mismo acero la cual es de 7740 kg/m^3 .

La obtención del volumen de acero de la banda de fricción de cada disco de freno se obtiene de la siguiente manera:

$$\text{Volumen} = \pi (r_{ext}^2 - r_{int}^2) \text{ espesor disco}$$

Los discos seleccionados en el sistema de frenado son de 240mm en el eje delantero y 190 mm en el eje trasero respectivamente con espesores de 5 mm cada disco.

La altura de la pastilla de freno es de 40 mm en el disco delantero y de 35 mm en el disco trasero, lo que resulta en unos radios internos de 100 mm en el disco delantero y de 77,5 mm del disco trasero.

Finalmente se obtiene unos volúmenes de:

$$\text{Volumen disco delantero} = 6,9 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\text{Volumen disco trasero} = 4,74 * 10^{-5} \text{ m}^3$$

Con lo que obtenemos finalmente multiplicando por la densidad una masa en la banda de fricción del disco de freno de delantero y trasero de:

$$\text{Masa disco freno delantero} = 0,535 \text{ kg}$$

$$\text{Masa disco freno trasero} = 0,367 \text{ kg}$$

Es probable que la masa de la banda de fricción del disco real se sitúe por encima de estos valores con lo que nuevamente nos ponemos del lado de la seguridad en el cálculo de la temperatura.

Conocemos los valores de las masas de los discos de freno y el calor específico de los mismos con lo que queda por determinar la cantidad de energía cinética que tiene que disipar cada eje. Esto se realiza conociendo el balance de frenada del vehículo se aplica cada coeficiente en tanto por uno a cada eje, el balance de frenada del vehículo en tanto por uno es de 0,72 en el eje delantero y 0,28 en el eje trasero con lo que se obtiene los valores presentados en la siguiente tabla.

Velocidad Inicial Energía cinética

| v(km/h) | v (m/s) | Ec eje del (J) | Ec eje tra (J) |
|----------------|----------------|-----------------------|-----------------------|
| 0 | 0 | 0 | 0 |
| 10 | 2,77777778 | 833,76961 | 323,637797 |
| 20 | 5,55555556 | 3335,07844 | 1294,551188 |
| 30 | 8,33333333 | 7503,92649 | 2912,740173 |
| 40 | 11,1111111 | 13340,3138 | 5178,204751 |
| 50 | 13,8888889 | 20844,2403 | 8090,944924 |
| 60 | 16,6666667 | 30015,706 | 11650,96069 |
| 70 | 19,4444444 | 40854,7109 | 15858,25205 |
| 80 | 22,2222222 | 53361,2551 | 20712,81901 |
| 90 | 25 | 67535,3384 | 26214,66155 |
| 100 | 27,7777778 | 83376,961 | 32363,7797 |
| 110 | 30,5555556 | 100886,123 | 39160,17343 |
| 120 | 33,3333333 | 120062,824 | 46603,84276 |
| 130 | 36,1111111 | 140907,064 | 54694,78769 |

Debido a que en cada eje tenemos dos discos de freno se obtiene una energía cinética por cada disco de cada eje de:

Velocidad Inicial Energía cinética

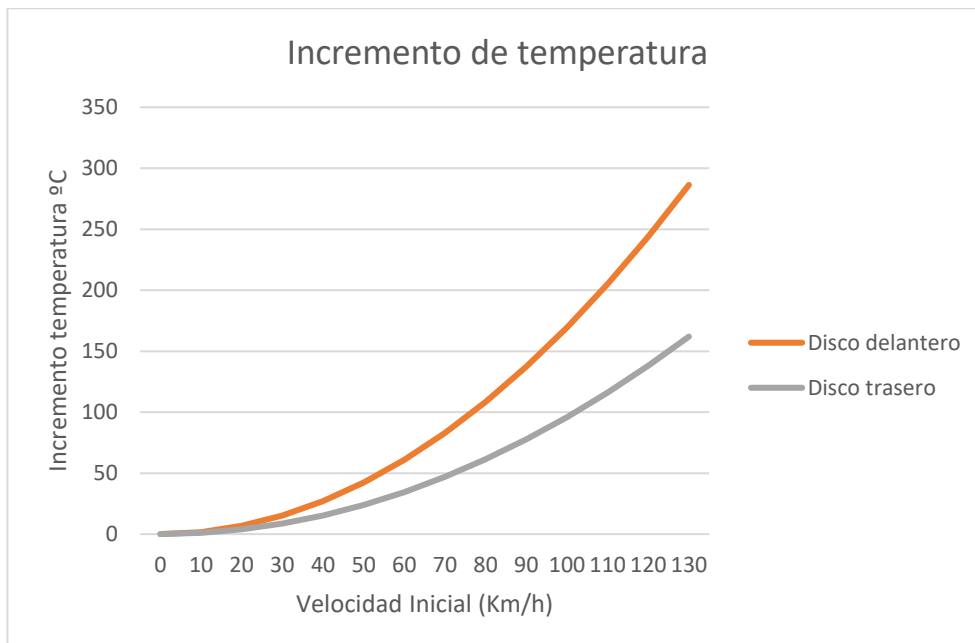
| v(km/h) | v (m/s) | Ec disco del (J) | Ec disco tra (J) |
|----------------|----------------|-------------------------|-------------------------|
| 0 | 0 | 0 | 0 |
| 10 | 2,77777778 | 416,8848052 | 161,8188985 |
| 20 | 5,55555556 | 1667,539221 | 647,2755939 |
| 30 | 8,33333333 | 3751,963247 | 1456,370086 |
| 40 | 11,1111111 | 6670,156884 | 2589,102376 |
| 50 | 13,8888889 | 10422,12013 | 4045,472462 |
| 60 | 16,6666667 | 15007,85299 | 5825,480345 |
| 70 | 19,4444444 | 20427,35546 | 7929,126026 |
| 80 | 22,2222222 | 26680,62753 | 10356,4095 |
| 90 | 25 | 33767,66922 | 13107,33078 |
| 100 | 27,7777778 | 41688,48052 | 16181,88985 |
| 110 | 30,5555556 | 50443,06143 | 19580,08672 |
| 120 | 33,3333333 | 60031,41195 | 23301,92138 |
| 130 | 36,1111111 | 70453,53208 | 27347,39384 |

Una vez obtenida la energía cinética absorbida por un disco se obtiene finalmente que el incremento de temperatura de parada simple de:

Incremento temperatura

| v(km/h) | v (m/s) | Disco delantero (°C) | Disco trasero (°C) |
|---------|-------------|----------------------|--------------------|
| 0 | 0 | 0 | 0 |
| 10 | 2,77777778 | 1,694122148 | 0,958480812 |
| 20 | 5,55555556 | 6,776488592 | 3,833923248 |
| 30 | 8,33333333 | 15,24709933 | 8,626327308 |
| 40 | 11,11111111 | 27,10595437 | 15,33569299 |
| 50 | 13,8888889 | 42,3530537 | 23,9620203 |
| 60 | 16,6666667 | 60,98839733 | 34,50530923 |
| 70 | 19,4444444 | 83,01198525 | 46,96555979 |
| 80 | 22,2222222 | 108,4238175 | 61,34277197 |
| 90 | 25 | 137,223894 | 77,63694577 |
| 100 | 27,7777778 | 169,4122148 | 95,8480812 |
| 110 | 30,5555556 | 204,9887799 | 115,9761782 |
| 120 | 33,3333333 | 243,9535893 | 138,0212369 |
| 130 | 36,1111111 | 286,306643 | 161,9832572 |

Se presenta un gráfico con el incremento de temperatura respecto a la velocidad inicial del vehículo previa a la parada.



Como podemos observar de los resultados el aumento de la temperatura respecto a la velocidad del vehículo resulta ser exponencial esto se debe al aumento exponencial de la energía cinética respecto a la velocidad como podemos comprobar a través de la expresión que permite su cálculo y como era previsible, el disco delantero es el que sufre un mayor stress térmico de los dos debido al reparto desigual de frenada, aun así el incremento de temperatura no supera los 300 °C en parada simple desde una velocidad de 130 km/h.

Considerando que trabajamos con cierto factor de seguridad en nuestros cálculos y las temperaturas obtenidas el sistema de frenado es completamente seguro, ya que las pastillas del eje delantero ofrecen buenas prestaciones de fricción hasta los 1200 Fahrenheit en el eje delantero, por encima de los 700 °C y de 400 °C en el eje trasero en cual se le calcula un incremento de unos 162 °C. Esto unido a que no se ha considerado la transferencia de calor y que presumiblemente el incremento de temperatura resulte realmente inferior nos proporciona confianza respecto al comportamiento térmico del sistema de frenada del vehículo.

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica

ANEXO II: CÁLCULOS DE TENSIONES EN LA PEDALERA

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE
UN VEHÍCULO FSAE**

AUTOR

Eliseo Gutiérrez González

TUTOR

Andrés Muñoz de Dios

Índice de anexo

| | |
|---|--------------|
| Cálculo de las fuerzas sobre el pedal de freno..... | 2-5 |
| Dimensionamiento del pedal de freno..... | 5-28 |
| - Brazo del pedal de freno..... | 5-13 |
| - Soporte lateral del pedal de freno..... | 13-18 |
| - Soporte de las bombas de freno..... | 18-22 |
| - Soporte del pedal pad..... | 23-24 |
| - Pedal pad..... | 24-26 |
| - Soporte del repartidor de frenada..... | 26-28 |
| Cálculo de las fuerzas sobre el pedal de freno..... | 28-30 |
| Dimensionamiento del pedal de acelerador..... | 30-33 |
| - Brazo de pedal del acelerador..... | 30-32 |
| - Soporte lateral del acelerador..... | 32-33 |
| Dimensionamiento del soporte del pedal de freno (perfil)..... | 34-39 |
| Dimensionamiento del soporte del pedal de acelerador (perfil)..... | 40-45 |
| Dimensionamiento de la estructura de soporte completa..... | 45-49 |
| Dimensionamiento de los tornillos de sujeción y ejes..... | 50-55 |
| Dimensionamiento de los cojinetes de los ejes..... | 55 |
| Resumen de resultados y pesos del conjunto..... | 56-57 |

El proceso seguido para realizar el dimensionamiento de la pedalera combina el uso de algunos cálculos manuales con la utilización de la herramienta del software Solidworks de cálculo de elementos finitos.

Dicho software ha sido utilizado tanto para el modelado de las piezas como para el cálculo de las tensiones y desplazamientos en cada uno de los modelos.

El material con el que se han realizado la mayor parte de las simulaciones es el aluminio de la aleación 6061 T6 material recogido en la librería del software, es cuál tiene estas características:

| | |
|-------------------------------|-------|
| Modulo elástico (Mpa) | 69000 |
| Coefficiente de Poisson | 0,33 |
| Densidad (Kg/m ₃) | 2700 |
| Límite de tracción (Mpa) | 310 |
| Límite elástico (Mpa) | 275 |

También se realizan simulaciones en las piezas que requieren soldadura con acero S275 siendo sus características:

| | |
|-------------------------------|--------|
| Modulo elástico (Mpa) | 210000 |
| Coefficiente de Poisson | 0,28 |
| Densidad (Kg/m ₃) | 7800 |
| Límite de tracción (Mpa) | 410 |
| Límite elástico (Mpa) | 275 |

Como podemos observar el acero posee una densidad casi tres veces superior sobre la aleación de aluminio con lo que si se desea realizar un diseño ligero resulta recomendable la utilización del mismo. El límite elástico es similar en este caso con lo que su resistencia a la plastificación resulta ser similar en ambos materiales. El módulo elástico de la aleación de aluminio es aproximadamente unas 2,5 veces menor que en el acero con lo que habrá que tener especial atención a los defectos de conformidad y desplazamientos del modelo durante el dimensionamiento con este material.

Se desea que el material trabaje dentro del límite elástico evitándose la plastificación en el material, es por ello que se establece un límite de 250 Mpa como tensión máxima que ha de soportar el material. Esto nos aporta un coeficiente de seguridad mínimo respecto a la plastificación de 1,1.

Debido a que en la realización del proyecto se intentan limitar los costes y que el diseño y manufactura resulte lo más simple posible se intentará utilizar un único espesor de chapa para conformar la pedalera o al menos la utilización del menor número de espesores de chapa posibles.

El espesor inicial de chapa considerado se establecerá como el que soporte el brazo del pedal de freno el cual a priori soportará las mayores tensiones.

El diseño y dimensionamiento finales han sido el resultado de numerosas iteraciones y cambios en el modelo hasta satisfacer los requisitos de diseño en optimización del peso de la pieza, además de asegurarnos trabajar dentro del límite elástico y tener unos desplazamientos relativamente bajos respecto al tamaño de cada pieza.

En este anexo de cálculo serán mostrados principalmente los resultados obtenidos por la última iteración del diseño de cada pieza, menos en los casos donde en el diseño se hayan producido alteraciones y optimizaciones importantes.

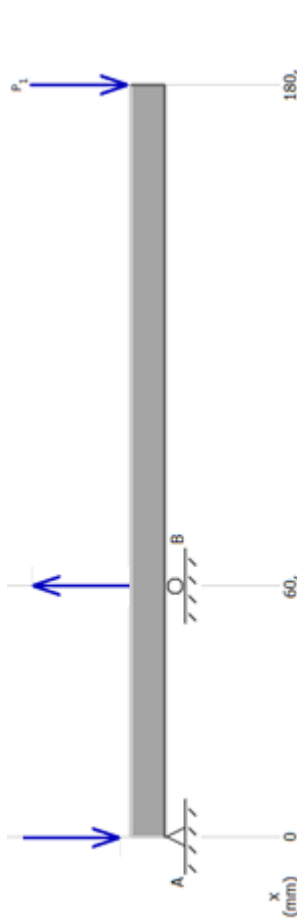
Cálculo de las fuerzas sobre el pedal de freno

A la hora de realizar el dimensionamiento de la pedalera del vehículo se comenzará realizando el cálculo y reacciones que ocurren sobre el pedal de freno dado que este es el más solicitado. La normativa específicamente estima que el pedal de freno debe de soportar una carga de 2000 N. A partir de este valor se calcularán las reacciones sobre el resto del pedal.

En nuestro caso nuestro pedal está compuesto por dos placas sobre las que la carga del pedal se distribuye de manera que cada una soporta 1000 N debido a la simetría del pedal y suponiendo que no tenemos cargas excéntricas.

El pedal se comporta como un viga restringida en el eje de giro del pedal, el soporte de las bombas actúa como punto de fulcro o de apoyo de la palanca y la carga es ejercida por el piloto en el extremo superior de la misma, con lo que realizando un balance de fuerzas y momentos sobre la misma podemos obtener las reacciones en los puntos A y B que se corresponden al eje y la reacción sobre el repartidor de frenada realizada por las bombas de freno.

El diagrama de sólido libre resulta de la siguiente manera:



$$P = 1000 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$P - R_B + R_A = 0$$

$$\sum MA = 0$$

$$60 R_B - 180 P = 0$$

$$R_B = \frac{180}{60} 1000 = 3000 \text{ N}$$

Sustituyendo en la primera ecuación obtenemos la reacción en el eje obteniéndose:

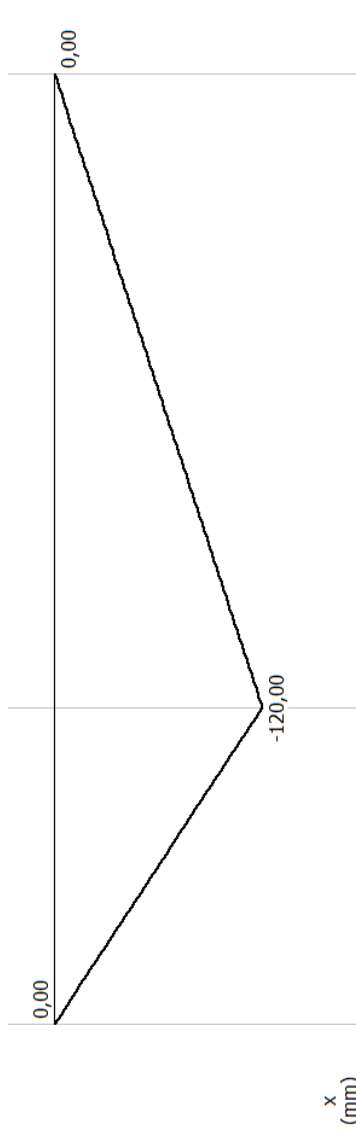
$$1000 - 3000 + R_A = 0$$

$$R_A = 2000 \text{ N}$$

Con lo que se obtiene unas fuerzas de reacción sobre una placa del pedal de 3000 N del repartidor de frenada sobre esta y de 2000 N sobre el eje del pedal. En el sistema completo obtenemos el doble de estas cantidades 4000 N sobre el eje y 6000 N sobre el repartidor.

Conociendo las fuerzas que interactúan sobre el pedal de freno podemos dimensionar los componentes del mismo, comenzando por el dimensionamiento de las piezas que componen el pedal de freno.

Una vez conocidas las fuerzas que se ejercen sobre el pedal, debemos determinar el espesor de la chapa necesario que soporte la carga sobre el pedal. Para el cálculo del espesor se considera una chapa de 40 mm de ancho. El diagrama de momento sobre el pedal queda de la siguiente manera.



$$MB = 1000 \text{ N} * 120 \text{ mm} = 120 \text{ Nm}$$

La inercia del perfil, chapa rectangular de 40 mm de altura y en función del espesor nos queda como:

$$I = \frac{b h^3}{12} = \frac{t * 0,04^3}{12} = 5,33 * 10^{-6} \text{ m}^3 t$$

La tensión máxima admisible del material es 275 Mpa con lo que el espesor de chapa mínimo resulta:

$$\sigma = \frac{M * Y}{I}$$

$$275000000 \text{ Pa} = \frac{120 \text{ Nm} * \frac{20}{1000} \text{ m}}{5,33 * 10^{-6} t}$$

$$t = 1,636 * 10^{-3} \text{ m} = 1,63 \text{ mm}$$

A priori obtenemos que el espesor mínimo de chapa a utilizar es de 2mm en espesores comerciales.

Para obtener el factor de seguridad calculamos en primer lugar la tensión que soporta una chapa de 2 mm de espesor, resultando:

$$\sigma = \frac{M * Y}{I}$$

$$\sigma = \frac{120 \text{ Nm} * 20/1000 \text{ m}}{1,066 * 10^{-8}} = 225140712,9 \text{ Mpa}$$

Habiendo obtenido la tensión sobre la chapa de 2 mm de espesor se calcula el FS (Factor de Seguridad) de la chapa de 2 mm dividiendo el límite elástico del material por la tensión máxima obtenida:

$$FS = \frac{275000000}{225140712,9} = 1,2214$$

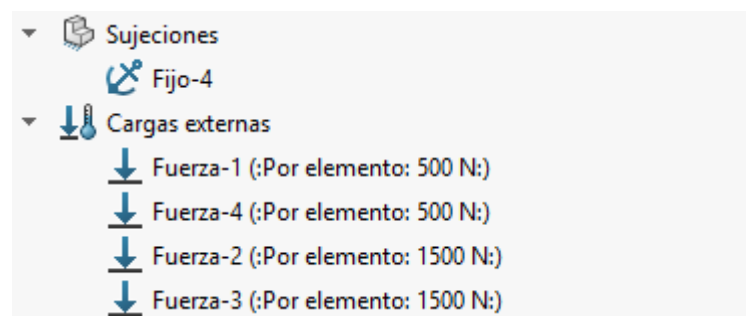
Habiendo obtenido el espesor mínimo de chapa necesario teórico, se realiza el dimensionamiento del pedal de freno mediante el cálculo de elementos finitos con la ayuda del paquete simulation del software solidworks.

Dimensionamiento del pedal de freno

Dado que en el diseño del pedal se basa en la unión mediante espaciadores tornillos y tuercas de las chapas metálicas que lo componen donde el pasador se encuentra atrapado a modo de sándwich entre las dos placas, se realizará el análisis de “medio pedal”, las cargas se dividen entre ambas placas por simetría del diseño siendo analizadas una de estas piezas tanto para el brazo del pedal como los soportes laterales del pedal.

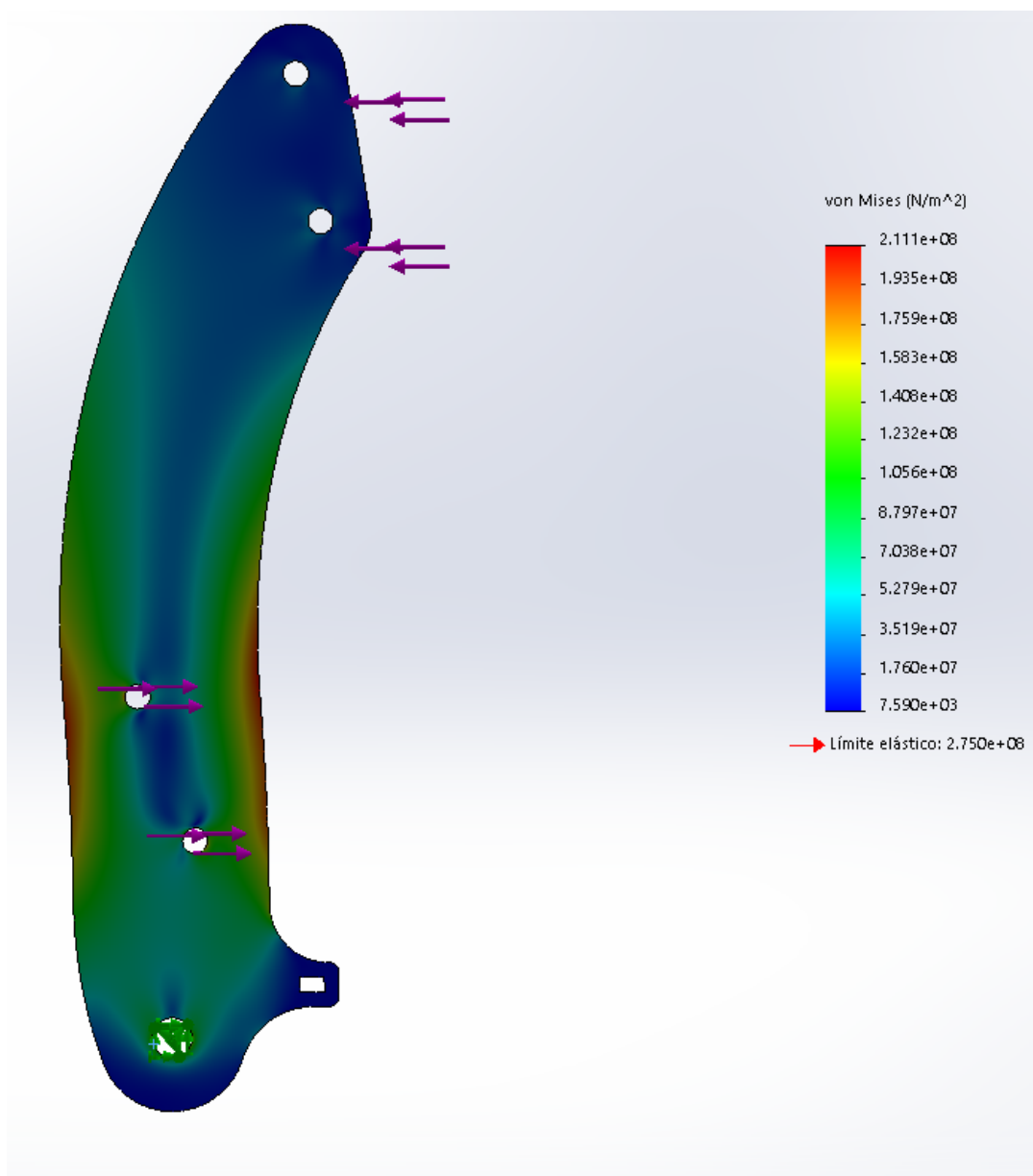
- Brazo del pedal de freno

Se ha comenzado dimensionando el brazo del pedal de freno debido a que las fuerzas generadas sobre este por parte del piloto serán las que a través de las distintas reacciones afecten al resto de piezas en ensamble. A continuación, se muestran y se describen las cargas y condiciones de contorno aplicadas al modelo.



Las condiciones de contorno aplicadas sobre el modelo ha sido la de geometría fija en el agujero del eje.

Las cargas aplicadas al modelo son, dos cargas de 500 N sobre los agujeros superiores del pedal que equivalen a 1 Kn sobre una de las placas de los 2 Kn de carga realizada por el piloto sobre el pedal. En los agujeros intermedios sobre los que se monta el repartidor de frenada la carga aplicada es de 1500 N sobre cada agujero, las direcciones de las mismas se pueden ver en la siguiente figura mostrada.



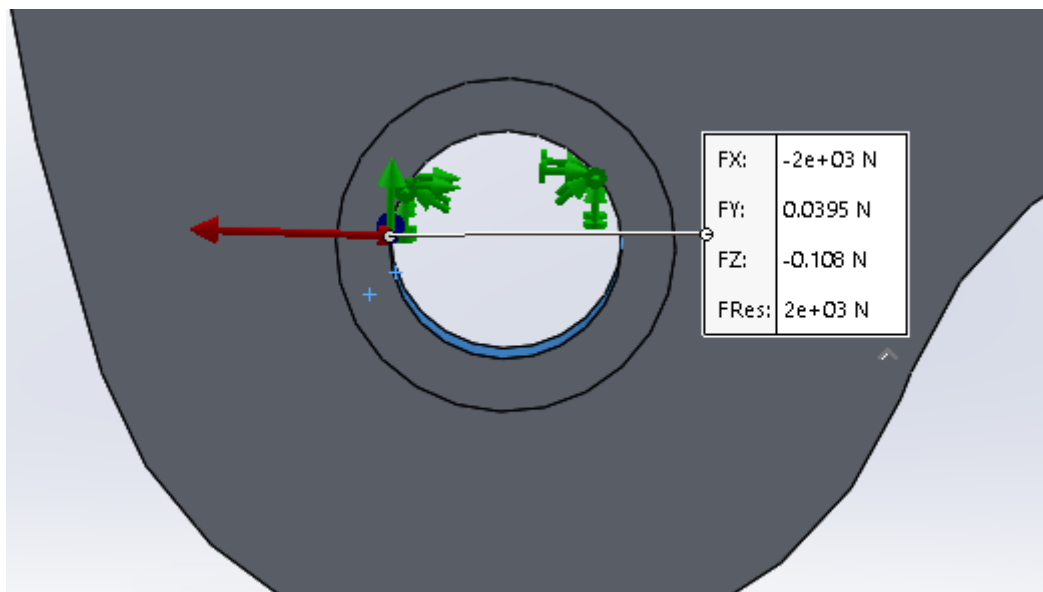
Tensiones de Von Misses

Como podemos ver a través de los resultados obtenidos por la simulación la deformación del pedal ocurre tal como se espera que suceda al actuar este como una palanca siendo el punto de apoyo las reacciones que ejercen las bombas de freno sobre este. Observamos que es en esa zona en los puntos más alejados de la fibra neutra donde se generan las mayores tensiones.

También podemos observar que la zona superior justo tras la aplicación de la fuerza por parte del piloto es una zona de bajas tensiones donde el material trabaja por debajo de su capacidad resultando en un lugar donde poder realizar una optimización del modelo rebajando el peso de la pieza.

El resultado obtenido sobre una iteración del modelo de brazo de pedal obtenida fue de una tensión máxima de 211,1 Mpa, si bien nos encontramos en este caso dentro del límite elástico del material, hay que observar que ocurre con los desplazamientos.

Comprobamos las reacciones obtenidas por el software para corroborar la validez de los resultados.



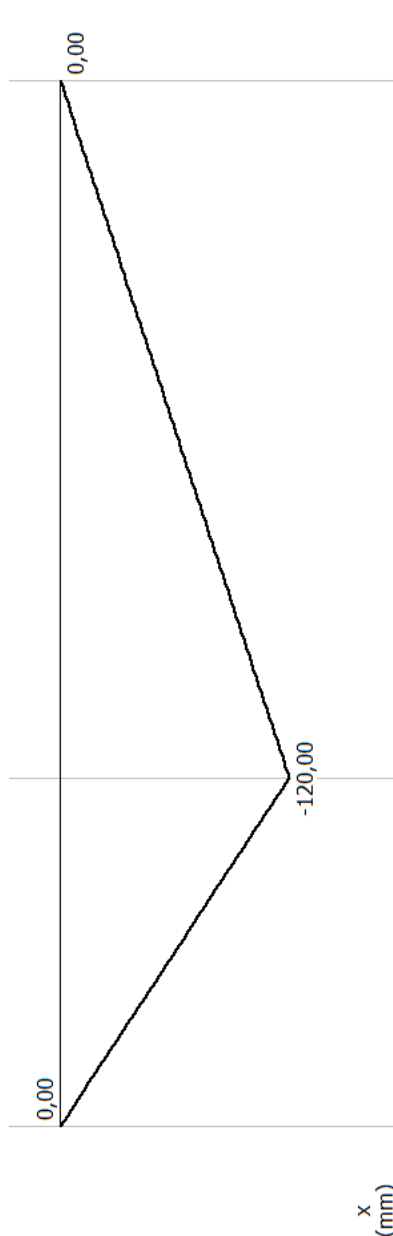
Como podemos observar en la figura se obtiene una reacción sobre el eje de 2000 N tal como se había calculado anteriormente.

A continuación, se mostrará un cálculo rápido de comprobación del resultado obtenido por el software y corroborar la correcta aplicación tanto de las cargas como las condiciones de contorno.

- Cálculos de comprobación.

Rescatando el diagrama de momentos tenemos:

El punto donde se aplica la mayor tensión sobre el perfil se encuentra en el punto donde se aplica la reacción por parte de las bombas de freno obteniéndose en ese punto un momento de 120 Nm.



La inercia de la sección de chapa de 40 mm del alto y 2 mm de espesor resulta:

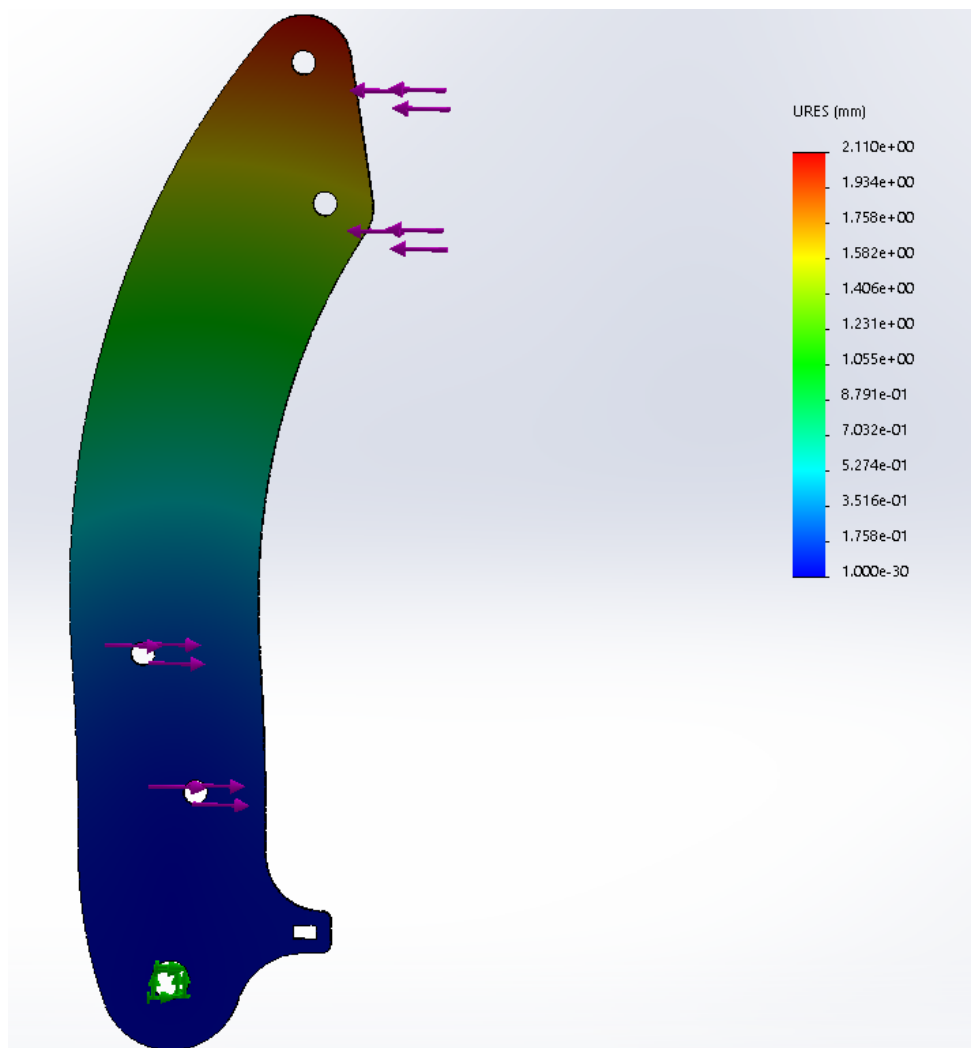
$$I = \frac{b h^3}{12} = \frac{0,002 * 0,04^3}{12} = 1,0666 * 10^{-8} m^4$$

Con lo que la tensión máxima en el perfil sobre el punto más alejado de la fibra neutra resulta:

$$\sigma = \frac{M * Y}{I} = \frac{120 Nm \frac{20}{1000} m}{1,0666 * 10^{-8} m^4} = 225 MPa$$

Si comparamos este resultado de 225 Mpa con el obtenido a través del análisis por elementos finitos de 211,1 Mpa observamos un error del 6,2% entre ambos.

Hay que tener en cuenta que en nuestro cálculo hemos simplificado la geometría considerando una placa rectangular y que en el modelo de análisis de elementos finitos la placa es rectangular hasta un punto ligeramente superior donde ocurre la reacción de las bombas. Tras esta forma rectangular desde mitad del pedal hasta el soporte del pedal pad el brazo del pedal toma forma de una corona circular, las cargas se encuentran distribuidas en dos puntos en ambos casos tanto la generada por el piloto como la de reacción de las bombas cuya distancia media corresponde a los 180mm y 60 mm del cálculo manual, consideramos que la discrepancia entre resultados no es significativa, siendo de orden menor, y esta se debe a estas diferencias en la geometría y la manera de cargar cada una de ellas, validando de esta manera el resultado obtenido mediante el análisis por elementos finitos.



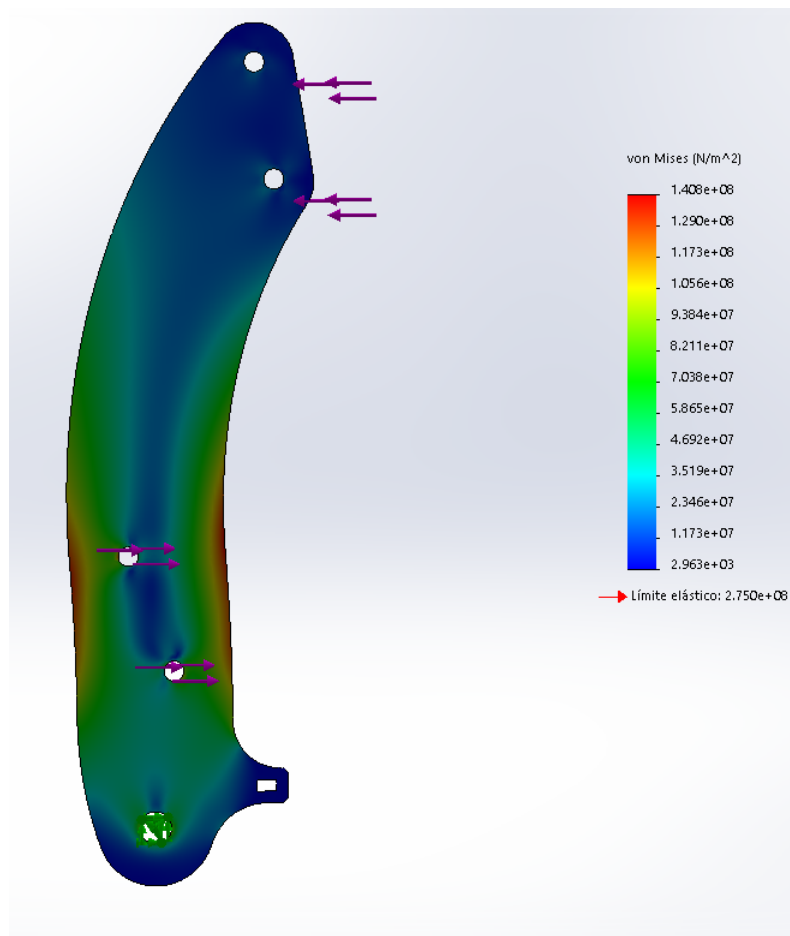
Desplazamientos

Los desplazamientos del modelo se pueden ver en la siguiente figura, donde se obtuvieron unos resultados de 2,1 mm.

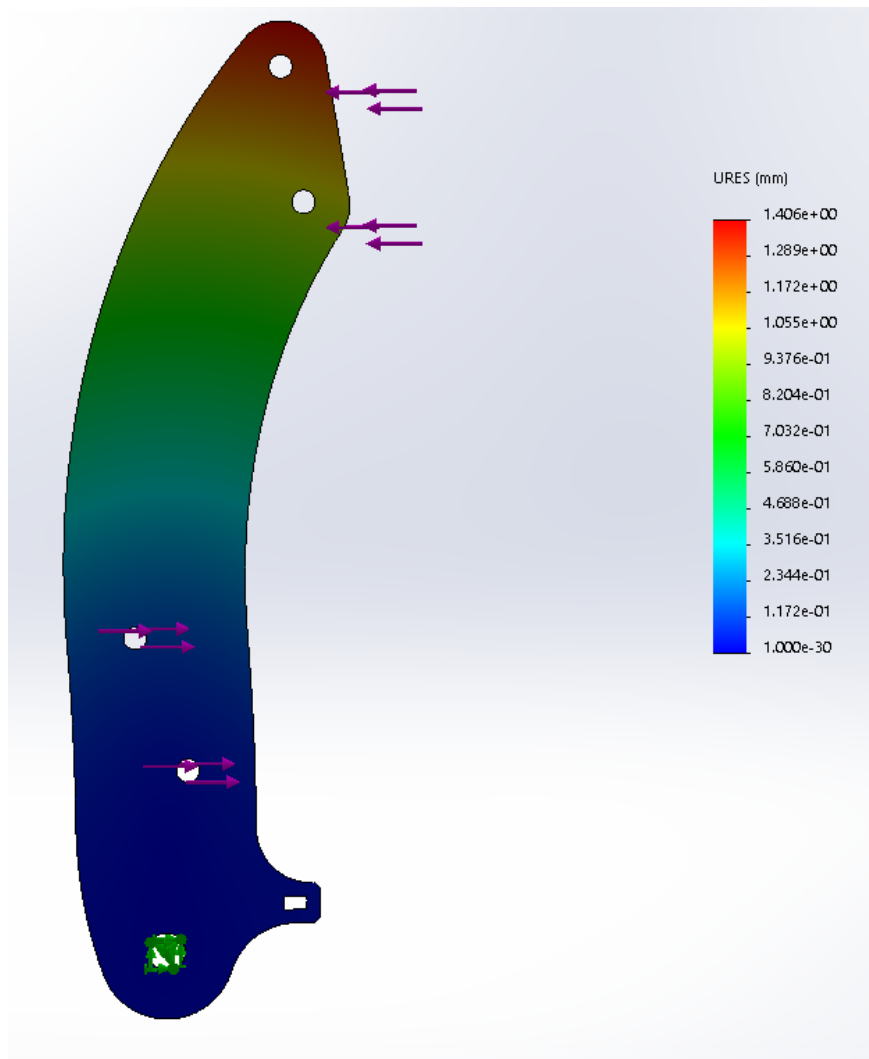
Un desplazamiento excesivo sobre el pedal de freno debido a la conformidad del material sometido bajo carga puede producir una sensación táctil sobre el piloto de desconfianza, así que aun trabajando dentro del límite elástico del material y teniendo cierto margen con respecto al límite elástico de tensión máxima permitido, se determina finalmente un espesor de chapa de 3 mm.

Además, al ampliar el margen sobre el límite elástico nos da la posibilidad de poder ampliar el ratio el pedal en futuras iteraciones de la pedalera haciendo cambios mínimos sobre el diseño.

A continuación, se presentan los resultados obtenidos con el modelo de chapa de 3mm



Tensiones de Von Misses

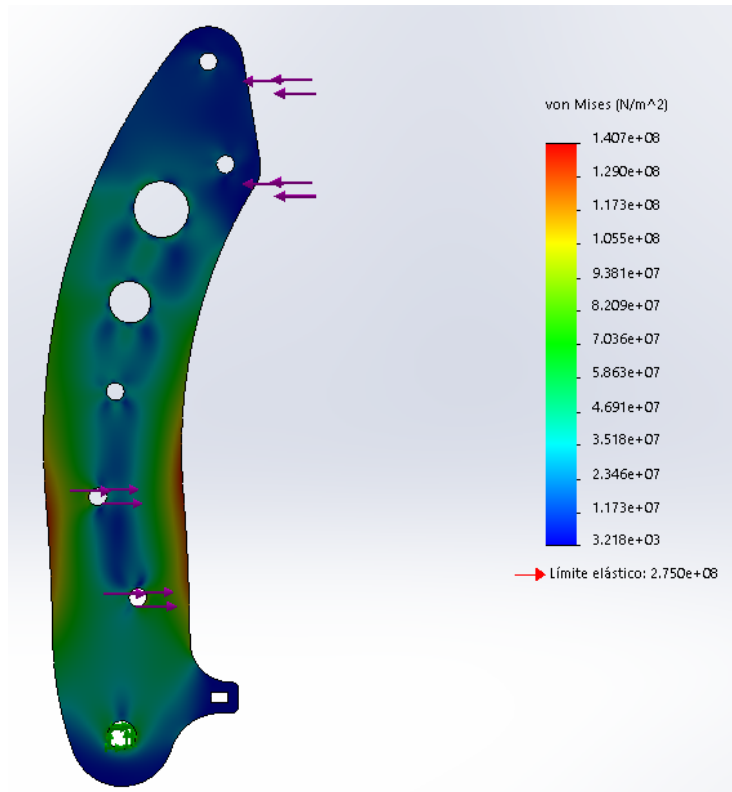


Desplazamientos

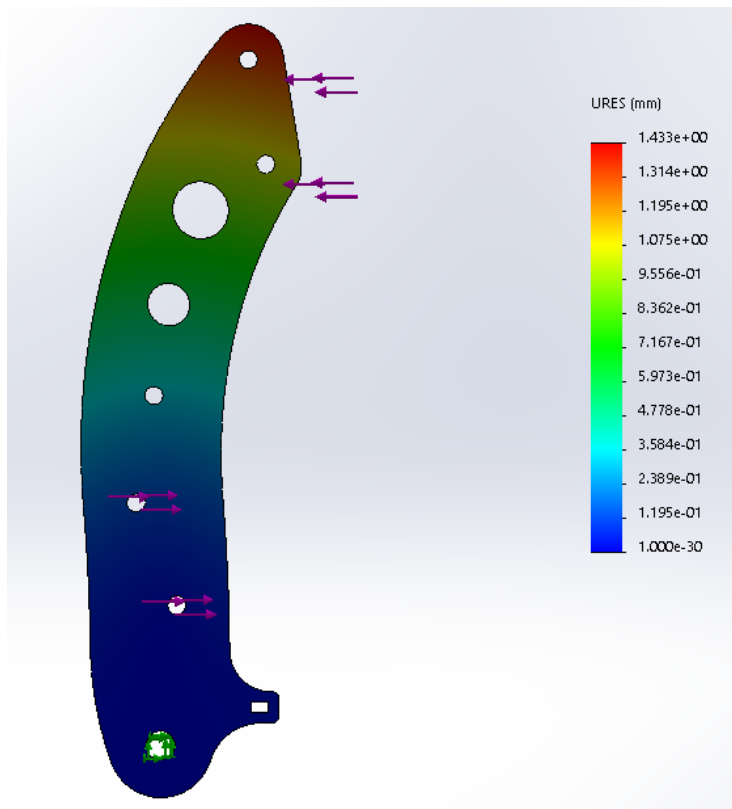
Como podemos observar hemos reducido la tensión sobre el material desde 211 Mpa hasta 140,8 Mpa pero lo que es más importante es la reducción del desplazamiento en la punta del pedal de 2,11mm a 1,406 mm minimizando los efectos de la conformidad sobre el pedal.

El pedal se encuentra sobredimensionado trabajando ligeramente por encima de la mitad de su límite elástico pero es la pieza sobre la que se ejercen las fuerzas por parte del piloto y es además la más larga del ensamble con lo que se justifica la toma de esta medida.

Por último, se presentan los resultados de la pieza final optimizada en la zona superior del pedal que nos permite recuperar algo del peso ganado al incrementar el grosor de chapa.



Tensiones de Von Misses



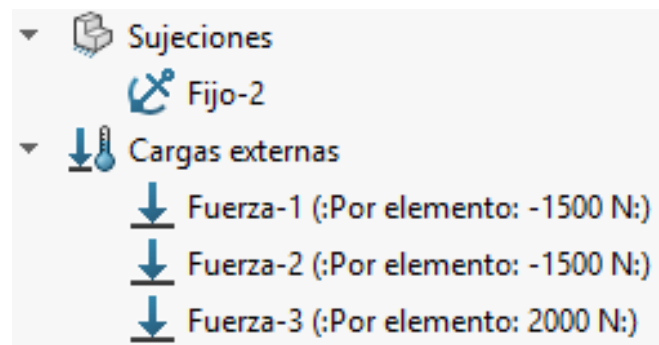
Desplazamientos

Tras realizarse la optimización sobre el modelo la tensión máxima no varía y se produce un despreciable aumento de los desplazamientos de 0,03 mm siendo este el diseño final de la pieza.

A continuación, se describe el análisis realizado sobre los soportes laterales del pedal.

- Soporte lateral del pedal de freno

Las condiciones de contorno y cargas aplicadas sobre el soporte lateral del pedal de freno son las siguientes:

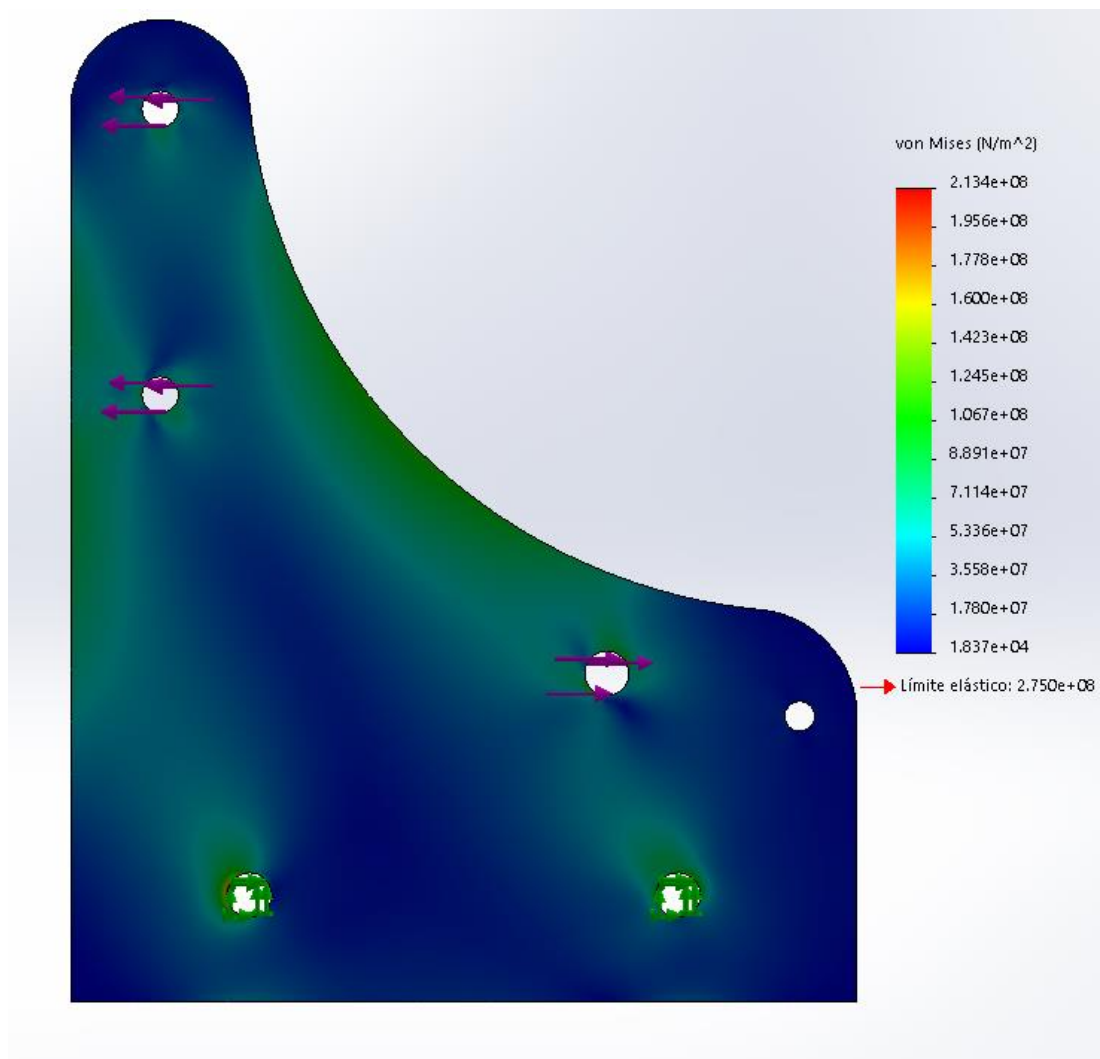


El modelo se encuentra restringido por geometría fija en los agujeros de sujeción inferiores donde una serie de tornillos y sus correspondientes tuercas mantienen fijado el soporte.

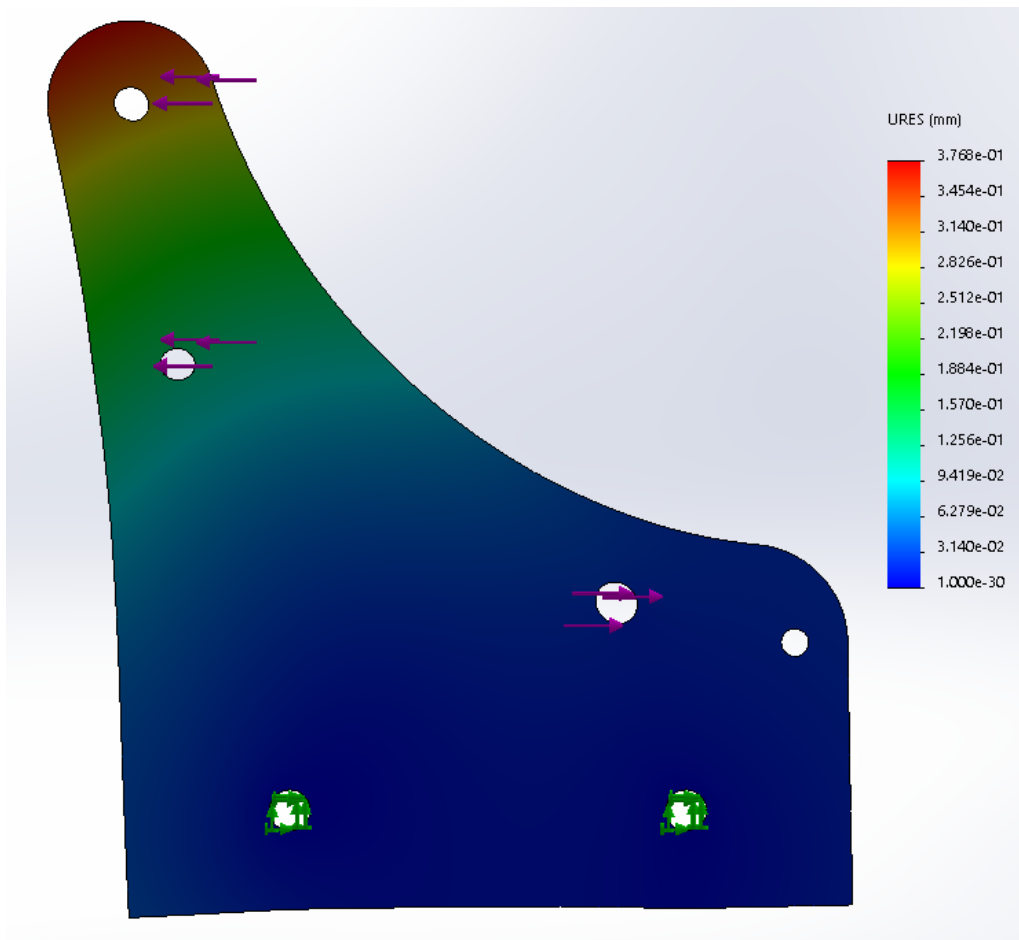
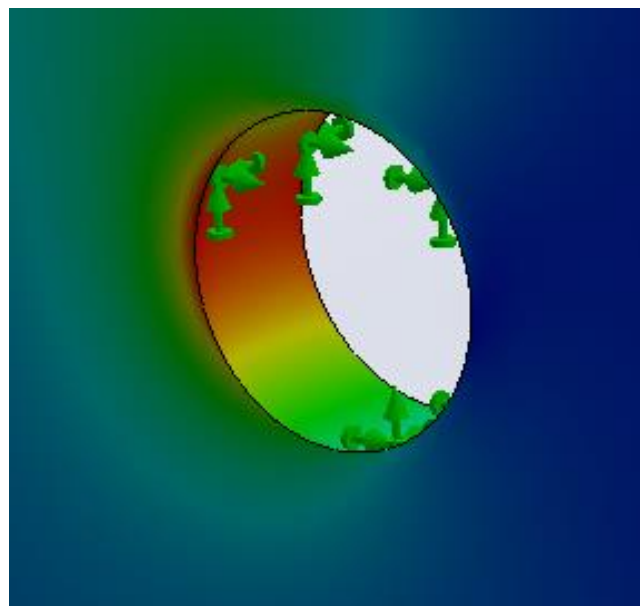
Las cargas aplicadas sobre el modelo son dos cargas de 1500 N cada una la cual corresponde a la mitad de la reacción de las bombas o a la reacción de una bomba, estas han sido aplicadas sobre los agujeros traseros superiores del modelo donde se encuentra enganchado el soporte de las bombas. La carga de 2000 N se corresponde a la reacción que ejerce el eje del pedal de freno sobre el soporte de las bombas.

A continuación, se presentan los resultados de las tensiones y desplazamientos obtenidos sobre la pieza siendo aplicadas las condiciones de contorno y cargas anteriormente descritas. Los resultados obtenidos son de 213,4 Mpa de tensión y 0,3768 mm de desplazamiento.

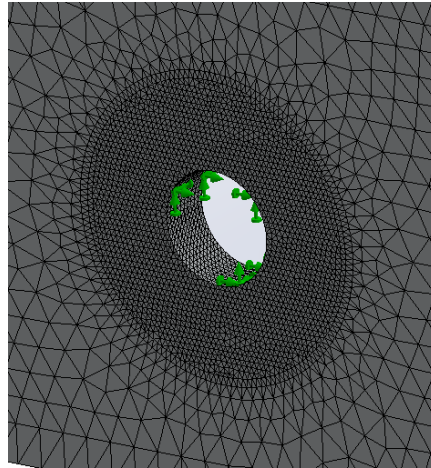
Debido a la manera en la que se encuentra cargada la pieza esta tendería a rotar en sentido antihorario con lo que la deformación mostrada por la simulación se corresponde con el comportamiento esperado. Las mayores tensiones aparecen sobre la sobre la curva superior del soporte lo cual es esperado, aunque la tensión máxima se encuentra sobre el agujero del anclaje trasero de la pieza donde aparece una concentración de tensiones que veremos en más detalle en las siguientes figuras.



Tensiones de Von Mises

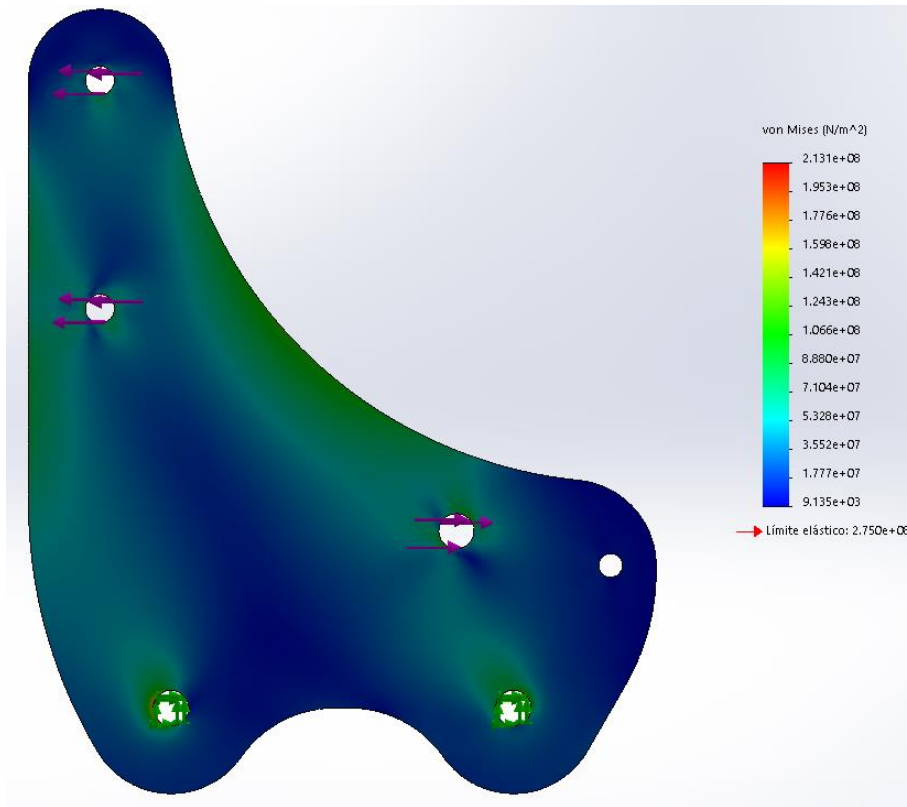
**Desplazamientos****Detalle de la concentración de tensiones**

Debido a esta concentración de tensiones se realizó un control de mallado sobre la cara cilíndrica del agujero y se realizó una subdivisión del modelo concéntrica al agujero sobre la cara plana del soporte en ambos para descartar que el resultado de las tensiones sobre este punto fuese el resultado de una singularidad y corroborar mediante distintas iteraciones reduciendo el tamaño de los elementos de malla, la convergencia del resultado de las tensiones en ese punto, con lo que este es fiable y significativo.

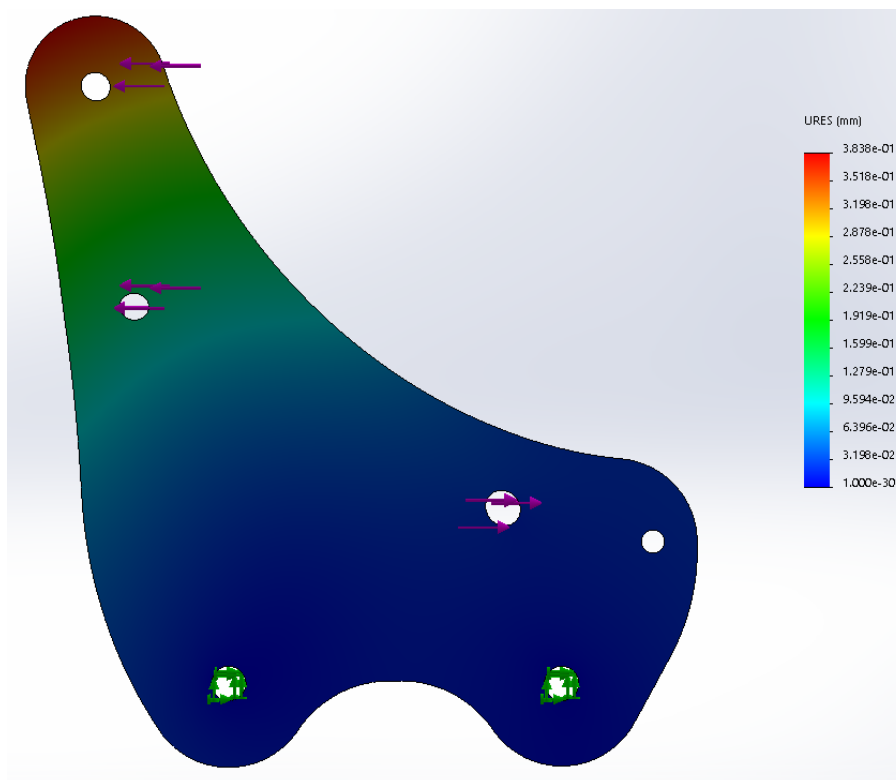


Control de mallado

Habiendo validado el resultado de la simulación se procedió a realizar el optimizado del modelo tanto en la zona frontal como la inferior donde se encuentran las tensiones más bajas. Obteniéndose los siguientes resultados sobre los modelos optimizados.



Tensiones de Von Mises

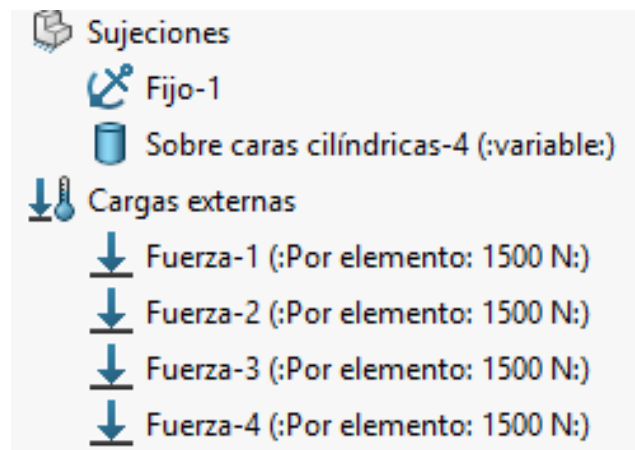


Desplazamientos

Las tensiones obtenidas sobre el modelo optimizado se mantienen iguales siendo esta 213,1 Mpa, mientras los desplazamientos sufren un ligero aumento hasta los 0,38 mm.

- Soporte de las bombas

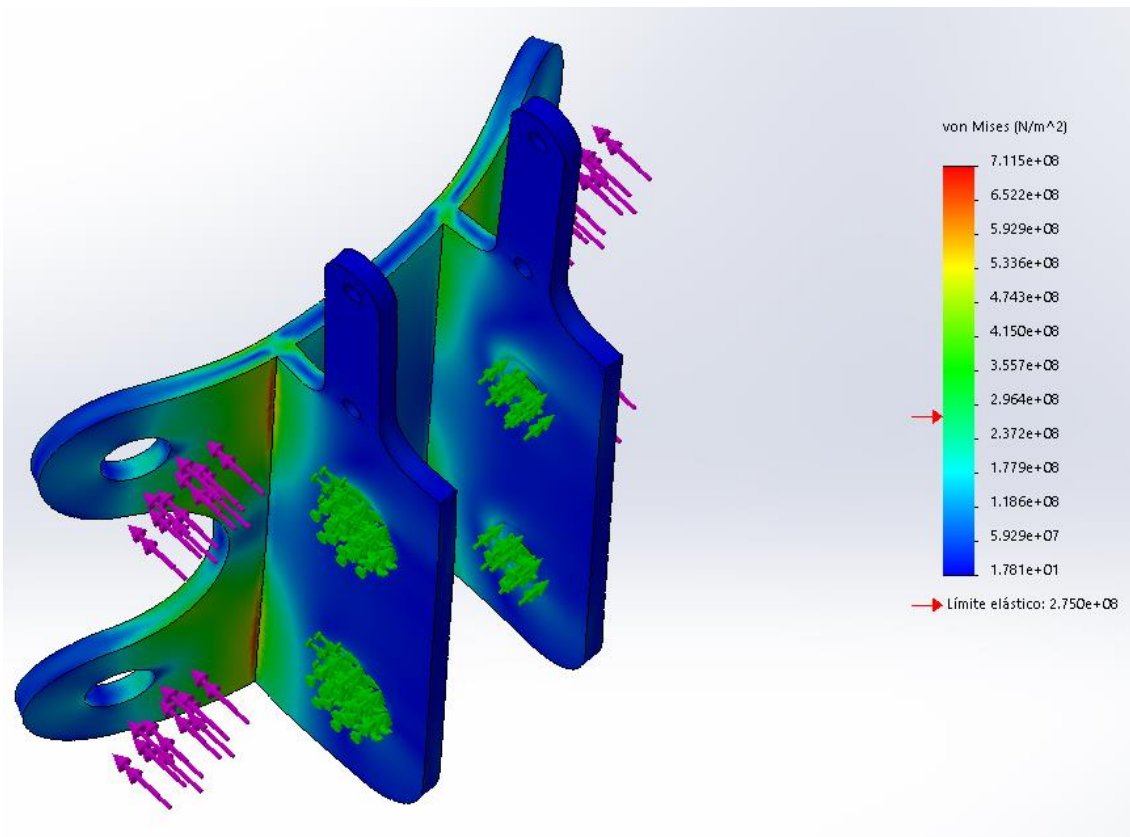
Las condiciones de contorno y cargas aplicadas sobre el soporte de las bombas del pedal de freno son las siguientes:



El modelo se encuentra restringido sobre las caras cilíndricas de los cuatro agujeros de las solapas del soporte donde queda fijado el modelo a los soportes laterales del pedal de freno limitando los desplazamientos axiales y radiales. Además, se ha subdividido el modelo mediante círculos concéntricos a los agujeros del soporte sobre los cuales se ha aplicado geometría fija sobre las caras externas de las solapas.

Las cargas se han aplicado sobre una serie de círculos concéntricos donde se monta la bomba de freno donde es transmitida la fuerza a través de la tuerca de sujeción de la bomba, la carga sobre la bomba de freno es de 6000 N la cual se ha distribuido entre los 4 agujeros resultando en cargas de 1500 N individuales en cada una de las esquinas del soporte.

Se realiza la simulación sobre el modelo con chapa de 3 mm en toda la pieza obteniéndose como resultado una tensión máxima de 711,5 MPa la cual se localiza sobre el filete de soldadura de las solapas de la pieza en su cara externa.

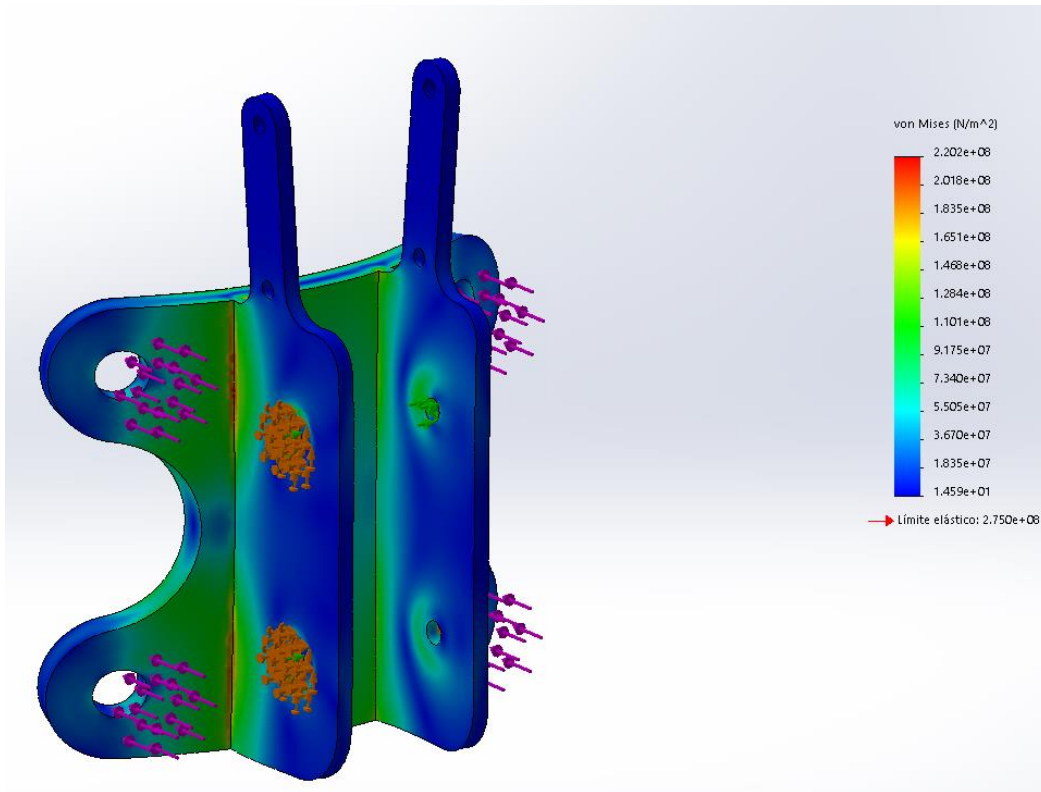


Tensiones de Von Misses

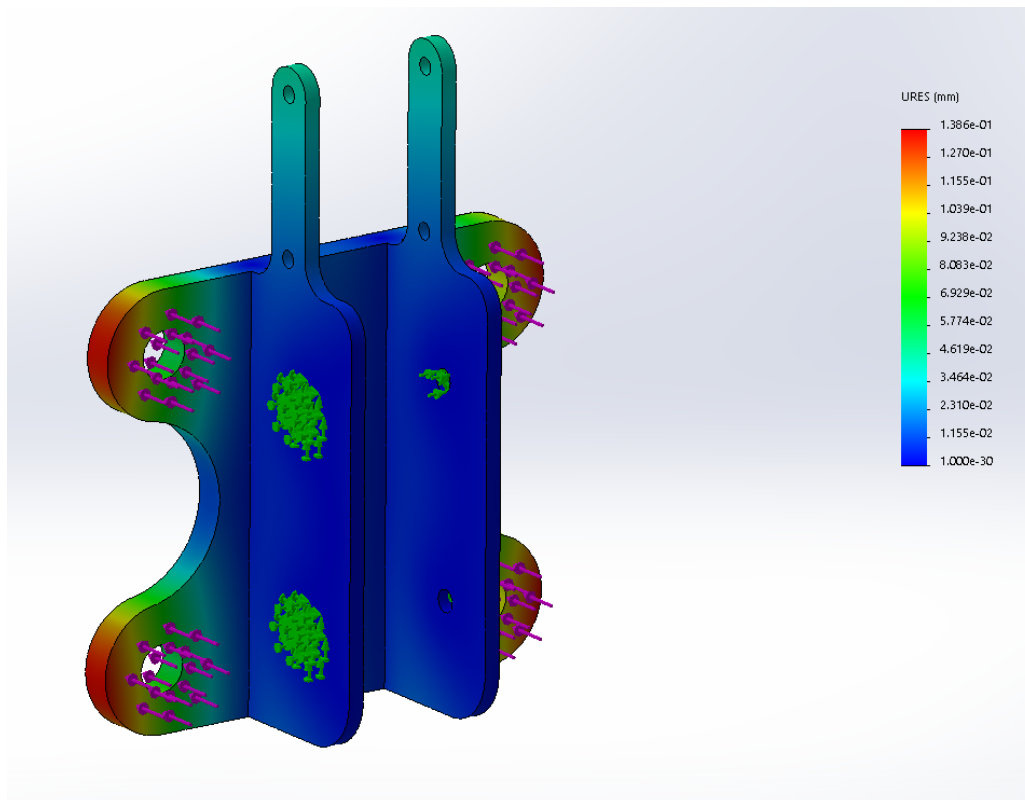
Como podemos observar en la figura se produce una flexión sobre la chapa trasera del soporte alrededor del eje central vertical de la misma debido a las cargas externas colocadas en los extremos de la misma, con lo que se observa un comportamiento de deformación de la misma esperable.

Debido a que se supera el límite elástico se realizan una serie de iteraciones del estudio aumentando el grosor de la placa a flexión, la placa trasera, de manera que reduzcamos la tensión máxima hasta valores seguros.

El resultado de estas iteraciones implica la utilización de un espesor de chapa de la placa trasera de 6 mm, manteniéndose el espesor de 3 mm de las solapas. A continuación, se muestran los resultados obtenidos tras la modificación del modelo.



Tensiones de Von Misses

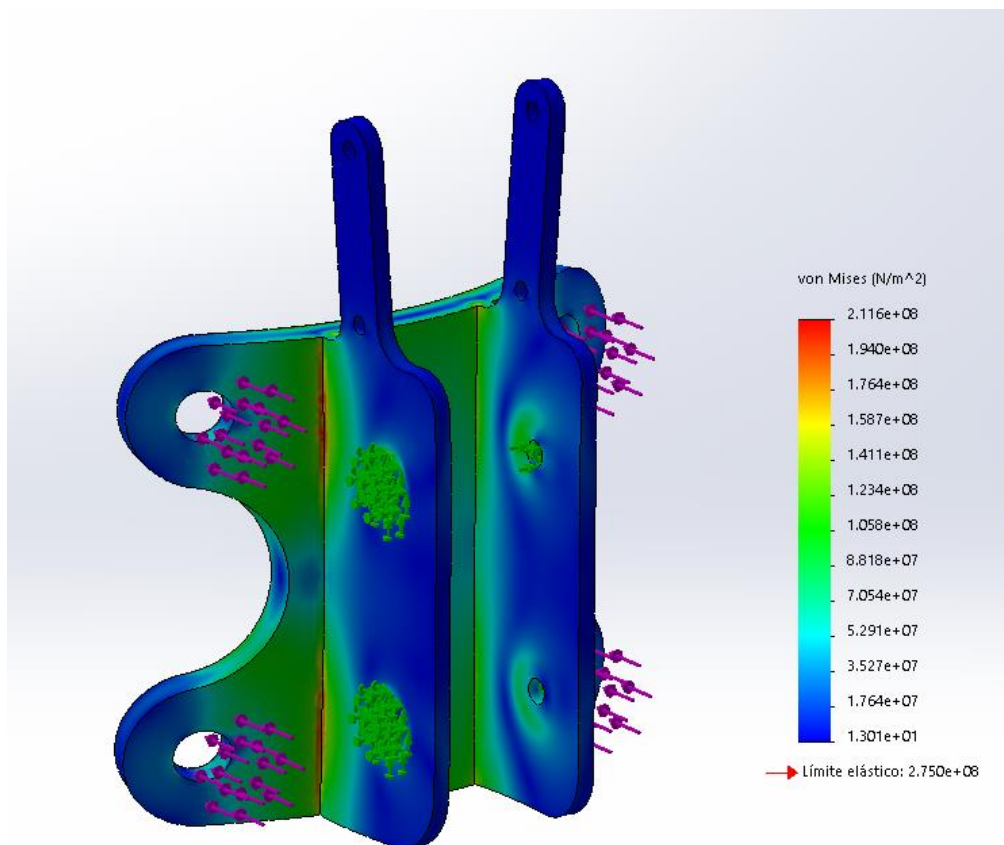


Desplazamientos

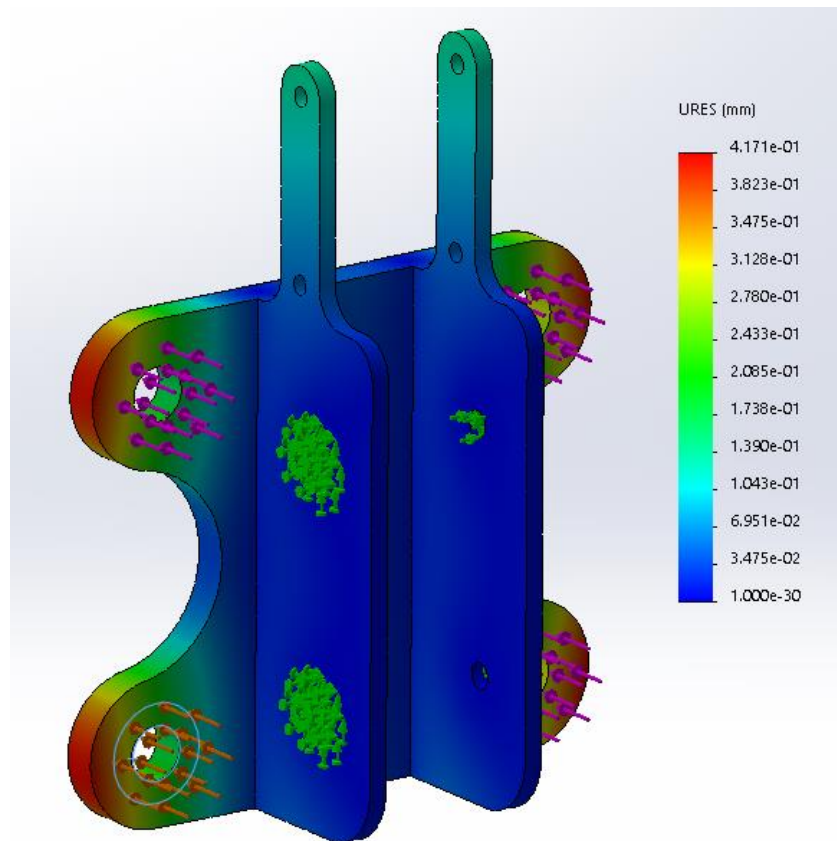
Tras realizar una serie de iteraciones con un espesor de chapa trasera de 6 mm y de las solapas de 3 mm se obtiene una tensión máxima de 220,2 Mpa lo que nos deja margen respecto a los 250 Mpa de límite máximo admisible impuesto y unos desplazamientos de 0,1386 mm. El estudio se ha repetido utilizando aluminio 6061 t6 como material obteniéndose los siguientes resultados:

En el caso de la tensión máxima se obtuvo una tensión de 211,6 Mpa y un desplazamiento máximo de 0,4171 mm, prácticamente el triple que con el acero.

La tensión máxima se aloja en ambos casos sobre el filete de la zona externa de las solapas de la pieza.



Tensiones de Von Misses



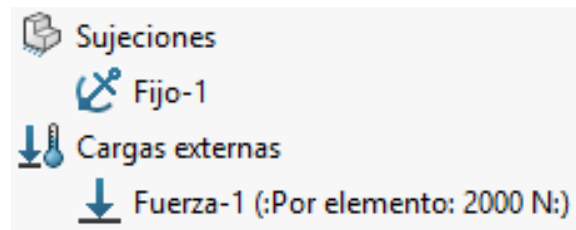
Desplazamientos

Debido a que esta pieza ha de ser conformada mediante soldadura, hay que tener especial atención sobre la zona afectada térmicamente por ella. En el proceso de soldado de aluminio especialmente de las aleaciones temperadas como es el caso, T6, la resistencia de la pieza sobre dicha zona se ve disminuida considerablemente, teniendo que realizarse un tratamiento térmico sobre la misma para restaurar la resistencia original de la aleación en su estado original. La soldadura ha de realizarse por tanto con varilla de material de aporte tratable térmicamente y compatible con esta aleación.

El material de aporte tiene que ser mediante hilo de aporte 4643 el cual es tratable térmicamente restaurando la resistencia inicial a la pieza. En caso de no ser posible el postratamiento térmico de la pieza esta ha de fabricarse en acero de especificación S275 o superior.

- Soporte del pedal pad

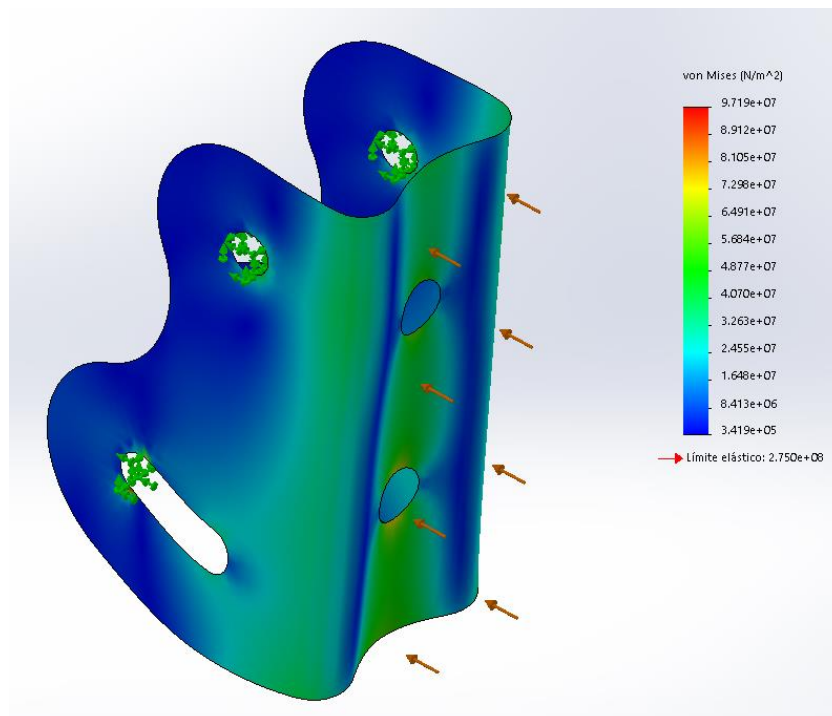
Las condiciones de contorno y cargas aplicadas sobre el soporte del pedal pad de freno son las siguientes:



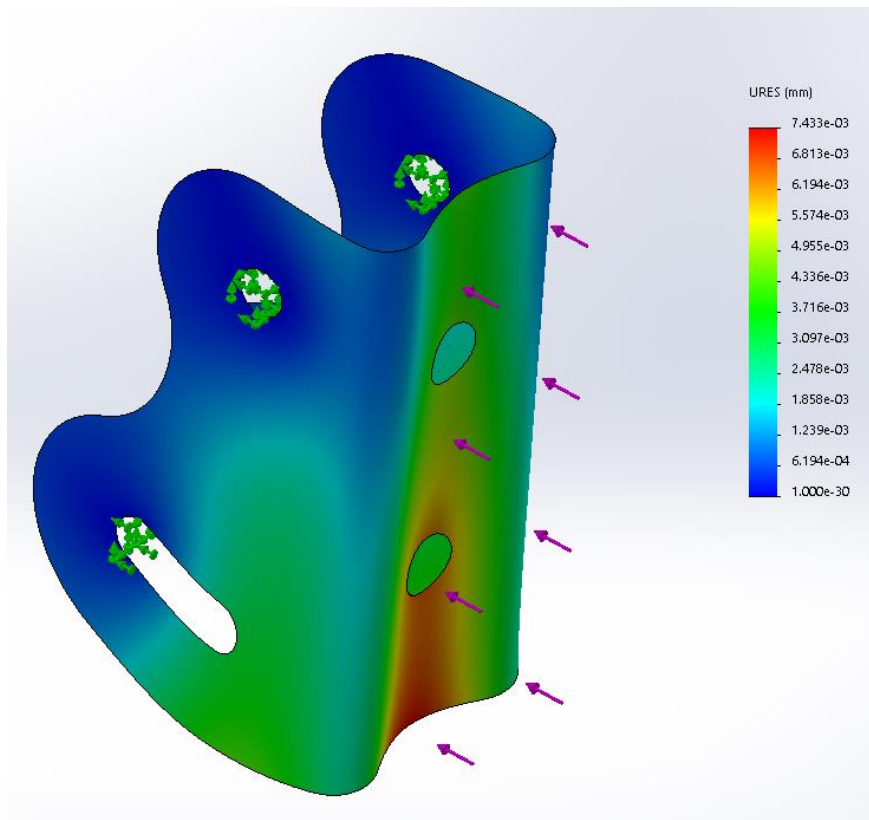
La sujeción de tipo geometría fija se aplica sobre los agujeros superiores de sujeción de la pieza y sobre la zona más alejada de la ranura de ajuste de ángulo del soporte.

La fuerza aplicada de 2000N se encuentra repartida a lo largo de la cara anterior de la pieza debido a la fuerza ejercida por el piloto establecida por la normativa de 2000 N en dirección perpendicular a la cara.

A continuación, podemos observar los resultados obtenidos sobre una pieza de espesor de 3mm:



Tensiones de Von Misses



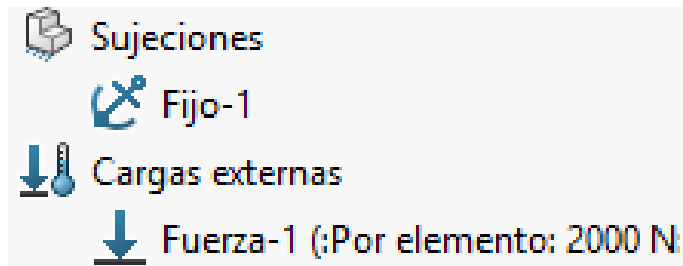
Desplazamientos

Se observa la deformación de la pieza la cual es acorde al comportamiento esperado, debido a la carga esta flexiona sobre el eje central de la cara frontal de la misma. Se han obtenido unos resultados de tensión máxima de 97,2 Mpa y unos desplazamientos máximos de $7,4 \cdot 10^{-3}$ mm.

La pieza se encuentra sobredimensionada pero debido a sus pequeñas dimensiones esto no afecta en gran medida al peso del conjunto y se considera deseable realizar todo el conjunto de la pedalera utilizando en la medida de lo posible el mismo espesor de chapa.

- Pedal pad, Almohadilla de pedal

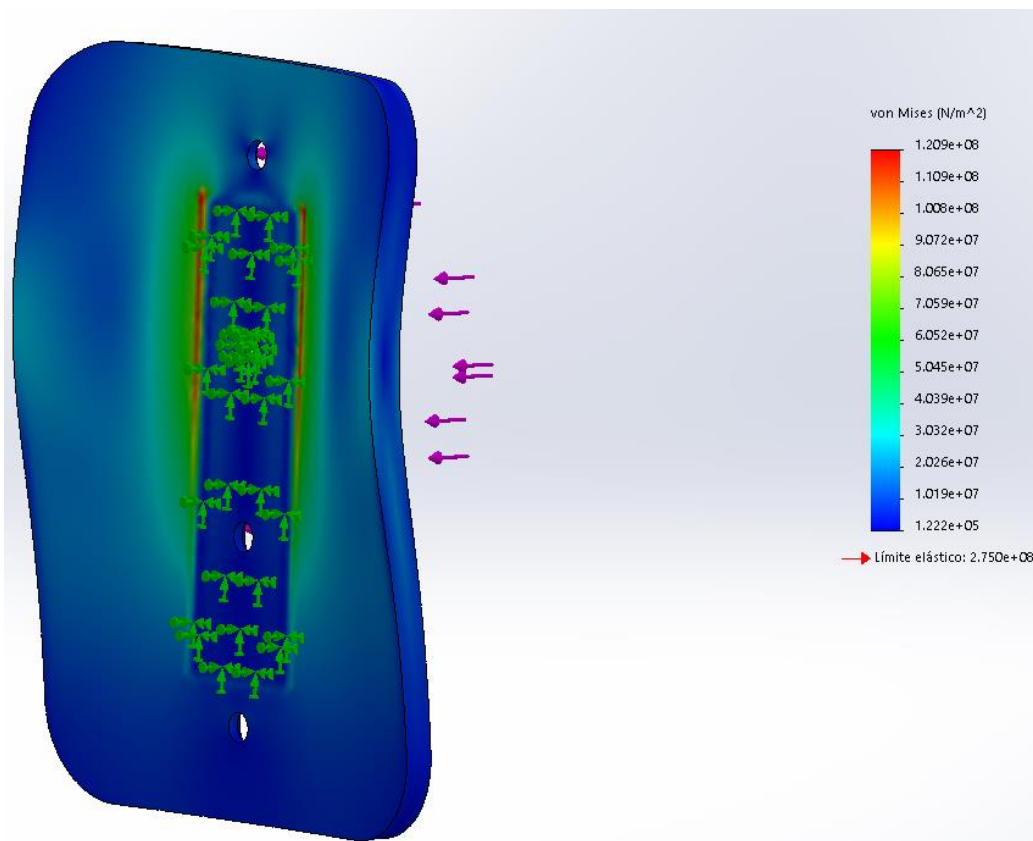
Las condiciones de contorno y cargas aplicadas sobre del pedal pad de freno son las siguientes:



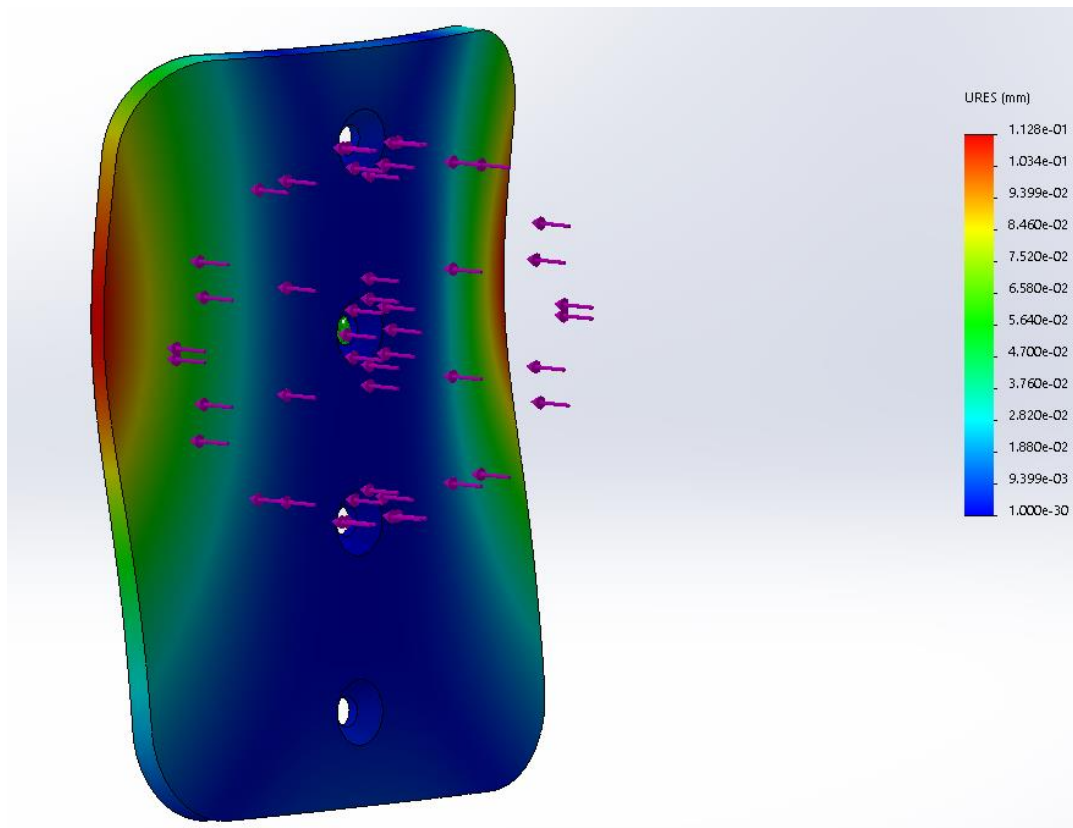
La sujeción de tipo fijo se establece en los agujeros de fijación centrales y sobre una subdivisión rectangular del modelo que simula el contacto entre el pedal pad y su soporte trasero.

La carga son los 2000 N ejercidos por el piloto distribuidos sobre la almohadilla del pedal en dirección perpendicular a la cara de la pieza sobre una subdivisión del modelo elíptica que simula aplicación de la fuerza por la bola del pie.

Los resultados de la simulación se presentan a continuación:



Tensiones de Von Mises

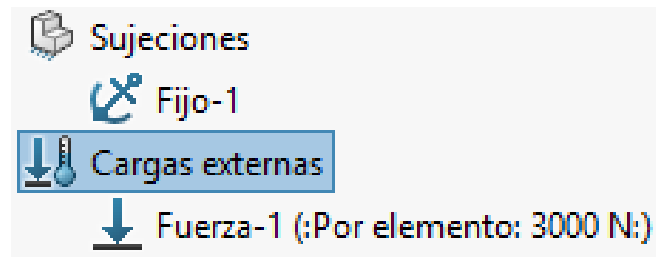


Desplazamientos

La deformación nuevamente responde al comportamiento esperado deformando de manera similar al soporte del pedal pad. Se ha obtenido una tensión máxima de 120,9 Mpa en las esquinas donde el pedal pad hace contacto con el soporte, nuevamente nos encontramos por debajo del límite máximo establecido. Los desplazamientos son de 0,1128 mm, con lo que estos se encuentran contenidos sin apreciarse defectos de conformidad.

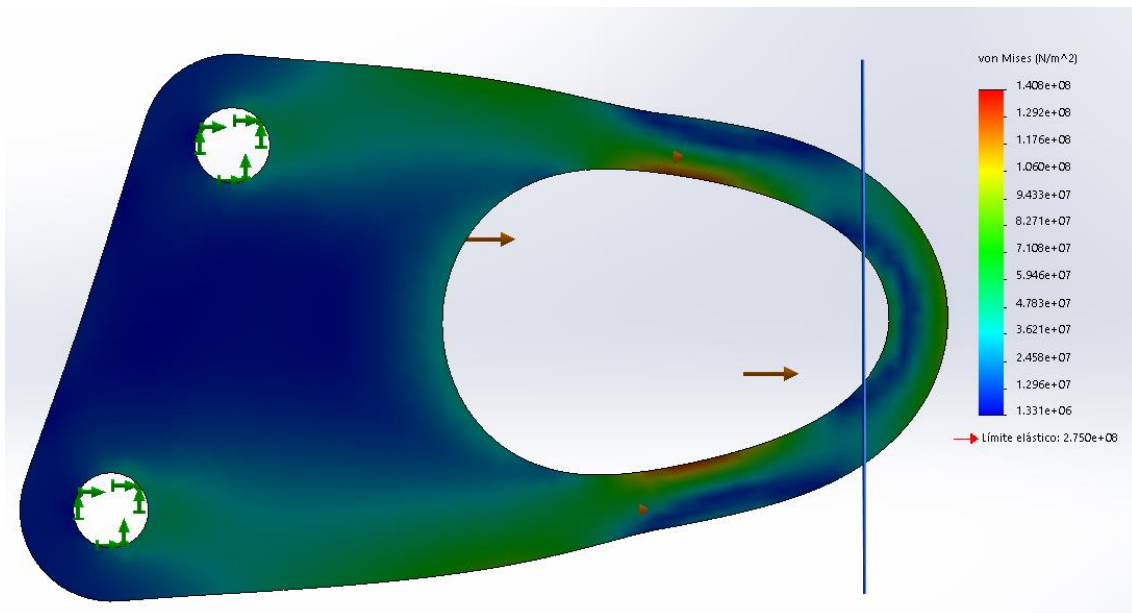
- Soporte del repartidor de frenada

Las condiciones de contorno y cargas aplicadas sobre el soporte del repartidor de frenada son las siguientes:

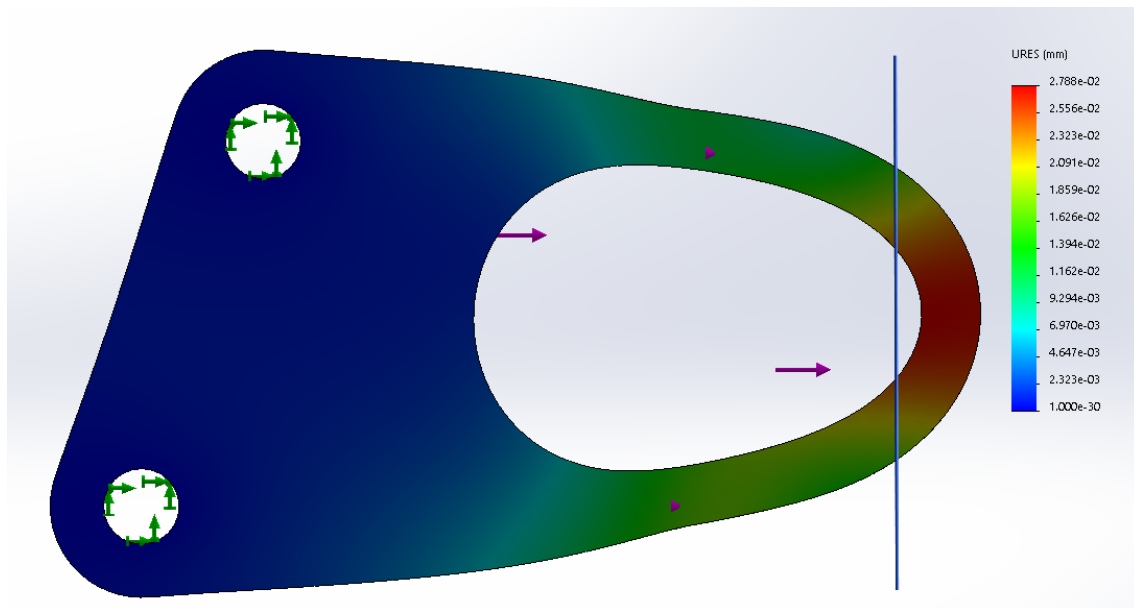


Se aplica la restricción de geometría fija sobre los agujeros de fijación al brazo del pedal del soporte del repartidor de frenada.

La carga aplicada es de 3000 N sobre el agujero donde se encuentra alojado el repartidor de frenada. La carga sobre el repartidor es de 6000 N debido a la reacción de las bombas la cual se reparte entre los dos soportes que se encuentran soldados a la barra de balance, repartidor de frenada del sistema de frenos, la dirección de la carga se muestra en la siguiente figura siendo esta contra el recorrido del pedal de freno, los resultados obtenidos son mostrados a continuación.



Tensiones de Von Misses



Desplazamientos

Como podemos observar la deformación sufrida por la pieza es nuevamente la esperable, la tensión máxima aparece sobre la mitad de la sección más estrecha del agujero del soporte de la barra de balance con un resultado de 140.8 Mpa trabajando ligeramente por encima de la mitad del límite elástico del material. Los desplazamientos máximos son de 0,028 mm, no se aprecian grandes defectos de conformidad.

Esta pieza ha de ser manufacturada en acero debido a que el casquillo externo del repartidor de frenada está fabricado en este material. La soldadura en este caso no presenta ningún problema de debilitamiento como en el caso del aluminio. La chapa de acero ha de ser de calidad S235 o superior.

Con esto termina el análisis de las piezas que componen el pedal de freno, se prosigue con el dimensionamiento del acelerador.

Cálculo de las fuerzas sobre el pedal de acelerador

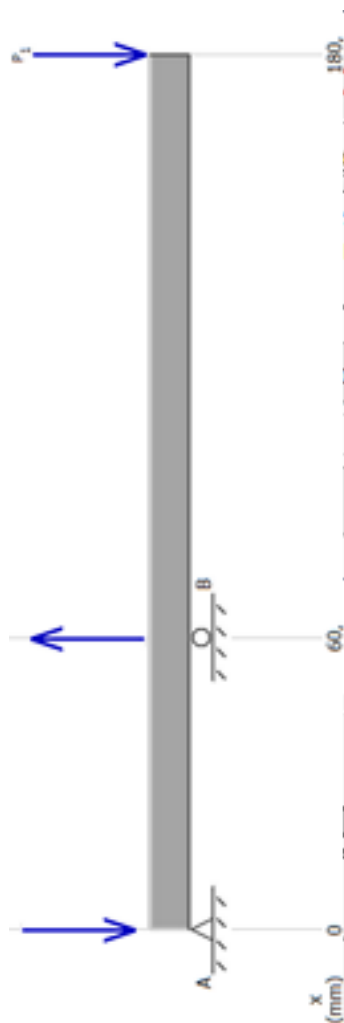
La carga estimada que ejerce el piloto sobre el pedal para llevarlo a su posición de final de carrera se estima como hipótesis de cálculo como 400 N, este valor se encuentra realmente sobredimensionado dado que la fuerza necesaria para vencer la precarga sobre el pedal de los resortes de gas los cuales ofrecen una resistencia de 100 N estando colocados en un ángulo de 70° es de unos 34 N aproximadamente. La razón del

sobredimensionamiento es asegurarnos que el pedal no falla debido a la sobrepresión realizada por el piloto sobre el mismo.

Existe un efecto denominado "Mario Kart" donde el piloto intentando obtener mayor rendimiento del vehículo, sobrepresiona el pedal de acelerador aún habiendo llegado este a su final de carrera pudiendo sobre estresar al brazo del pedal del acelerador. Por ello se toma el valor de 400N a la hora dimensionar este pedal. Comenzamos dimensionando el brazo del acelerador.

El pedal se comporta como un viga restringida en el eje de giro del pedal, el momento de máxima tensión se produce cuando este llega al final de carrera del pedal y el piloto sobre presiona con la carga estipulada. El final de carrera actúa como el punto de fulcro o apoyo de una palanca produciéndose las reacciones en el eje y En el apoyo del brazo del pedal con el final de carrera el cual se produce sobre un espaciador redondo colocado transversalmente en su recorrido.

El diagrama de sólido libre resulta de la siguiente manera:



$$P = 400 \text{ N}$$

$$\sum F = 0$$

$$P - RB + RA = 0$$

$$\sum MA = 0$$

$$60 RB - 180 P = 0$$

$$RB = \frac{180}{60} 400 = 1200 \text{ N}$$

Sustituyendo en la primera ecuación obtenemos la reacción en el eje obteniéndose:

$$400 - 1200 + RA = 0$$

$$RA = 800 \text{ N}$$

Con lo que se obtiene unas fuerzas de reacción sobre la placa del pedal de 1200 N en el final de carrera y de 800 N sobre el eje del pedal.

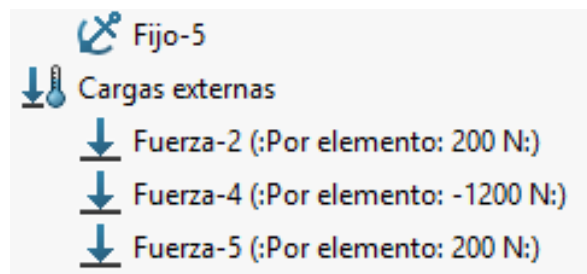
Conociendo las fuerzas que interactúan sobre el pedal de acelerador podemos dimensionar los componentes del mismo.

Dimensionamiento del acelerador

Sobre el acelerador no se realizan las simulaciones de las piezas soporte de pedal pad y del pedal pad dado que son las mismas utilizadas en el freno las cuales se encuentran con una sollicitación mayor en este pedal cumpliendo sobradamente con los requisitos establecidos de tensión máxima.

- Brazo del pedal de acelerador

Las condiciones de contorno y cargas aplicadas sobre el brazo del pedal del acelerador son las siguientes:

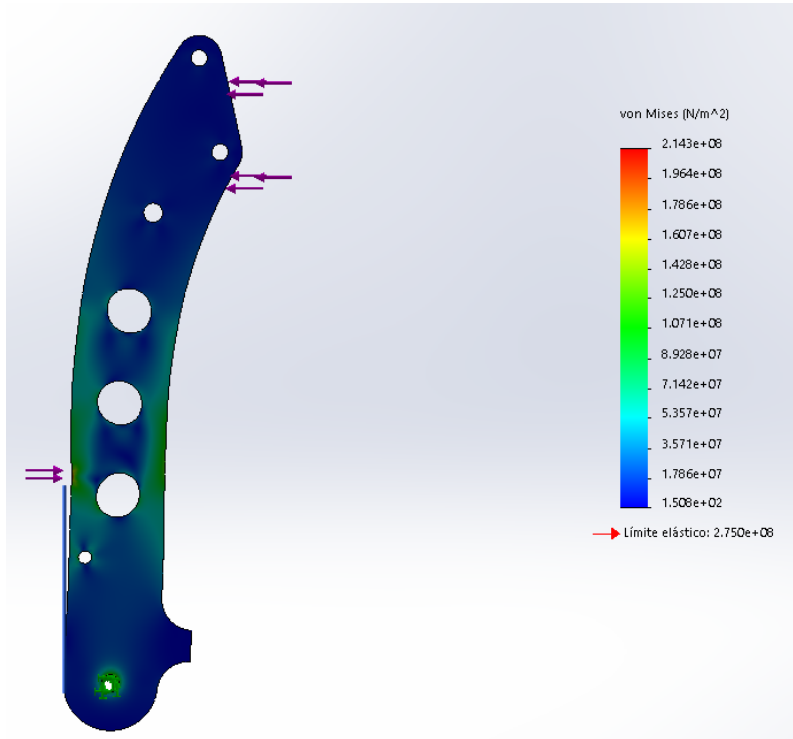


La restricción de tipo fijo se localiza en el eje del pedal en la cara cilíndrica del agujero inferior del modelo.

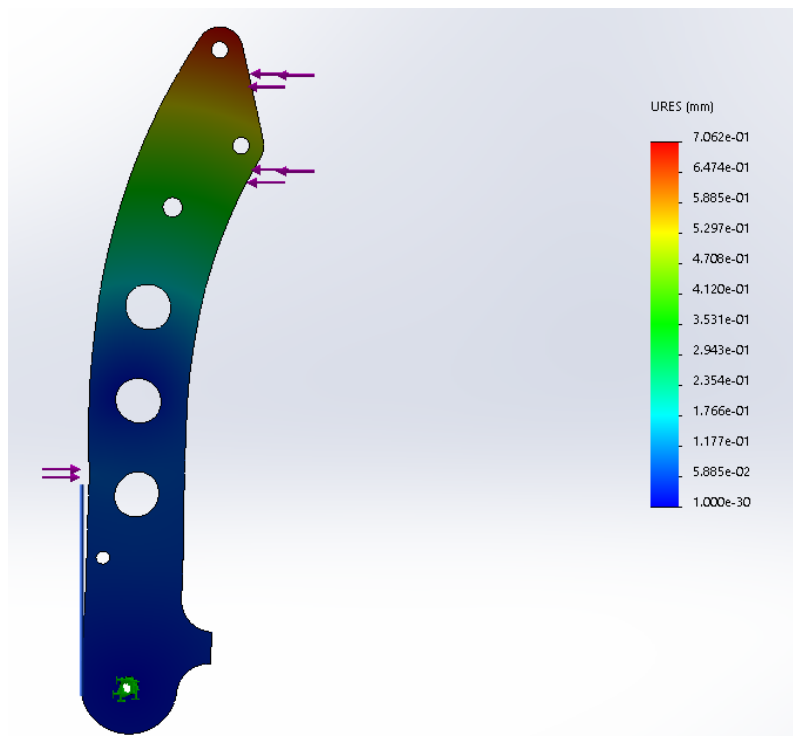
Las fuerzas se aplican dos cargas de 200 N que corresponden a la carga realizada por el piloto sobre el pedal distribuida sobre los agujeros que unen a este con el soporte en el momento que el pedal se encuentra con el final de carrera del pedal.

La carga de 1200 N se aplica sobre una subdivisión del modelo colocada a 60 mm respecto al eje sobre la cara del espesor de la placa en dirección opuesta al movimiento del pedal.

A continuación, se muestran los resultados del análisis por elementos finitos:



Tensiones de Von Mises

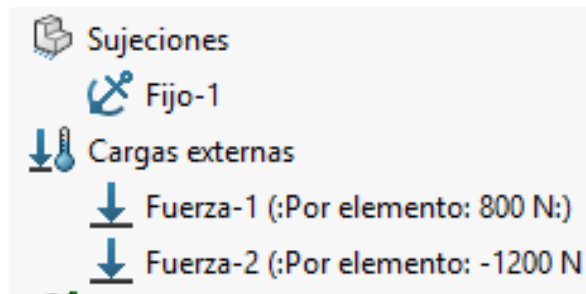


Desplazamientos

En este caso podemos observar como la deformación es similar al pedal de freno y el comportamiento es el esperado. La tensión máxima es de 214,3 Mpa situándose esta en el área donde está aplicada la fuerza, en el punto de contacto del pedal con el final de carrera. Con esto aseguramos que el material trabaja dentro del límite elástico. Los desplazamientos obtenidos son de 0,7 mm con lo que no hay grandes defectos de conformidad sobre el pedal.

- Soportes laterales del pedal

Las condiciones de contorno y cargas aplicadas sobre el brazo del pedal del acelerador son las siguientes:



Las restricciones aplicadas sobre el modelo son, geometría de tipo fijo sobre los agujeros de fijación del soporte lateral del pedal.

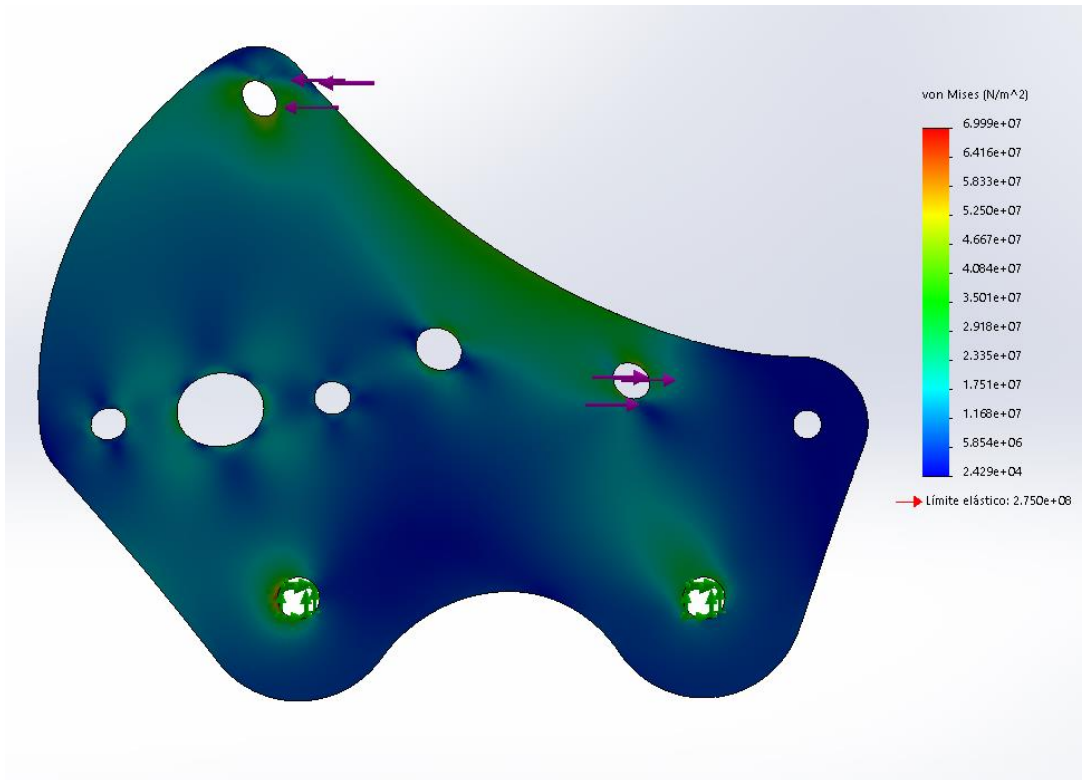
La fuerza de 1200 N se localiza en el agujero donde se localiza el espaciador que actúa como final de carrera del pedal.

La fuerza de 800 N se localiza en el agujero del eje del pedal, que corresponde a la reacción que ejerce el eje del pedal sobre el soporte lateral.

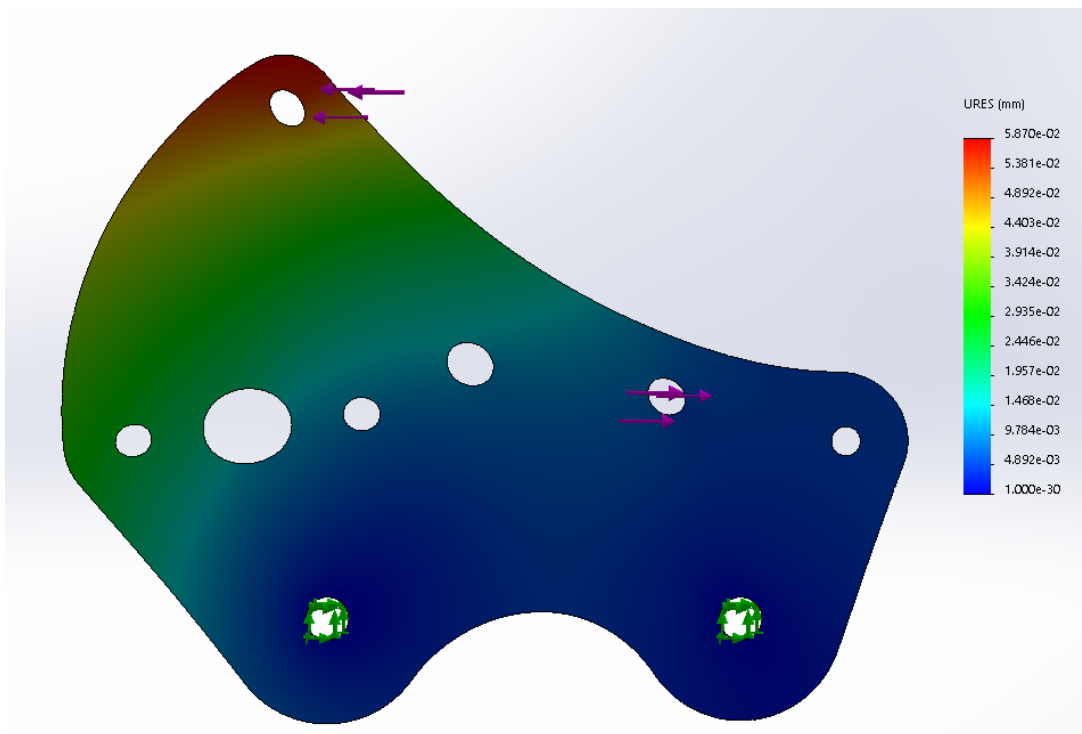
Debido a como están localizadas las cargas sobre el modelo este tiende a rotar de manera antihoraria y como podemos observar en la siguiente figura la deformación es la esperada sobre el modelo.

Los resultados obtenidos el análisis por elementos finitos es de una tensión máxima de 70 Mpa localizada como sucedía en el pedal de freno sobre el agujero trasero de anclaje del soporte.

El desplazamiento máximo resulta ser de 0,058mm con lo que no se aprecian defectos de conformidad.



Tensiones de Von Misses

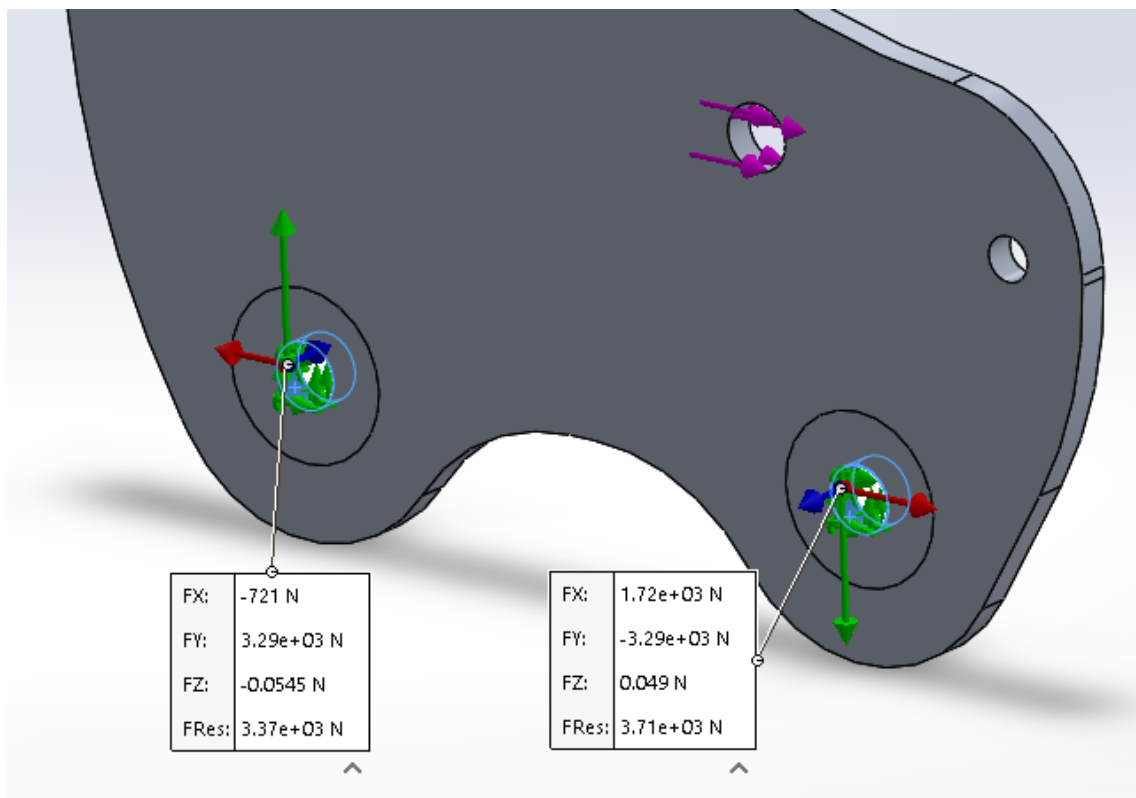


Desplazamientos

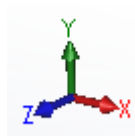
Dimensionamiento del soporte del pedal de freno (perfil)

Los soportes laterales de los pedales se encuentran sujetos a perfiles que actúan de guías y permiten el ajuste longitudinal de los mismos. Las fuerzas que actúan sobre estos resultan de las reacciones que tienen lugar sobre el soporte lateral de los pedales que transmiten sus reacciones sobre este soporte.

Con la ayuda del software solidworks buscamos en el análisis realizado sobre el modelo del soporte lateral de freno las reacciones que aparecen sobre los agujeros de sujeción del soporte las cuales se transmiten sobre el perfil de soporte del pedal.



Reacciones soporte lateral de freno



Ejes de referencia

Los resultados de las reacciones resultan ser -721 N sobre el eje x y 3290 N sobre el eje Y en el agujero de fijación trasero, resultando ser de 1720 N sobre el eje x y -3290 sobre el eje Y en el agujero de fijación delantero. Como se puede observar las fuerzas sobre el eje Z resultan ser despreciables resultando ser prácticamente 0 N en ambos agujeros.

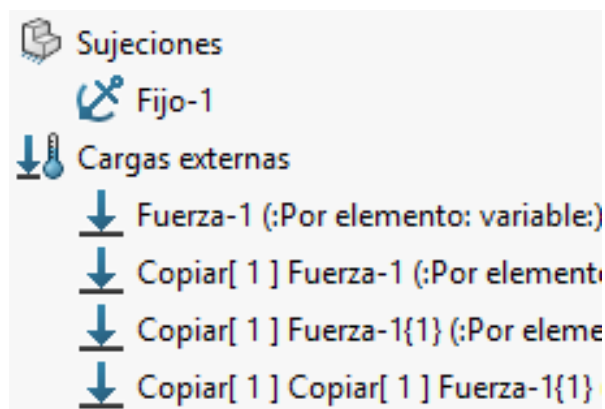
Conociendo las reacciones sobre los soportes laterales, las fuerzas que actuarán sobre los agujeros de sujeción del soporte del pedal de freno serán las reacciones a estas últimas, con lo que se invierten los sentidos de las reacciones sobre los soportes laterales. Con lo que las fuerzas sobre los agujeros de fijación de los soportes del pedal de freno resultan ser finalmente de 721 N sobre el eje x y -3290 N sobre el eje Y en el agujero de fijación trasero y de -1720 N sobre el eje x y 3290 sobre el eje Y en el agujero de fijación delantero.

- Soporte Freno

Se procedió a la realización del siguiente estudio estático sobre perfiles 20x30mm de 330mm de longitud al que se le han realizado 9 agujeros de 6 mm separados 30 mm cada uno. Se realizan distintas iteraciones con distintos espesores hasta conseguir el que cumple los requisitos estipulados.

Debido a que la estructura de soporte ha de ser soldada el estudio se realizó utilizando acero s275 de la librería de materiales de solidworks.

Las condiciones de contorno y cargas aplicadas sobre el soporte del pedal de freno son las siguientes:



Sujeción de tipo geometría fija en los extremos del perfil, los pedales irán soldados o a otro perfil que realiza la unión con el chasis del vehículo.

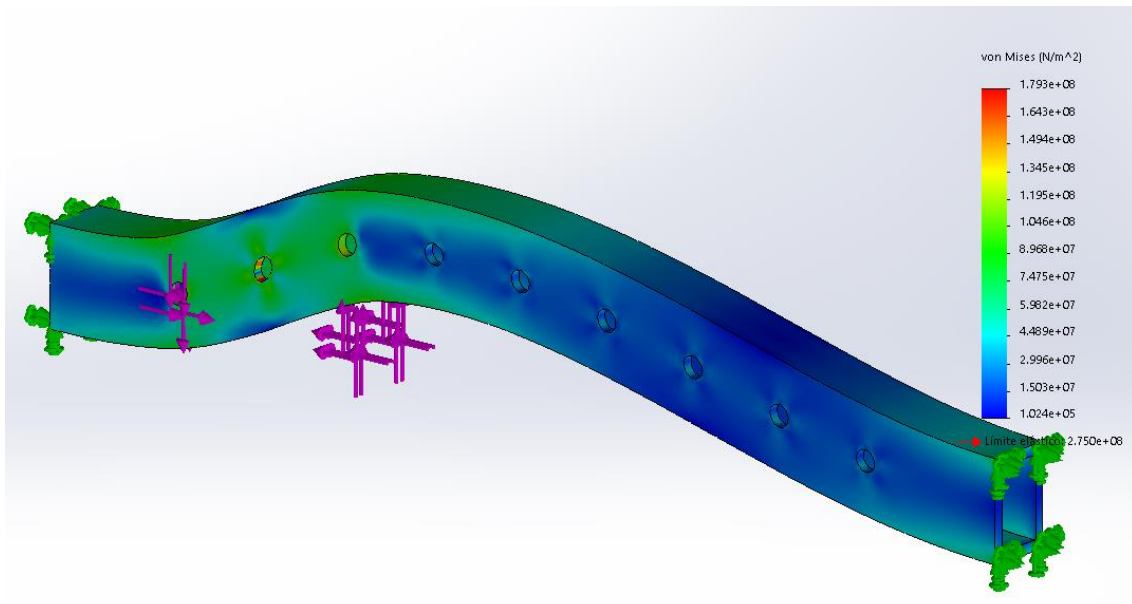
Las cargas a las que se encuentra sometido el perfil son las reacciones descritas anteriormente sobre los agujeros de sujeción del perfil estas de 721 N sobre el eje x y -3290 sobre el eje Y para el agujero trasero de sujeción y de -1721 N sobre el eje x y 3290 N sobre el eje Y para el agujero delantero de sujeción.

Se realizan tres estudios colocando las cargas en los extremos del perfil y en el centro del mismo comprobando que el mismo es capaz de soportar las cargas a las que se encuentra sometido en las distintas posibles configuraciones.

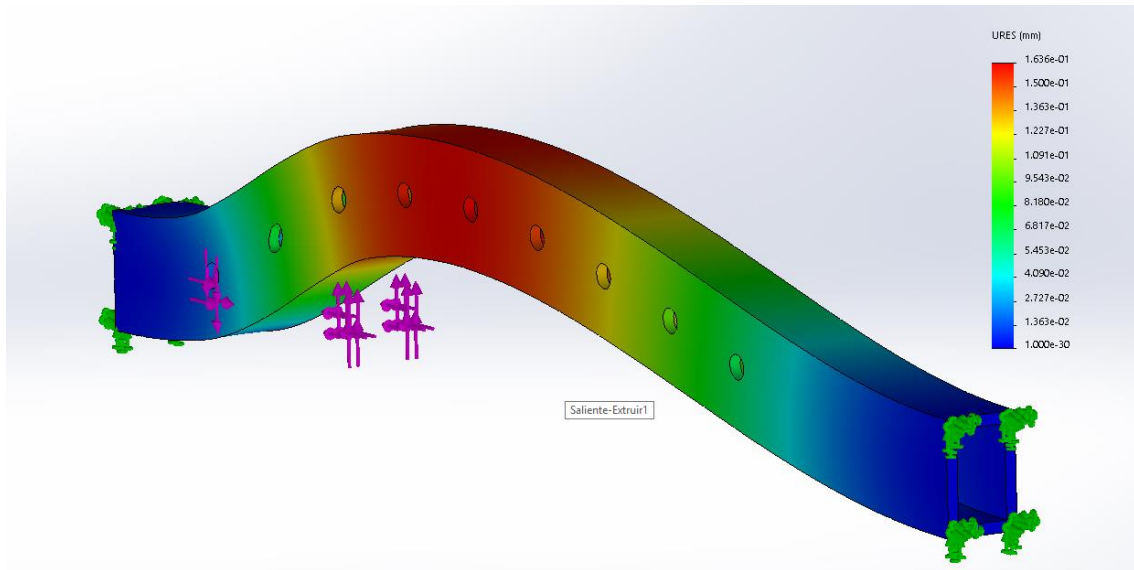
La fuerza resultante sobre la sujeción delantera del pedal empuja en una diagonal situada sobre el segundo cuadrante mientras que la resultante de la sujeción trasera empuja en una diagonal situada en el cuarto cuadrante si los colocásemos en un eje de coordenadas cartesianas (x,y).

Tras realizar una primera iteración sobre un perfil de 2 mm de espesor y no cumplir con los requisitos se realizó el estudio sobre un perfil de 3 mm obteniéndose los siguientes resultados.

- Extremo trasero del soporte



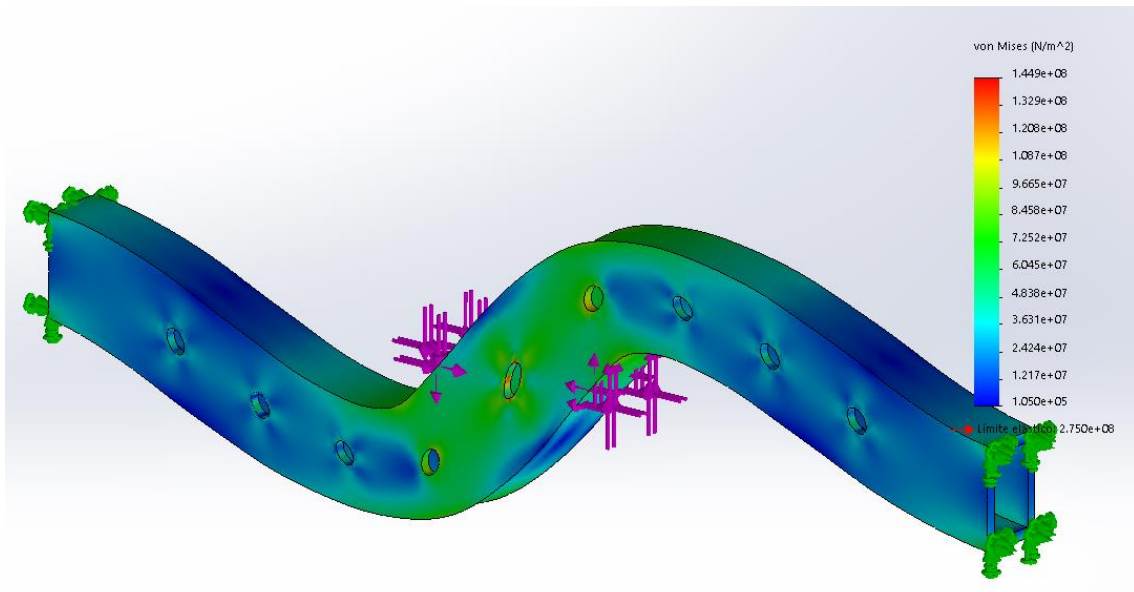
Tensión de Von Mises



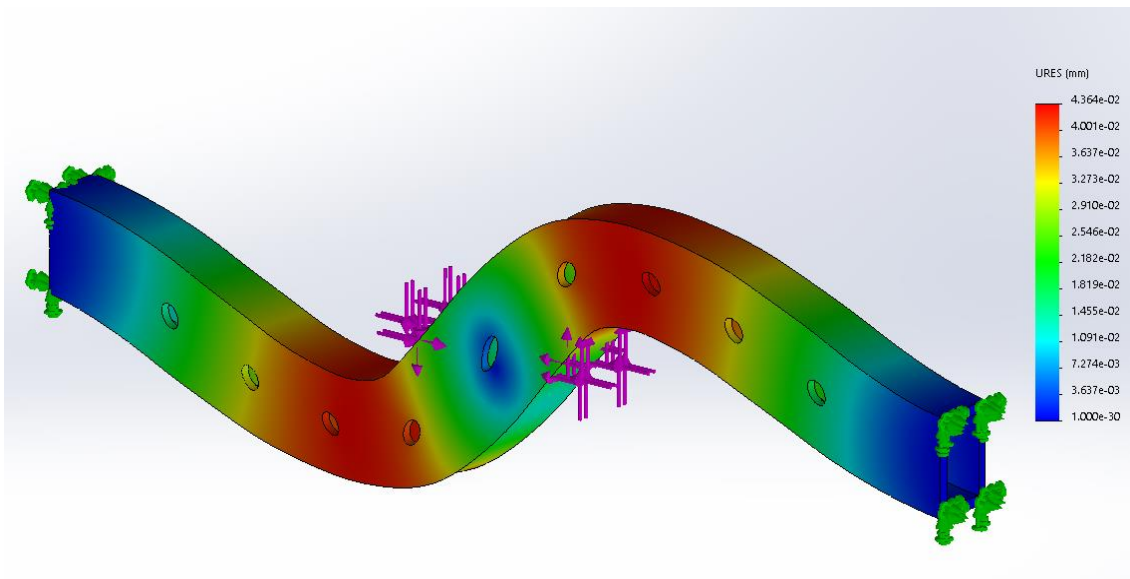
Desplazamientos

Los resultados obtenidos sobre el extremo trasero del soporte son de una tensión máxima de 179,3 Mpa y un desplazamiento de 0,129 mm.

- Extremo central del soporte



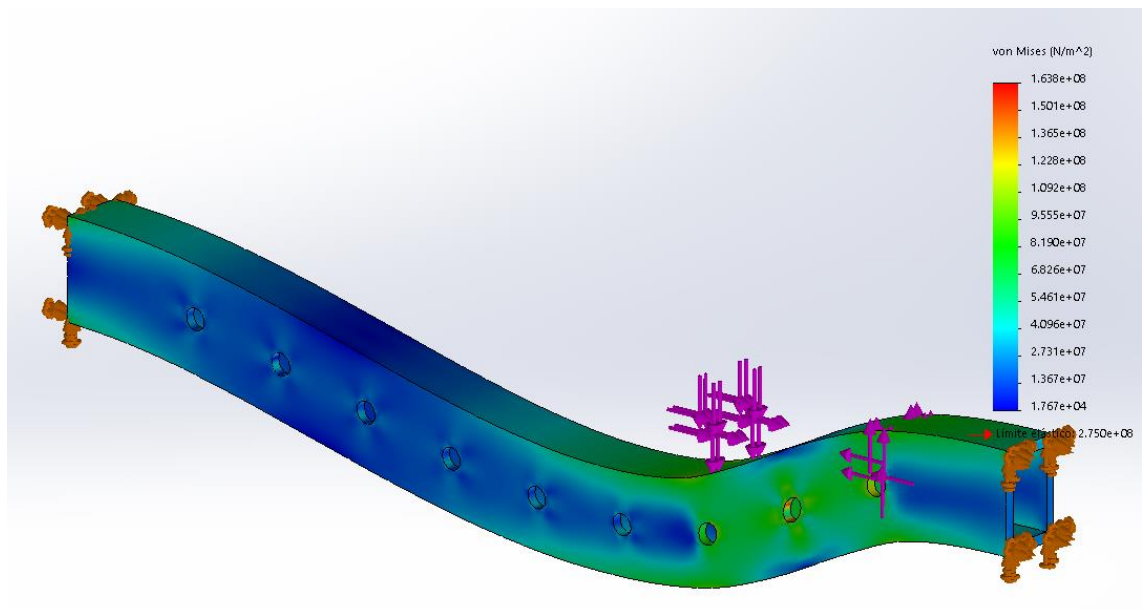
Tensión de Von Mises



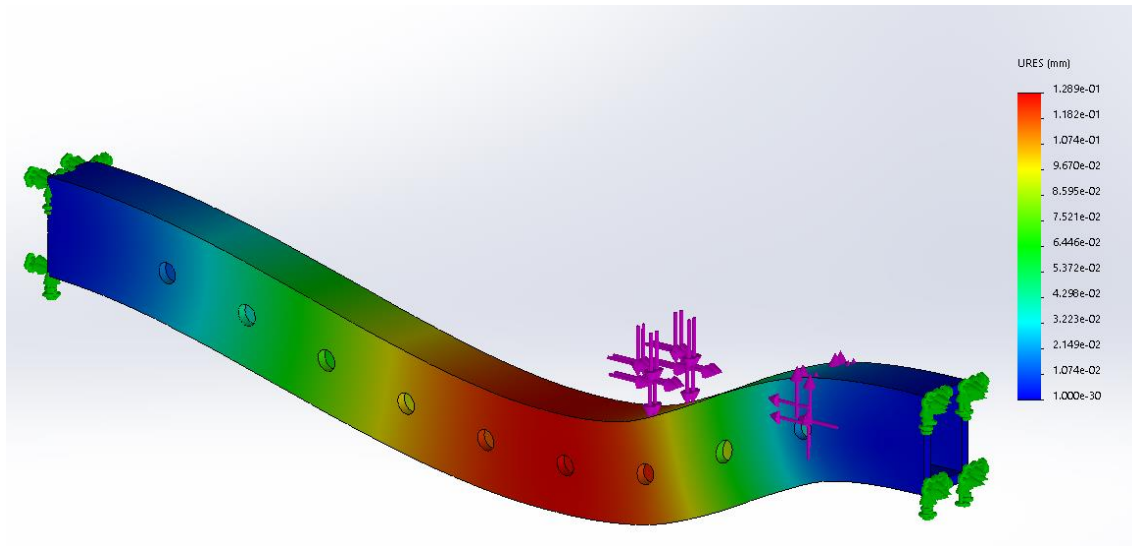
Desplazamientos

Los resultados obtenidos sobre el centro del soporte son de una tensión máxima de 144,9 Mpa y un desplazamiento de 0,04364 mm.

- Extremo delantero del soporte



Tensión de Von Misses

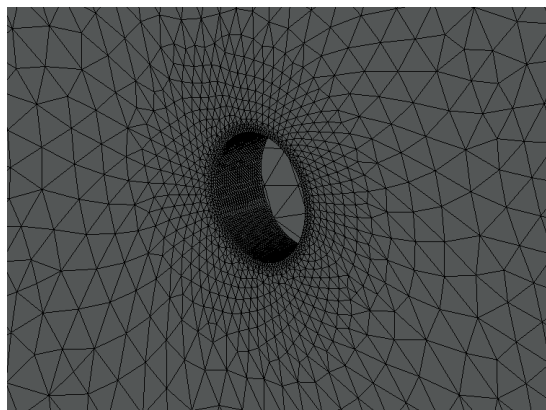


Desplazamientos

Los resultados obtenidos sobre el extremo trasero del soporte son de una tensión máxima de 163,8 Mpa y un desplazamiento de 0,13 mm.

Como podemos observar el desplazamiento máximo se mantiene por debajo de 0,13 mm y la tensión máxima se sitúa en 179,3 Mpa cumpliendo con los criterios establecidos respecto a la plastificación del material.

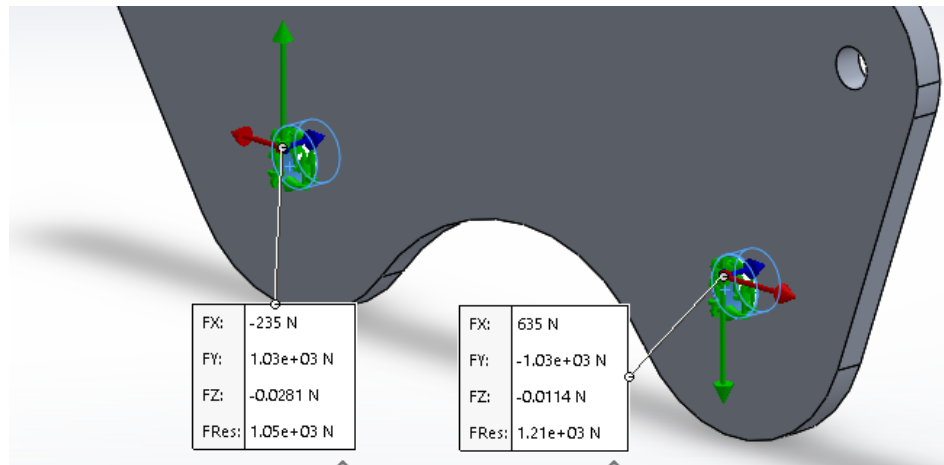
En todos los casos la tensión máxima se situaba sobre el agujero central entre los soportes delantero y trasero del pedal es por ello que se ha realizado un control de malla sobre este lugar descartando que el resultado se debiera a alguna singularidad del modelo. Se enseña un detalle del mallado sobre el agujero central.



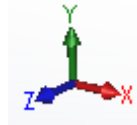
Control de mallado

Dimensionamiento del soporte del pedal de acelerador (perfil)

Nuevamente con la ayuda del software solidworks buscamos en el análisis realizado sobre el modelo del soporte lateral de acelerador las reacciones que ocurren sobre los agujeros de sujeción del soporte.



Reacciones soporte lateral acelerador



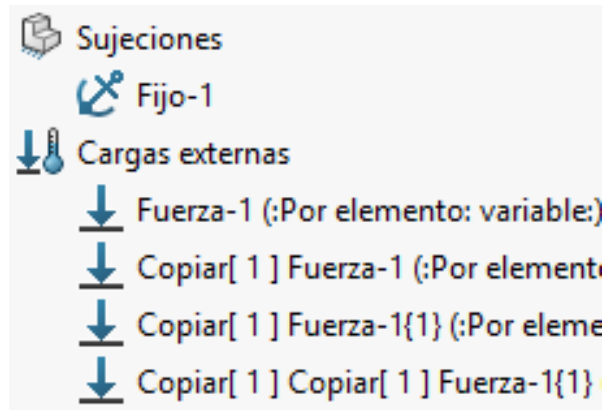
Ejes de referencia

Los resultados de las reacciones resultan ser -235 N sobre el eje x y 1030 N sobre el eje Y en el agujero de fijación trasero, resultando ser de 635 N sobre el eje x y -1030 N sobre el eje Y en el agujero de fijación delantero. Como se puede observar las fuerzas sobre el eje Z resultan ser despreciables resultando ser prácticamente 0 N en ambos agujeros.

Se realizarán dos análisis sobre el soporte. Uno sobre uno de los extremos del perfil y otro en el medio del perfil para verificar que se cumple a lo largo de todo el mismo los requisitos de diseño.

Inicialmente se ha realizado un análisis sobre un perfil de 20x30 mm con un espesor de 1 mm de 330mm de largo, el mínimo disponible de manera comercial de perfil de acero s275.

Las condiciones de contorno y cargas aplicadas sobre el soporte del pedal de acelerador son las siguientes:



Sujeción de tipo geometría fija en los extremos del perfil, los pedales irán soldados o a otro perfil de la estructura de soporte de los mismos el cual se unirá al chasis del vehículo.

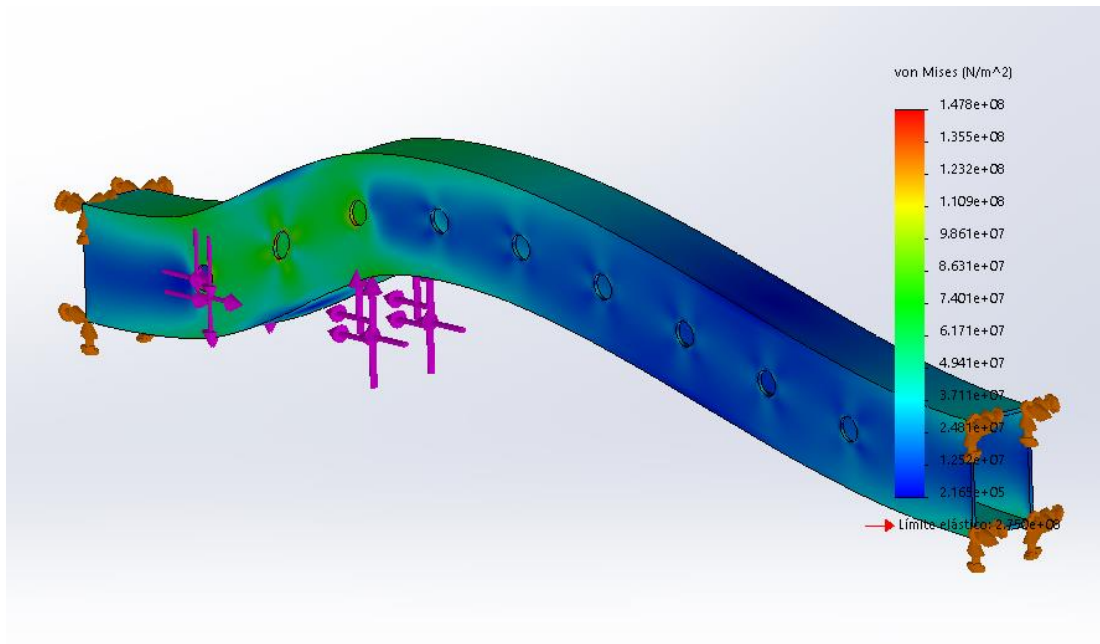
Las cargas a las que se encuentra sometido el perfil son las reacciones descritas anteriormente sobre los agujeros de sujeción del perfil estas de 235 N sobre el eje x y -1030 sobre el eje Y para el agujero trasero de sujeción y de -635 N sobre el eje x y 1030 N sobre el eje Y para el agujero delantero de sujeción.

Se realizarán nuevamente tres análisis sobre el soporte. Uno sobre los extremos del perfil y otro en el medio del perfil para verificar que se cumple a lo largo de todo el mismo los requisitos de diseño.

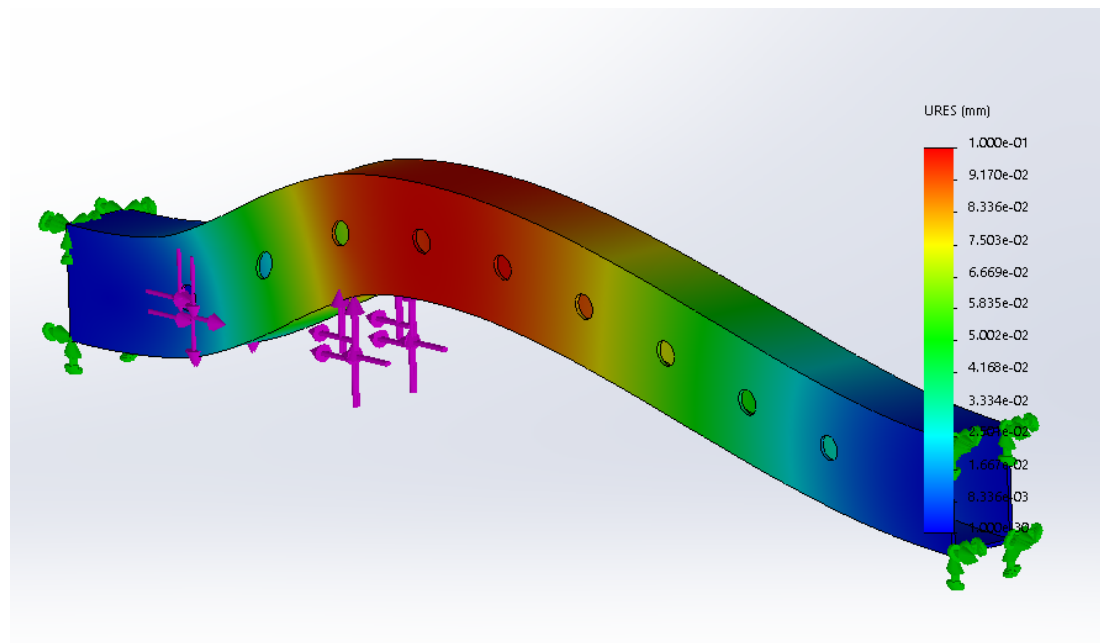
Al igual que sucedía con el pedal de acelerador la tensión máxima se aloja sobre el agujero central entre los soportes realizándose un control de mallado similar en este caso.

Los resultados del estudio se recogen en la siguiente página:

- Extremo trasero del soporte



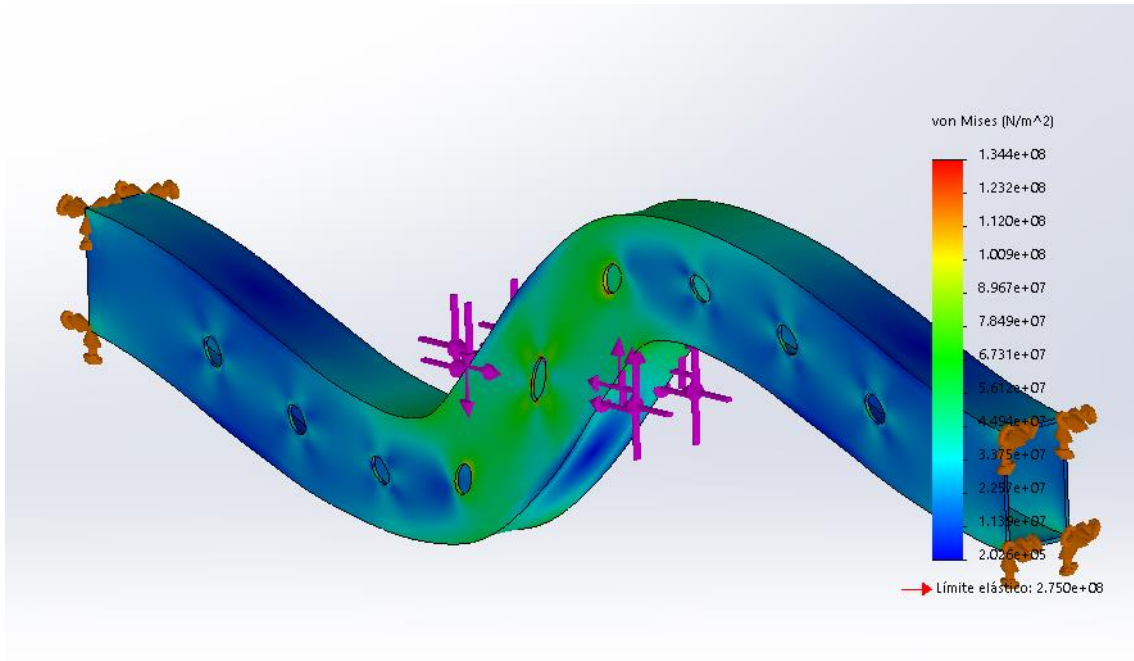
Tensión de Von Mises



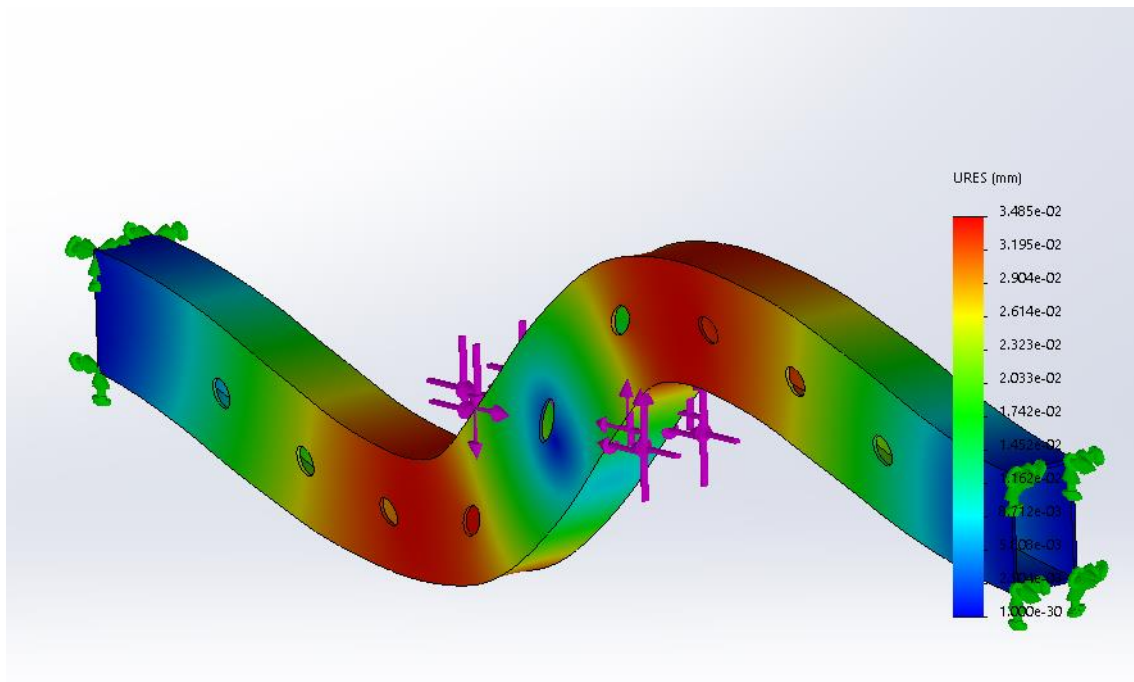
Desplazamientos

Los resultados obtenidos sobre el extremo trasero del soporte son de una tensión máxima de 147,8 Mpa y un desplazamiento de 0,1 mm.

- Extremo central del soporte



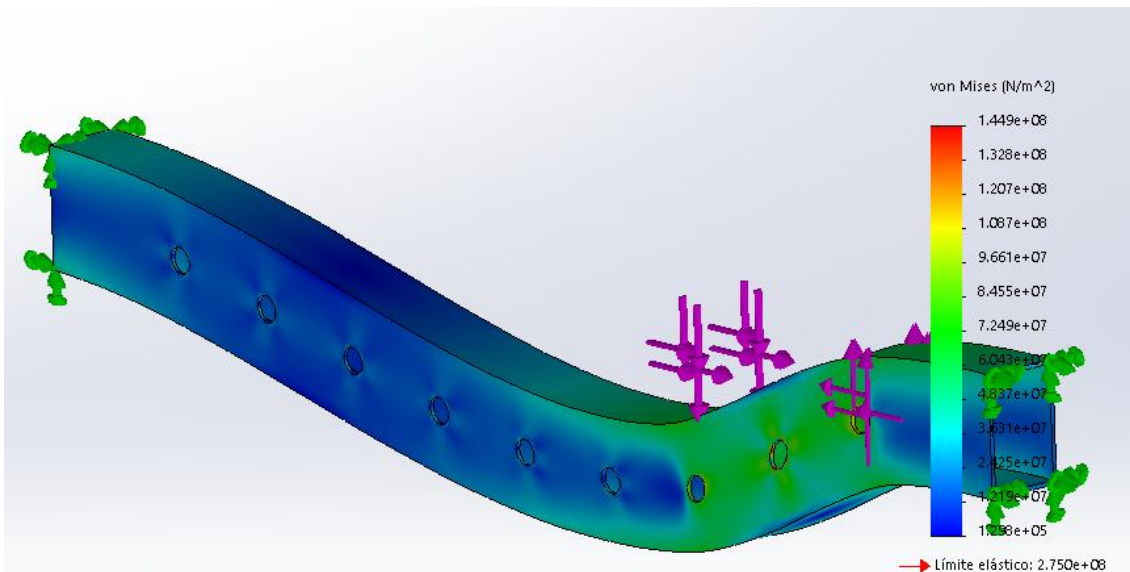
Tensión de Von Mises



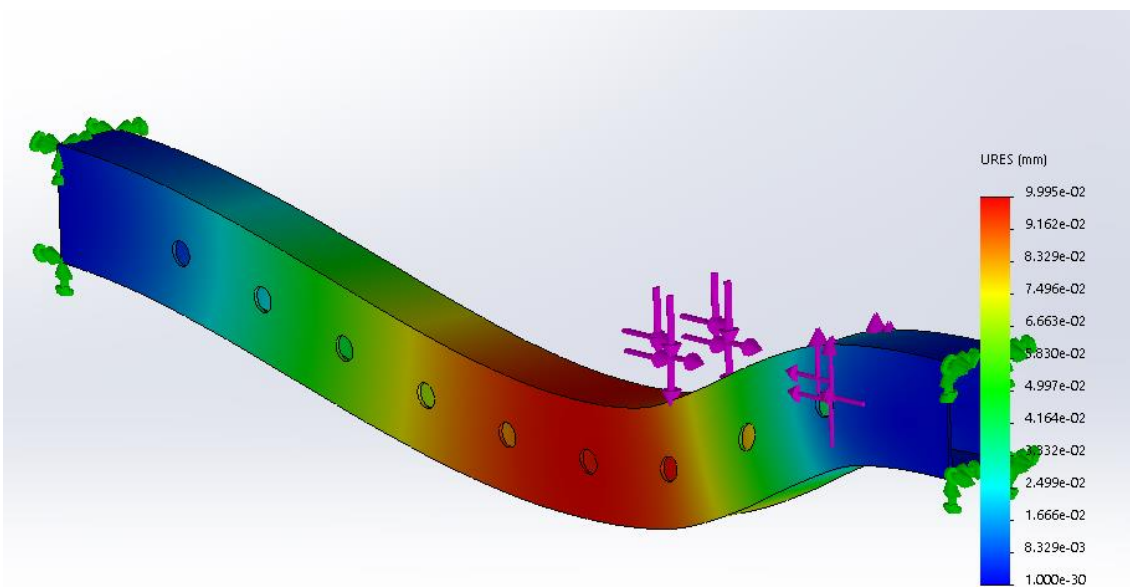
Desplazamientos

Los resultados obtenidos sobre el centro del soporte son de una tensión máxima de 134,4 Mpa y un desplazamiento de 0,03485 mm.

- Extremo delantero del soporte



Tensión de Von Mises



Desplazamientos

Los resultados obtenidos sobre el extremo trasero del soporte son de una tensión máxima de 144,9 Mpa y un desplazamiento de 0,1 mm.

Como podemos observar por los resultados obtenidos con una tensión máxima de 147,8 Mpa y unos desplazamientos máximos de 0,1 mm se cumplen

con los criterios de no plastificación del material resultando los desplazamientos estar contenidos nuevamente.

Las deformaciones observadas se corresponden a su vez al comportamiento esperado debido al momento antihorario que induce el pedal de freno sobre el soporte de la pedalaria.

Dimensionamiento de la estructura de soporte completa.

Habiéndose calculado los perfiles de soporte de necesarios para cada uno de los pedales se realiza la simulación sobre la estructura de soporte completa. Esta estructura añade dos perfiles transversales a los extremos del mismo unen la estructura con el chasis.

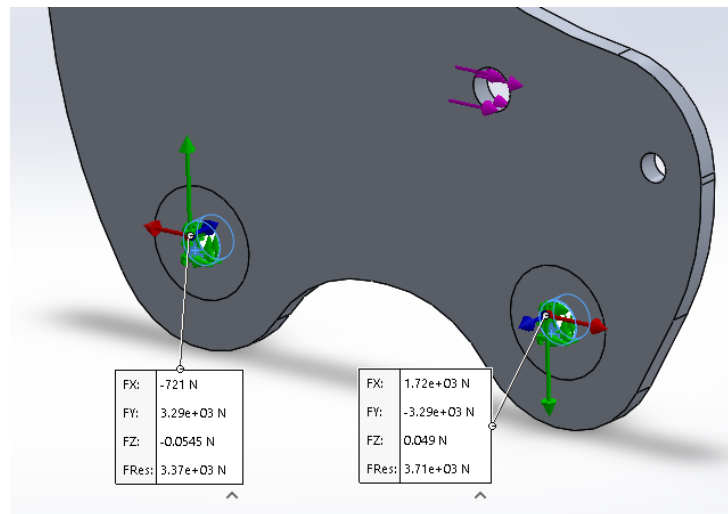
Las cargas consideradas en el estudio son las derivadas de una frenada por parte del piloto de 2KN sobre el pedal de freno tal como estipula la normativa, considerando las reacciones que se producen sobre el soporte lateral del pedal de freno sobre los agujeros de montaje a la estructura, las cuales fueron calculadas en el apartado de dimensionamiento soporte pedal de freno.

La estructura contará longitudinalmente con perfiles de 20 x 30 x 3 mm en el freno y de un perfil de 20x30 de 1mm en el acelerador como calculamos anteriormente.

El perfil transversal de unión al chasis ha de ser dimensionado, se realiza un modelo donde los perfiles longitudinales son los mencionados anteriormente iterando con distintos perfiles transversales.

Se comenzó iterando con perfiles de 20x30 mm en distintos espesores comerciales pero tras el fallo continuo y no poder cumplir con los requisitos de no plastificación ni de conformidad se iteró con perfiles de 30x30 mm resultando el perfil de 30x30 mm de 3 mm de espesor el mínimo que cumple con estos.

Rescatando la figura de las reacciones sobre el soporte lateral de freno estas resultan:

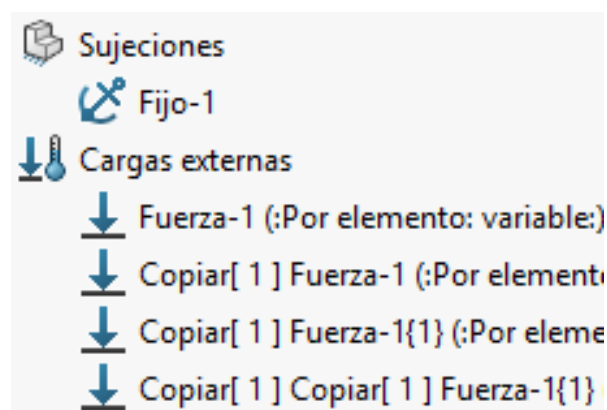


Reacciones soporte lateral de freno

Los resultados de las reacciones resultan ser -721 N sobre el eje x y 3290 N sobre el eje Y en el agujero de fijación trasero, resultando ser de 1721 N sobre el eje x y -3290 sobre el eje Y en el agujero de fijación delantero. Como se puede observar las fuerzas sobre el eje Z resultan ser despreciables resultando ser prácticamente 0 N en ambos agujeros.

Conociendo las reacciones sobre los soportes laterales, las fuerzas que actuarán sobre los agujeros de sujeción del soporte del pedal de freno alojado en la estructura de soporte completa serán las reacciones a estas últimas, con lo que se invierten los sentidos de las reacciones sobre los soportes laterales. Con lo que las fuerzas sobre los agujeros de fijación de los soportes del pedal de freno resultan ser finalmente de 721 N sobre el eje x y -3290 N sobre el eje Y en el agujero de fijación trasero y de -1721 N sobre el eje x y 3290 sobre el eje Y en el agujero de fijación delantero.

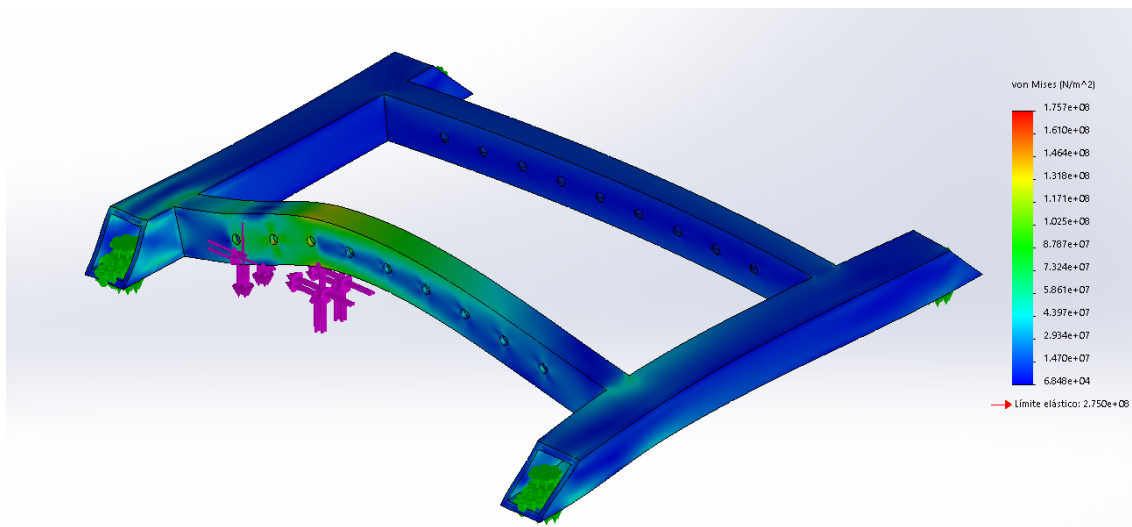
Las condiciones de contorno y cargas aplicadas sobre la estructura de soporte completa son las siguientes:



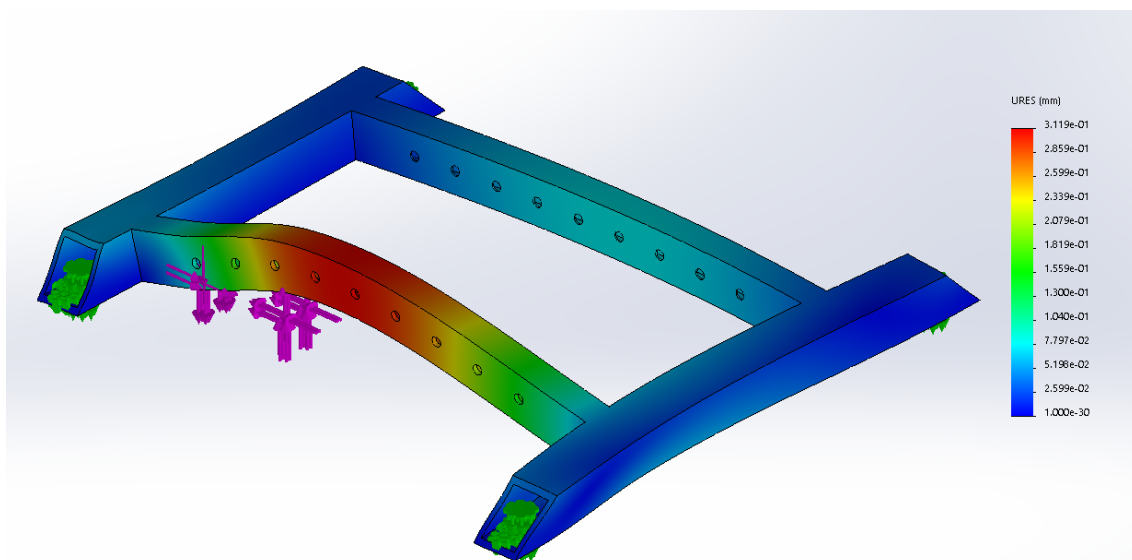
Geometría fija sobre las cuatro agujeros de las esquinas del soporte sobre las que se ha realizado una subdivisión del modelo simulando la fijación realizada por el tornillo y la tuerca en cada lado del perfil, las fuerzas son las mismas descritas anteriormente que se derivan del soporte de freno al aplicar 2000 N sobre el freno

Los resultados obtenidos sobre la estructura de soporte completa son:

- Extremo trasero del soporte



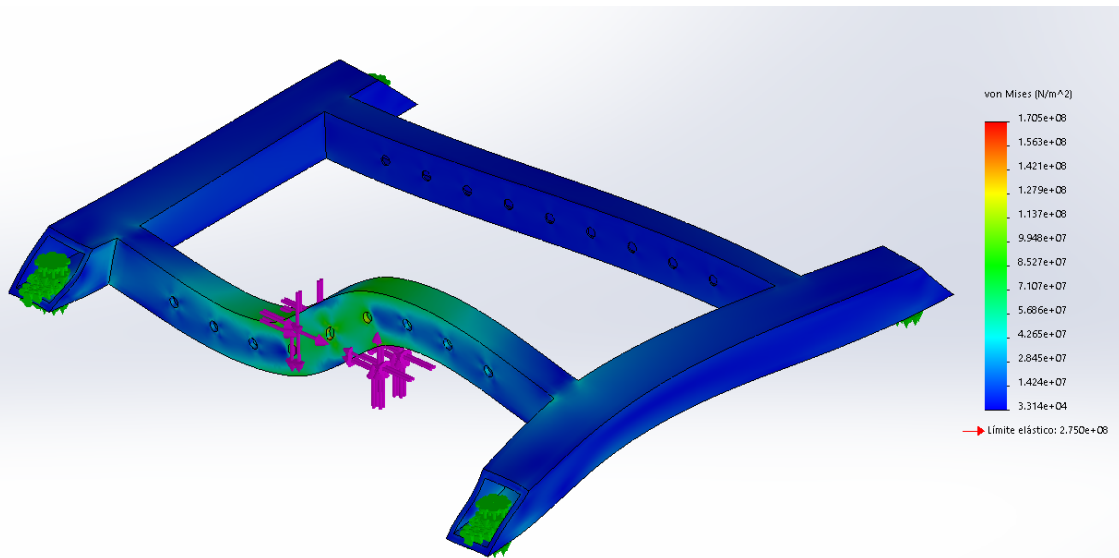
Tensión de Von Mises



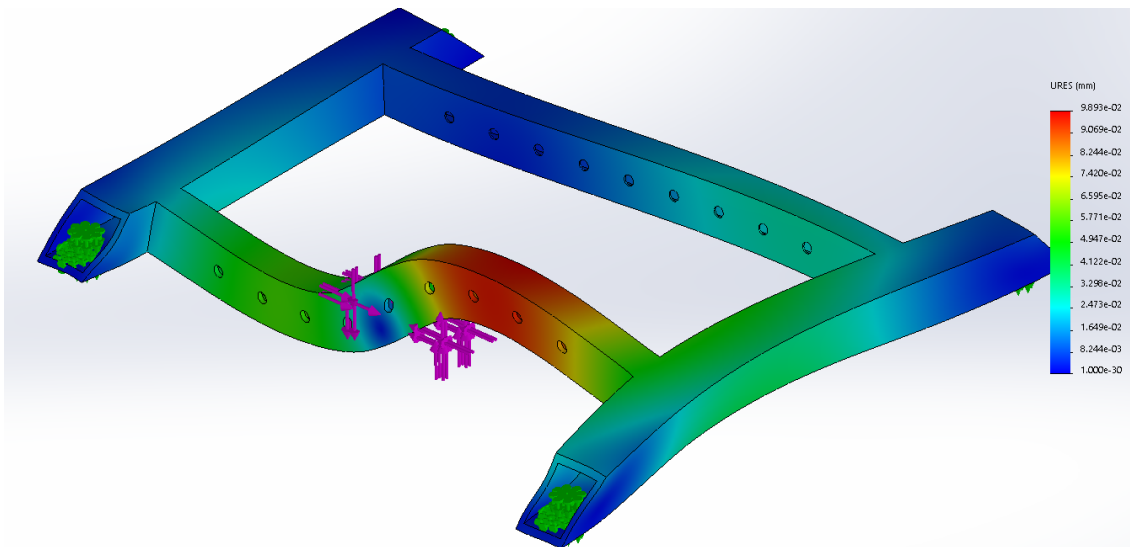
Desplazamientos

Los resultados obtenidos sobre el extremo trasero del soporte son de una tensión máxima de 175,7 Mpa y un desplazamiento de 0,32 mm.

- Extremo central del soporte



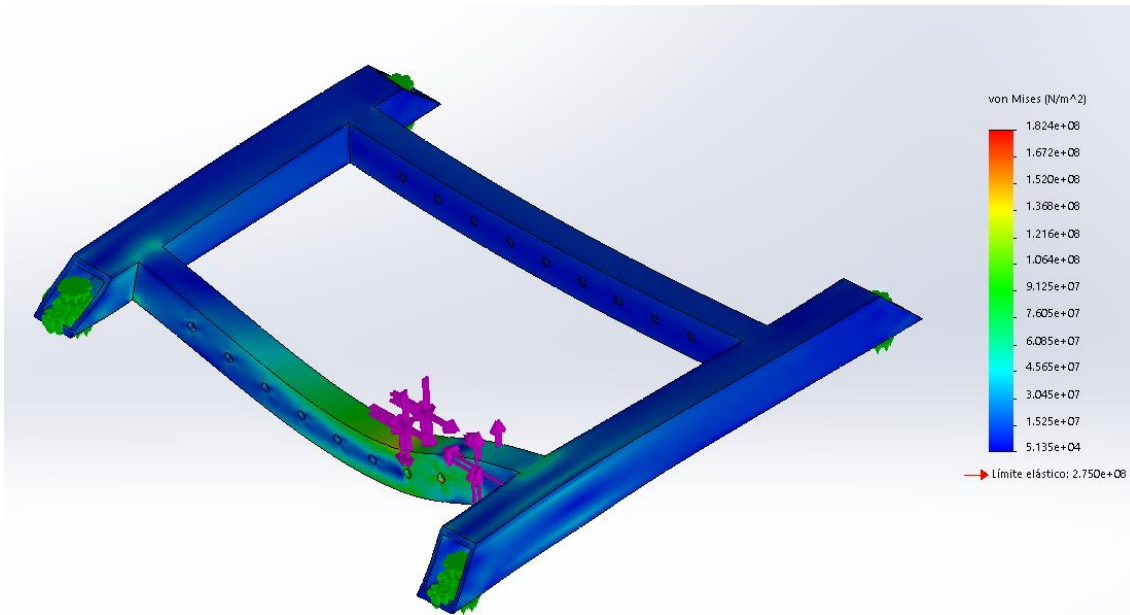
Tensión de Von Mises



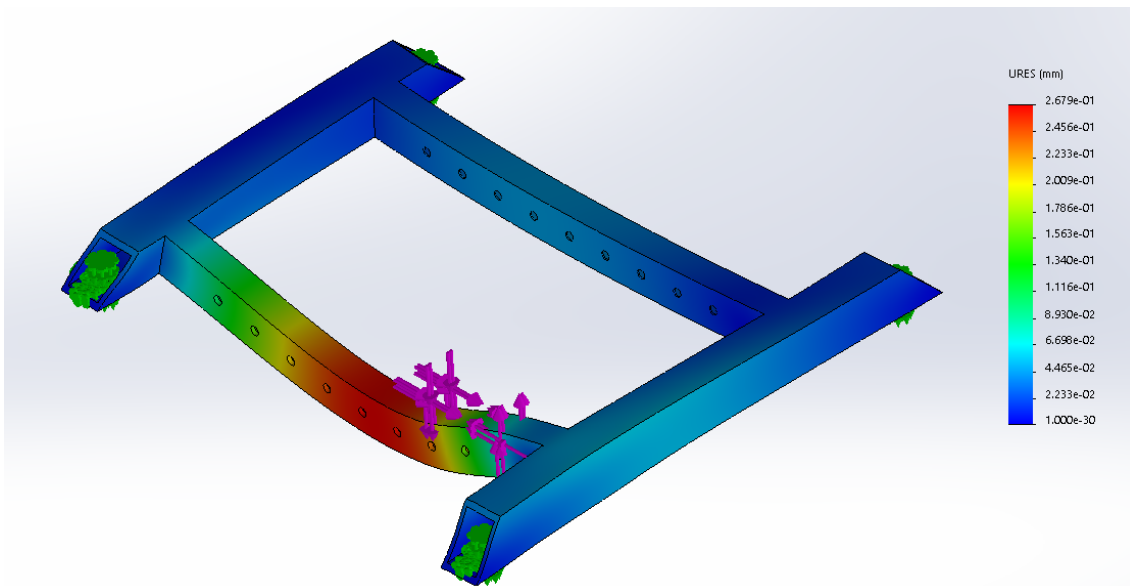
Desplazamientos

Los resultados obtenidos sobre el centro del soporte son de una tensión máxima de 170,5 Mpa y un desplazamiento de 0,1 mm.

- Extremo delantero del soporte



Tensión de Von Mises



Desplazamientos

Los resultados obtenidos sobre el extremo trasero del soporte son de una tensión máxima de 179,4 Mpa y un desplazamiento de 0,268 mm.

Como podemos observar por los resultados obtenidos con una tensión máxima de 182,4 Mpa y unos desplazamientos máximos de 0,32 mm se cumplen con los criterios de no plastificación del material resultando los desplazamientos estar contenidos nuevamente.

Dimensionamiento de los tornillos de sujeción y ejes

Una vez realizado el dimensionamiento de las piezas que forman parte de la pedalera se realiza el dimensionamiento los elementos de fijación y ejes.

Se seguirá el criterio del CTE DB SE A, Código técnico de edificación documento básico seguridad estructural del acero.

Según este documento la resistencia a cortante se calcula según la expresión:

$$F_{v,Rd} = \frac{0,6 * f_{ub} * A_s}{\gamma_{Mb}}$$

Donde:

$F_{v,Rd}$, Resistencia a corte, N

f_{ub} , Resistencia a tracción última, N/mm²

A_s , Area resistente de la sección mm²

γ_{mb} , Resistencia de tornillos, 1,25

Se poseen los valores de la carga a cortante de cada tornillo así que despejando el area resistente se obtiene la siguiente expresión:

$$A_s = \frac{F_{v,Rd} * \gamma_{mb}}{0,6 * f_{ub}}$$

Los valores de la resistencia última a tracción de los tornillos según su calidad están recogidos en la siguiente tabla:

Tabla 4.3 Características mecánicas de los aceros de los tornillos, tuercas y arandelas

| Clase | 4.6 | 5.6 | 6.8 | 8.8 | 10.9 |
|---|-----|-----|-----|-----|------|
| Tensión de límite elástico f_y (N/mm ²) | 240 | 300 | 480 | 640 | 900 |
| Tensión de rotura f_u (N/mm ²) | 400 | 500 | 600 | 800 | 1000 |

Por normativa de la competición los tornillos han de ser de calidad 8.8 o superior, se realizarán los cálculos teniendo en cuenta tornillos de la calidad inferior que cumple la normativa, 8.8.

A continuación, se presenta una tabla con los valores de las áreas resistentes de tornillos de métrica 1 hasta métrica 20.

| Designación | Area Resistente As (mm ²) |
|--------------|---------------------------------------|
| M 1 x 0,25 | 0,461 |
| M 1,1 x 0,25 | 0,589 |
| M 1,2 x 0,25 | 0,733 |
| M 1,4 x 0,3 | 0,983 |
| M 1,6 x 0,35 | 1,272 |
| M 1,7 x 0,35 | 1,479 |
| M 1,8 x 0,35 | 1,703 |
| M 2 x 0,4 | 2,075 |
| M 2,2 x 0,45 | 2,486 |
| M 2,3 x 0,4 | 2,912 |
| M 2,5 x 0,45 | 3,395 |
| M 2,6 x 0,45 | 3,729 |
| M 3 x 0,5 | 5,035 |
| M 3,5 x 0,6 | 6,782 |
| M 4 x 0,7 | 8,785 |
| M 4,5 x 0,75 | 11,329 |
| M 5 x 0,8 | 14,196 |
| M 5,5 x 0,9 | 17,037 |
| M 6 x 1 | 20,141 |
| M 7 x 1 | 28,881 |
| M 8 x 1,25 | 36,638 |
| M 9 x 1,25 | 48,152 |
| M 10 x 1,5 | 58,034 |
| M 11 x 1,5 | 72,322 |
| M 12 x 1,75 | 84,329 |
| M 14 x 2 | 115,523 |
| M 15 x 2 | 135,359 |
| M 16 x 2 | 146,552 |
| M 18 x 2,5 | 192,608 |
| M 20 x 2,5 | 244,947 |

Obteniendo el valor del área resistente y comparando en la tabla obtenemos los diámetros de los tornillos necesario.

- Eje Freno

El eje de freno está sometido a cortante doble.

La carga sobre el eje es de 4000 N

La carga a soportar por el tornillo a cortante es de 2000 N

$$A_s = \frac{2000 * 1,25}{0,6 * 800} = 5,20833 \text{ mm}^2$$

Es necesario mínimo un tornillo M4 en el eje del pedal de freno.

- Eje Acelerador

El eje de acelerador está sometido a una menor carga que el freno, por facilidad de mantenimiento y operatividad ambos ejes serán del mismo diámetro con lo que no se dimensiona.

- Soporte de las bombas

El soporte de las bombas está sometido a cortante doble por dos tornillos.

La carga sobre el soporte de las bombas es de 6000 N

La carga a cortante a soportar por un tornillo es de 1500 N

$$A_s = \frac{1500 * 1,25}{0,6 * 800} = 3,90625 \text{ mm}^2$$

Es necesario mínimo un tornillo M3 en el soporte de las bombas.

- Soporte del repartidor de frenada, barra de balance

El soporte del repartidor de frenada está sometido a cortante doble por dos tornillos.

La carga sobre el repartidor de frenada es de 6000 N

La carga a cortante a soportar por un tornillo es de 1500 N

$$A_s = \frac{1500 * 1,25}{0,6 * 800} = 3,90625 \text{ mm}^2$$

Es necesario mínimo un tornillo M3 en el soporte del repartidor de frenada.

- Soporte lateral del pedal de freno

El soporte lateral del pedal de freno está sometido a cortante doble por dos tornillos.

La carga máxima sobre el soporte lateral es de 3710 N a cortante de la reacción sobre el soporte lateral del freno.

La carga se mayor hasta 4000 N

$$A_s = \frac{4000 * 1,25}{0,6 * 800} = 10,41 \text{ mm}^2$$

Es necesario mínimo un tornillo M5 en el soporte lateral del pedal de freno a cortante.

- Soporte lateral del pedal de acelerador

Sobre el soporte lateral de acelerador se usarán, por motivos de facilidad de operatividad sobre la pedalera los mismos tornillos que el soporte lateral del

pedal de freno sobre el cual se ejerce una carga superior, siendo necesario su dimensionamiento.

- Soporte del pedal pad

El soporte del pedal pad está sometido a cortante doble por dos tornillos.

La carga sobre el pedal pad es de 2000 N

La carga a cortante a soportar por un tornillo es de 500 N

$$A_s = \frac{1500 * 1,25}{0,6 * 800} = 1,3 \text{ mm}^2$$

Es necesario mínimo un tornillo M2 en el soporte del pedal pad a cortante.

- Final de carrera del acelerador

El final de carrera del acelerador está sometido a cortante doble sobre un tornillo.

La carga sobre el final de carrera es de 1200 N

La carga a cortante a soportar por un tornillo es de 600 N

$$A_s = \frac{1500 * 1,25}{0,6 * 800} = 1,3 \text{ mm}^2$$

Es necesario mínimo un tornillo M2 en el final de carrera del acelerador a cortante.

Habiendo realizado la comprobación a cortante de todos los tornillos se presenta una tabla resumen de los tornillos utilizados en cada una de las uniones dimensionadas.

| Unión | Métrica tornillo |
|-----------------------------|------------------|
| Ejes de pedal | M6 |
| Soporte Bombas | M4 |
| Soporte barra balance | M4 |
| Soporte de pedal pad | M4 |
| Soporte lateral pedales | M6 |
| Final de carrera acelerador | M4 |

Dimensionamiento de los cojinetes de los ejes

En la pedalera serán utilizados cojinetes de tipo flange que faciliten el giro de los pedales. A continuación, se realiza el dimensionamiento de los cojinetes los cuales han de tener una longitud total de 10 mm y un espacio para un eje de 6 mm.

La presión estática que se ejerce sobre los cojinetes resulta de la división de la fuerza que recibe el cojinete y el área siendo esta calculada como la relación entre longitud del cojinete y su diámetro interno.

En nuestro caso el área resulta $\rightarrow A = 10\text{mm} * 6\text{mm} = 60\text{ mm}^2$

Debido a que se utilizan dos cojinetes esta área resulta 120 mm^2

La carga máxima sobre el eje de freno es de 4000 N

La carga máxima sobre el pedal de freno es de 800 N

Las presiones estáticas resultan ser de:

P estática freno = $4000\text{N} / 120\text{mm} = 33,3\text{ Mpa}$

P estática acelerador = $800\text{N} / 120\text{mm} = 6,6\text{ Mpa}$

Los cojinetes escogidos para un diámetro de 6 mm y 10 mm de longitud han de poder soportar las presiones estáticas calculadas anteriormente.

Se recomienda el uso de cojinetes iglidur de la serie Z.

Resumen de resultados y pesos del conjunto

En este capítulo se presenta un resumen de los resultados de las tensiones máximas obtenidas los desplazamientos máximos, el factor de seguridad y el peso de los componentes dimensionados.

Los pesos se han consultado a través de la calculadora de propiedades físicas que incorpora el propio software de solidworks. Al peso de estos elementos se han de añadir el peso de otros componentes como son los tornillos, tuercas, espaciadores, cojinetes etc...

Además, del peso de elementos externos como son los sensores de posición, el brake over travel switch los resortes de gas y las bombas de freno.

Con lo que se presenta a continuación el peso del conjunto de las piezas diseñadas que conforman la pedalera en la siguiente tabla resumen.

| PIEZA | T.M (Mpa) | D.M (mm) | Peso (g) | F.S. |
|-----------------------------------|--------------|-------------|---------------|------|
| Brazo pedal freno | 140,8 | 1,4 | 64,88 (x2) | 1,95 |
| Soporte lateral freno | 213,1 | 0,38 | 65,76 (x2) | 1,29 |
| Soporte Bombas (S275) | 220, 2 | 0,1836 | 395,42 | 1,25 |
| Soporte Bombas (6061T6) | 211,6 | 0,4171 | 136,88 | 1,3 |
| Soporte pedal pad | 97,19 | 0,0743 | 27,42 (x2) | 2,83 |
| Pedal pad | 120,9 | 0,1128 | 37,66 (x2) | 2,27 |
| Soporte repartidor frenada (S275) | 140,8 | 0,028 | 41,78 (x2) | 1,95 |
| Brazo pedal acelerador | 214,3 | 0,7 | 54,14 | 1,28 |
| Soporte lateral acelerador | 70 | 0,058 | 54,89 (x2) | 3,92 |
| Estructura soporte (S275) | 182,4 | 0,268 | 2473,72 | 1,5 |
| Estructura soporte (6061T6) | 181,6 | 0,95 | 856,29 | 1,5 |

El peso del conjunto de piezas calculadas únicamente en aluminio 6061 T6 es de: 638,92 gr

Peso total pedalera y estructura de soporte con todas las piezas en aluminio 6061 T6 es: 1632,09 gr

Peso total pedalera y estructura de soporte con todas las piezas en acero S275 es: 3508,06 gr

La estructura de soporte hace un gran factor diferencial en el peso del conjunto añadiendo más de 1,5 kg al mismo.

Con esto se concluye el análisis del cálculo de la elasticidad y resistencia de los materiales de la pedalera. El factor de seguridad calculado es igual o superior a 1,25 en el conjunto de las piezas obteniéndose unos desplazamientos contenidos en el conjunto de piezas que conforman la pedalera.

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica

ANEXO III: CATÁLOGOS

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE
UN VEHÍCULO FSAE****AUTOR**

Eliseo Gutiérrez González

TUTOR

Andrés Muñoz de Dios

Índice de Catálogos

Bombas Tilton 75 Series

Barra de balance Tilton 600 Series

Cable de ajuste barra de balance

Disco de freno Brembo 78B408A9

Disco de freno Brembo 68B40720

Pinza de freno Wilwood GP320

Pinza de freno Brembo p34

Sensor de posición (TPS) Honeywell RTY

Muelle de gas Lesjofors 50N

Cojinetes Iglidur Z

Switch push pull A3-30L2

INSTALLATION INSTRUCTIONS

98-1233

75-Series Master Cylinder Kits

DESCRIPTION

Tilton master cylinders are engineered to provide optimum performance at a moderate cost. The included components in the kit enable direct-mounting or remote-mounting of the fluid reservoir. The master cylinders are made of lightweight aluminum and have a black anodized coating to prevent wear and corrosion. Included are a 3/16" inverted flare fitting and AN3 adapter. Tilton master cylinders set the standard for the industry and are a direct replacement for master cylinders that have a 2.25", 2-bolt mounting pattern.

Installation notes

- Mount the reservoirs above the calipers to prevent fluid bleed-back from the calipers to the master cylinders.
- Make sure that all of the parts are clean before assembling.

INSTALLATION

Master Cylinder

1. Remove the dust cover from the master cylinder reservoir opening.
2. Make sure that the o-ring is seated properly in the groove of the reservoir entry port on the master cylinder body.
3. Apply a small amount of rubber grease (P/N: RG-2) onto the o-ring.
4. Do not damage the o-ring or move it out of position when installing the reservoir or the remote fitting.
5. Slide the selected reservoir or remote fitting onto the master cylinder body along with the wire clamp.
6. Place the wire clamp so that one wire of the clamp is above the o-ring and the other is below the o-ring.
7. Do not over tighten the wire clamp or you may damage the reservoir or remote fitting. It should be "snug."
8. Insert the reservoir filter into the reservoir properly by referring to **Diagram 1**.
9. Thread the reservoir cap onto the reservoir to keep dirt out.
10. Select the appropriate fitting for your application and attach this fitting to the master cylinder body.
11. Mount the master cylinder on the vehicle.
12. Proceed to the **Brake Bleeding** section.

Master Cylinder with Remote Mount Reservoir

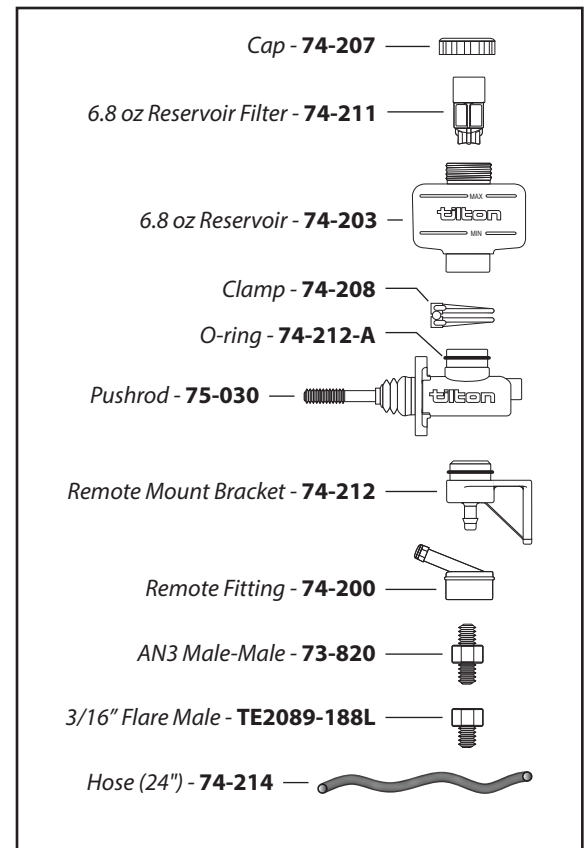
1. Determine the location for mounting the remote mounted reservoir.
2. The supplied rubber hose can be cut to length. Select the location for the remote mounted bracket accordingly.
3. After selecting the location for mounting the remote reservoir, drill the two 1/4" diameter mounting holes on 1.20" centers.
4. Install the remote-mounting bracket with the appropriate hardware.
5. Apply a small amount of rubber grease (P/N: RG-17) onto the o-ring on the remote fitting.
6. Do not damage the o-ring or move it out of position when installing the reservoir or the remote fittings.

ABS WARNING:

May not be suitable for use with some ABS (anti-lock braking) systems due to the high pressure pulsations that they may send back to the master cylinder, potentially damaging the high-pressure seal.



Diagram 1 - Master Cylinder Kit and Replacement Parts



7. Slide the selected reservoir onto the remote-mounting bracket and secure it with the wire clamp.
8. Place the wire clamp so that one wire of the clamp is above the o-ring and the other wire is below the o-ring.
9. Do not over tighten the wire clamp or you might damage the reservoir. It should be "snug".
10. Insert the reservoir filter into the reservoir properly by referring to **Diagram 1**.
11. Thread the reservoir cap onto the reservoir to keep dirt out.
12. Attach one end of the rubber hose onto the nipple of the remote-mounting bracket.
13. Secure the hose to prevent damage or wear against other components.

BRAKE BLEEDING

Required Equipment

- Bleeder kit
- Proper wrenches
- An adequate supply of DOT 3 or 4 brake fluid
- If the vehicle has a dual master cylinder brake system then both of the systems must be bled simultaneously. See **Bleeding Order** section for proper order.

Priming Master Cylinder

1. Fill the master cylinder reservoir with brake fluid.
2. Slightly loosen the fitting at the master cylinder.
3. Gently depress and release the brake pedal until fluid emerges.
4. Tighten the fitting.
5. Select the bleeding order that fits your application from **Bleeding Order** section.

Brake Bleeding

1. Fill a clear bottle with enough brake fluid to keep the hose ends submerged.
2. Attach the other end of the plastic bleeder hose to the caliper bleed-screw.
3. Be sure the hoses stay submerged throughout the procedure to prevent sucking air on the return stroke of the pedal.
4. Depress the brake pedal with slow and gentle foot pressure.
5. Open the caliper bleed-screw.
6. Allow the pedal to drop to the fully depressed position.
7. Close the caliper bleed-screw.
8. Allow the pedal to return to the relaxed position.
9. Wait several seconds and then repeat steps 4 through 8 until air has been removed from the system.

MAINTENANCE

The brake system should have the brake fluid replaced and the brake bleeding procedure performed before each event.

MASTER CYLINDER REBUILD KITS

Refer to this table for the appropriate rebuild kit.

| Cylinder Bore Size | Cylinder Kit | Rebuild Kit |
|--------------------|--------------|-------------|
| 5/8" bore | 75-625U | 75-625RK |
| 7/10" bore | 75-700U | 75-700RK |
| 3/4" bore | 75-750U | 75-750RK |
| 13/16" bore | 75-812U | 75-812RK |
| 7/8" bore | 75-875U | 75-875RK |
| 1" bore | 75-1000U | 75-1000RK |

BLEEDING ORDER

Fixed calipers, 2 Master Cylinders

1. Front & rear passengers side, inboard
2. Front & rear passengers side, outboard
3. Front & rear drivers side, inboard
4. Front & rear drivers side, outboard

Floating calipers, 2 Master Cylinders

1. Front & rear passengers side
2. Front & rear drivers side

Floating calipers, 1 Master Cylinder

1. Start at the caliper furthest from the master cylinder.
2. Work your way in, bleeding the next closest caliper.

Fixed calipers, 1 Master Cylinder

1. Start at the caliper furthest from the master cylinder. Bleed the inboard side and then the outboard side.
2. Proceed to the next closest caliper.

Upon Completion

After bleeding, minimal brake pedal travel should be observed. Properly bleeding the brakes does not require any power equipment or a massive amount of applied pedal force.

Balance Bars

HOW IT WORKS

The balance bar takes the force you apply to the pedal and distributes it to the front and rear master cylinders. The percentage of force that goes to each master cylinder depends on the balance bar adjustment position. If the center spherical joint (located in the tube) is positioned exactly in the center of the two master cylinder pushrod clevises, then each master cylinder sees the same amount of pushrod force. Rotating the threaded adjusting shaft moves the spherical joint relative to the two clevises. For example, if you turn the shaft and the spherical joint moves closer to the left clevis, then the left clevis will see more of the force from the pedal than the right clevis.

A common misconception is that changing the length of the master cylinder pushrod will alter how much force each master cylinder sees, or that it will decide which master cylinder builds pressure first. This is not true. Both master cylinders will start to build pressure at the same time and the balance bar adjustment position will decide how much force is distributed to each master cylinder.

There are three areas of which you must pay particular attention in the installation of the balance bar. First, the assembly must not bind-up or bottom-out in any manner. Its ability to pivot freely is what allows it to function. Secondly, we are concerned with the balance bar's position with the pedal depressed every bit as much as we are with the pedal in its relaxed position. **Diagram B** shows the correct setup with the pedal depressed and **Diagram C** shows the wrong setup with the pedal depressed. Third, make sure there is enough firewall clearance to allow at least 1" of stroke for all master cylinders.

B. INSTALLATION

(Proceed to Step #6 if you are not fabricating a pedal)

1. Drill a hole in the existing pedal to the diameter listed in **Chart 1**, based on Pivot Sleeve diameter (Item 5 in **Diagram A**) and balance bar part number. This should be in-line with the horizontal centerline of the existing master cylinder. Master cylinder center-to-center distance should not vary more than .100" from the balance bar's center-to-center distance, as this would result in premature master cylinder failure.
2. Before welding the pivot sleeve, remove the pivot sleeve from the balance bar assembly.
3. Position the pivot sleeve in the pedal and weld into place.
4. After welding is complete, slide the adjusting shaft (Item 8 in **Diagram A**) through the pivot sleeve and make sure that the spherical bearing slides freely from side-to-side without binding in the pivot sleeve.
5. If the bearing binds in the sleeve, the sleeve may have shrunk or gone out of round during the welding process. If so, bore the pivot sleeve to **1.007"** (P/N 72-250) or **1.002"** (P/N 72-260).
6. Remove one clevis/barrel nut, then insert the adjusting shaft through the pivot sleeve towards the outside of the pedal.

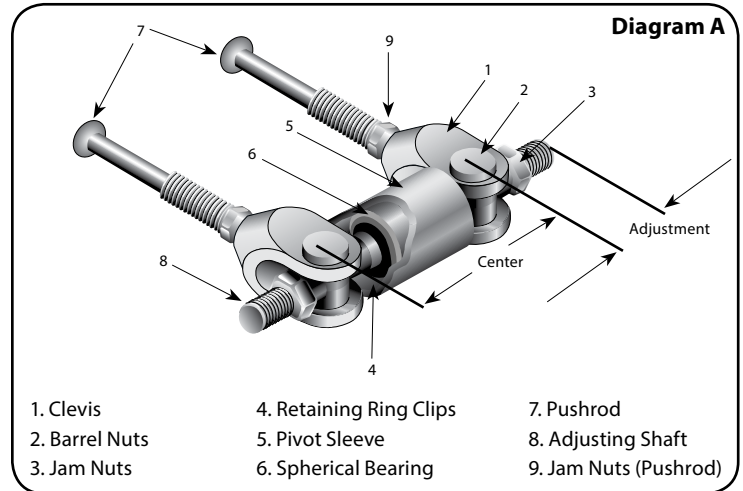


Chart 1

| Part Number | Threaded Diameter | Clevis-to-Clevis Center Distance | Drill Diameter |
|-------------|-------------------|----------------------------------|----------------|
| 72-250 | 3/8" | 2.50" | 1 3/16" |
| 72-260 | 7/16" | 2.63" | 1 3/16" |

7. Screw the clevis/barrel nut back onto the adjusting shaft with the flat counter-bore of the barrel nut facing outward. Screw the jam nut onto the adjusting shaft with the shaft of the jam nut toward the barrel nut. The jam nut shaft must seat between the two sides of the clevis and fit into the flat counter-bore of the barrel nut.

Note: A jam nut is not required when a Remote Brake Bias Adjuster is used.

C. ADJUSTMENT AND OPERATION

When running on pavement, you want the front tires to lock-up with slightly less pedal pressure than the rears. This will help to keep the car stable and prevent it from going into a spin.

- Loosen both of the jam nuts on the adjusting shaft (Item 3 in **Diagram A**).
- Turn the adjusting shaft (Item 8 in **Diagram A**) so that it advances the spherical bearing closer to the selected master cylinder, increasing the braking force produced by that master cylinder (**Chart 2**). The balance bar must be adjusted with the pedal in the relaxed position (**Diagram D**).
- The balance bar has a large adjustment range. However, if you find that what you need is outside of the adjustment range, you will need to make a master cylinder bore size change. There are three possible changes that can be made (See below). All changes will allow the spherical joint to move back towards the center position.
 - Decrease the bore size of the master cylinder closest to the spherical joint by 1/8". This will decrease the amount of pedal force required from the foot and increase the amount of pedal travel.
 - Increase the bore size of the master cylinder farthest from the spherical joint by 1/8". This will increase the amount of pedal force required by the foot and decrease the amount of pedal travel.
 - Increase the bore size of the master cylinder farthest from the spherical joint by 1/16". Decrease the other master cylinder bore size by 1/16". This will maintain the amount of force or pedal travel.
- When satisfied with the adjustment bar location and force distribution, tighten the jam nut (Item 3 in **Diagram A**). *A jam nut is not required when a Remote Brake Bias Adjuster is used.*

Chart 2

| Force Distribution (2.5" Clevis Center-to-Center) | | |
|---|-------------|--------------|
| Spherical Joint Position | Left Clevis | Right Clevis |
| 3/8" left-of-center | 65% | 35% |
| 1/4" left-of-center | 60% | 40% |
| 1/8" left-of-center | 55% | 45% |
| Centered | 50% | 50% |
| 1/8" right-of-center | 45% | 55% |
| 1/4" right-of-center | 40% | 60% |
| 3/8" right-of-center | 35% | 65% |

Diagram B
Pedal Depressed
(Correct)

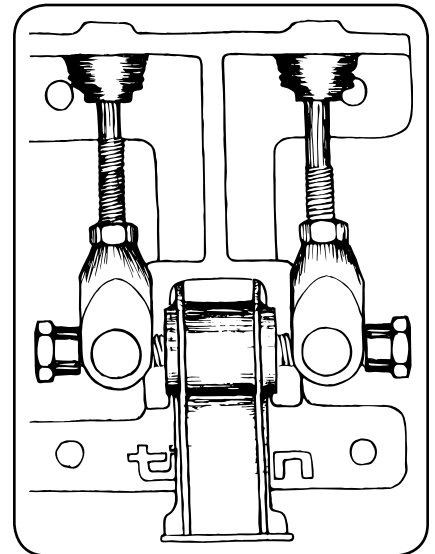


Diagram C
Pedal Depressed
(Incorrect)

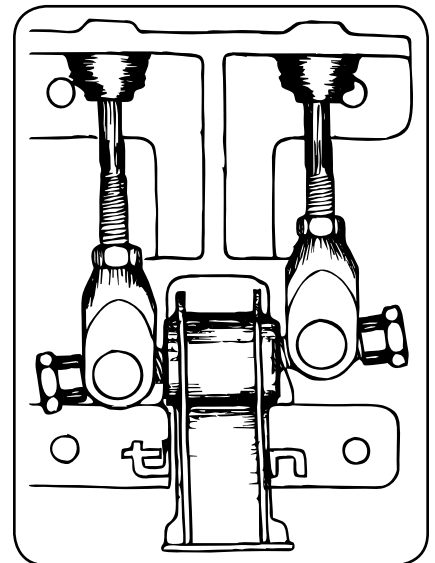
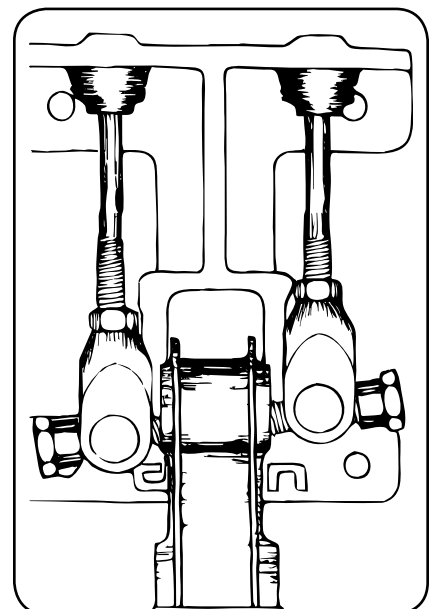


Diagram D
Pedal Relaxed
(Correct)



Balance Bar Remote Cable Adjuster

INTRODUCTION

Tilton Remote Cable Adjusters are designed to attach to the balance bar used in the Tilton pedal assemblies and allows the driver or crew to adjust the brake bias quickly and accurately during competition.

The remote cable adjuster comes with a 6-foot cable that may be cut to length for your application. The finger-grooved, non-slip adjustment knob allows a good grip during adjustment. The adjustment knob has spring-loaded detents for vibration resistance and will hold the set adjustment in place during the toughest conditions. The mounting hole location drawing provided makes the installation a breeze.



Installation notes

- Select a location that allows the driver or crew to make adjustments easily.
- Trial route the cable from the knob to the balance bar on the brake pedal.
- Route the cable so it does not interfere with the driver's feet, other pedals or other equipment in all pedal positions.
- The cable routing and length should allow all of the curves in the cable to have a 6" minimum bend radius to prevent binding and excessive wear.
- The cable should be shortened to the appropriate length for your application.
- Never try to adjust the brake balance while applying the brakes. Always adjust the brake balance when the pedal is in a relaxed state.
- You can swap the balance bar shaft around in the pedal assembly if you need to attach the cable from the opposite side of the pedal. Make sure that the clevis center-to-center distance is maintained.

P/N 72-508

Includes 3/8" x 24 & 7/16" x 20 threaded coupling
Fits 72-250 and 72-260 balance bars

INSTALLATION

1. Select the mounting location and trial fit the Remote Cable Assembly to note any obstructions for the routing of the cable.
2. When satisfied with the location, refer to **Drawing 1** and mark the center hole and the four (4) mounting holes.
3. Refer to **Drawing 1** and cut or punch a 1.50" hole in the center location, this will allow the cable to pass through and the mounting plate to sit flush on the panel.
4. Drill the four mounting holes using a 1/8" drill bit.
5. Trial fit the mounting plate into position and verify that it fits properly.
6. Using a 1/8" hex key, loosen the setscrew that holds the adjustment knob in place.
7. Remove the adjustment knob while being careful not to lose the nylon plunger and spring.
8. Tighten the nut that holds the mounting sleeve onto the mounting plate.
9. Install the mounting plate into the prepared mounting location with the mounting plate being on the driver's side of the panel.
10. Use #4 or 3 mm screws with the appropriate length for your application. Use locknuts to prevent loosening from vibration.
11. Slide the cable through the mounting sleeve from the backside of the panel.
12. Slide the knob onto the cable end shaft and align the flat side of the cable end with the knob setscrew.
13. Make sure that the nylon plunger and spring are in place correctly.
14. Allow for a slight gap between the mounting sleeve and the knob to prevent rubbing when the knob is rotated.

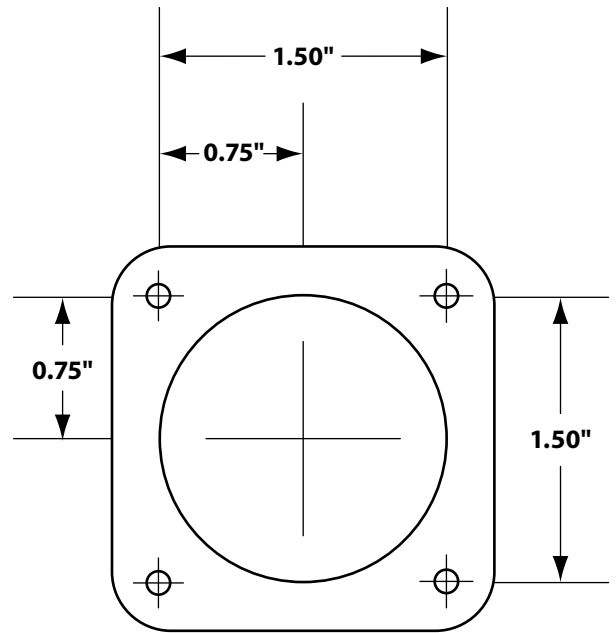
CABLE ROUTING AND LENGTH MODIFICATION

1. Mark the end of the cable where it needs to be cut to length.
2. Remove the (red) plastic sleeve from the cable before brazing. This will prevent melting the plastic sleeve.
3. Braze the cable at the cutting point before cutting. This will prevent fraying of the cable end.
4. Cut the cable to length at the brazed point in the cable.
5. Slip the (red) plastic tubing onto the cable and cut the tubing a 0.50" shorter than the cable length.
6. Remove any jam nuts from the end(s) of the balance bar in the pedal assembly before continuing.
7. Thread the jam nut included in the kit onto the balance bar shaft.
8. Thread the coupling onto the hex broached end of the balance bar shaft. Typically, this is on the right side.
9. Insert the cable end into the coupling and secure the cable by tightening the setscrew in the coupling.
10. Secure the coupling by tightening the jam nut on the balance bar against the cable coupling.
11. Rotate the adjuster knob and look for cable movement or binding. Less cable housing movement provides better balance bar adjustment.
12. Secure the cable along its route with the five (5) cable clamps that are included in the kit.
13. Rotate the adjustment knob and observe the direction and effect it has on the balance bar position. Rotating the balance bar so it shifts towards the master cylinder for the rear calipers increases the amount of rear braking.
14. Apply the proper directional decal on the adjustment knob according to previous observation.

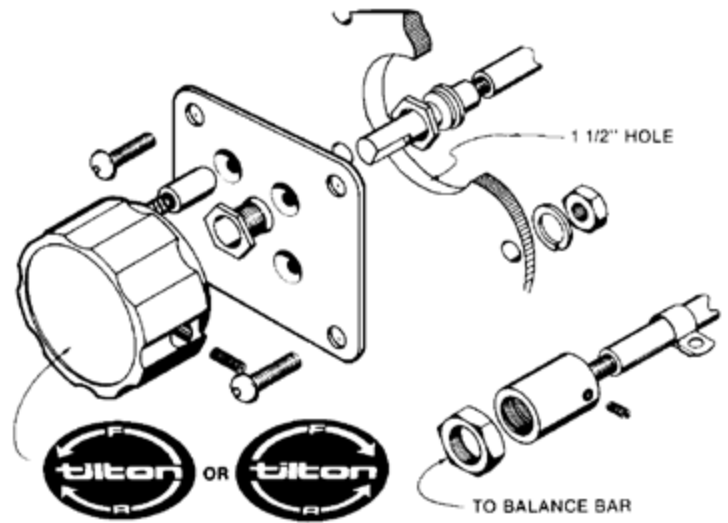
MAINTENANCE

- Periodically inspect the balance bar assembly and the Remote Cable Adjuster.
- Lubricant is not required for the cable assembly although a silicone-based lubricant can be used if desired.

Note: Lubrication is not recommended for the balance bar since dirt and other foreign particles that can hinder operation tend to stick to oil and grease.



Drawing 1 - Mounting Hole Locations



Drawing 2 - Expanded Parts View

78B408A9

A = 240

B = 110

C = 125

D = 6,6

E = 5

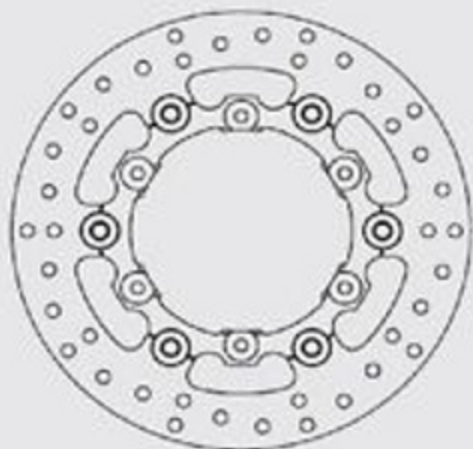


Figura 71. Dimensiones Brembo 78B408A9[34]

Donde:

A = Diámetro externo

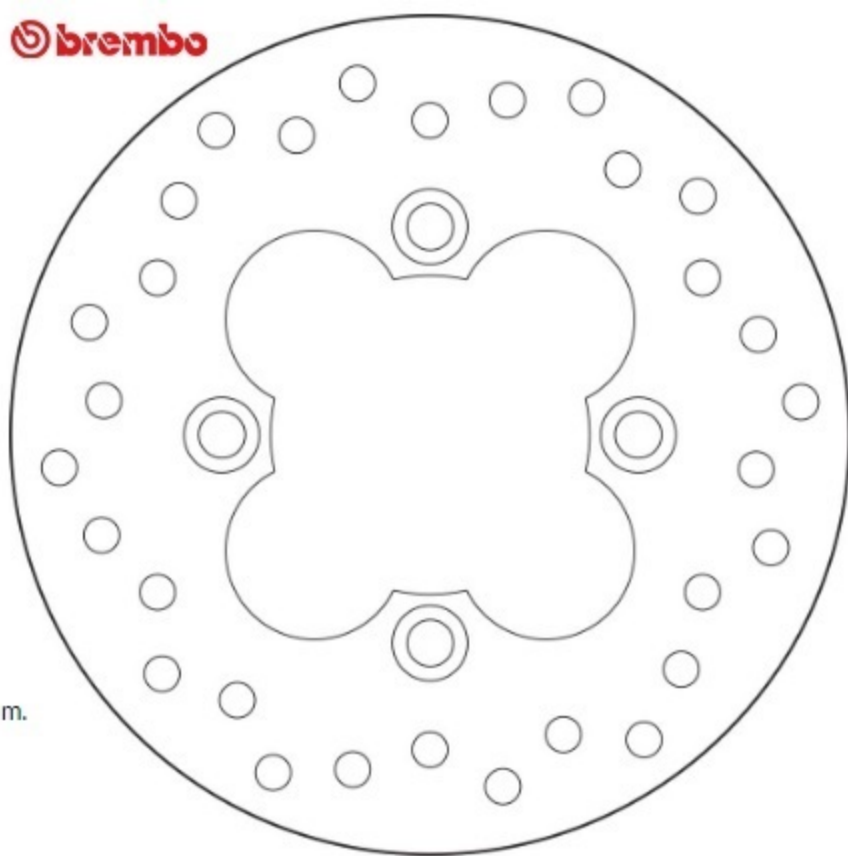
B = Diámetro de centrado

C = Distancia entre los orificios de fijación

D = Diámetro del hueco de fijación

E = Espesor del disco

 **brembo**



Øext: 190 mm.

Øint: 72 mm.

Øentre agujeros: 94 mm.

Øagujeros: 10,5 mm.

Espesor: 5 mm.



GP 320 CALIPER

Caliper Highlights:

The GP 320 billet caliper has been FEA developed and fully CNC machined. This yields the highest possible clamping efficiency without deflection while providing balanced pad loading, all from a compact, lightweight four piston design.

Two disc width are available, .24" or .81" thick to accommodate multiple performance needs.

Corrosion free 1.25" diameter stainless pistons resist heat transfer from the pads to reduce thermal distortion in the piston bores, extend seal life, and reduce fluid temperatures to help prevent heat generated pedal fade.

Quick-Clip pad retainers allow fast service of the top loaded pads

3.50" centered mount is easily adapted to common brackets provided by the spindle manufacturers.

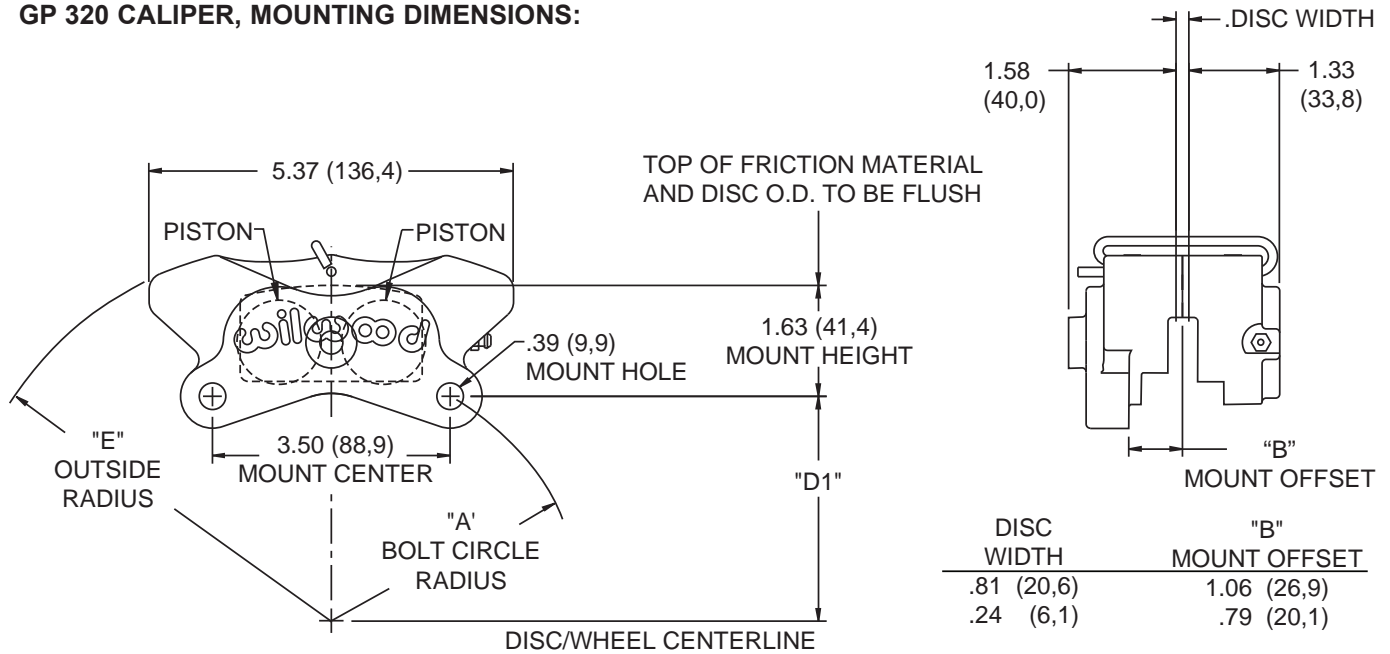
PolyMatrix "H" compound brake pads compliment this caliper and have a smooth, predictable engagement at all temperatures with continued positive response as pedal pressure is increased or brake temperatures rise. These pads yield a long wear rate and are fade resistance to over 1,300° F.



ORDERING INFORMATION:

| BORE SIZE | | DISC WIDTH | | PART NUMBER |
|-----------|---------|------------|---------|-------------|
| 1.25" | 31,8 mm | .81" | 20,6 mm | 120-10714 |
| 1.25" | 31,8 mm | .81" | 20,6 MM | 120-10715 |
| 1.25" | 31,8 mm | .24" | 6,1 mm | 120-8524 |
| 1.25" | 31,8 mm | .24" | 6,1 mm | 120-8525 |

GP 320 CALIPER, MOUNTING DIMENSIONS:

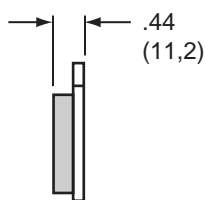
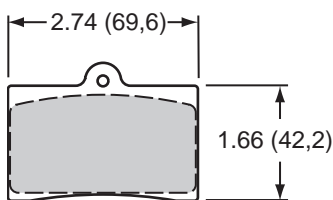


DIMENSION "D1" =
(DISC DIAMETER/2) - 1.63 (41,4)

INLET FITTING: 1/8-27 NPT

| DISC DIAMETER | "E" OUTSIDE RADIUS | "D1" HEIGHT | "A" BOLT CIRCLE RADIUS |
|---------------|--------------------|--------------|------------------------|
| 9.00 (228,6) | 4.84 (122,7) | 2.87 (72,9) | 3.36 (85,3) |
| 9.88 (251,0) | 5.27 (133,9) | 3.31 (84,1) | 3.74 (94,9) |
| 10.00 (254,0) | 5.33 (135,4) | 3.37 (85,6) | 3.80 (96,5) |
| 11.50 (292,1) | 6.08 (154,4) | 4.12 (104,6) | 4.48 (113,8) |

GP 320 CALIPER, TYPE 6211 PAD DIMENSIONS AND ORDERING INFORMATION:

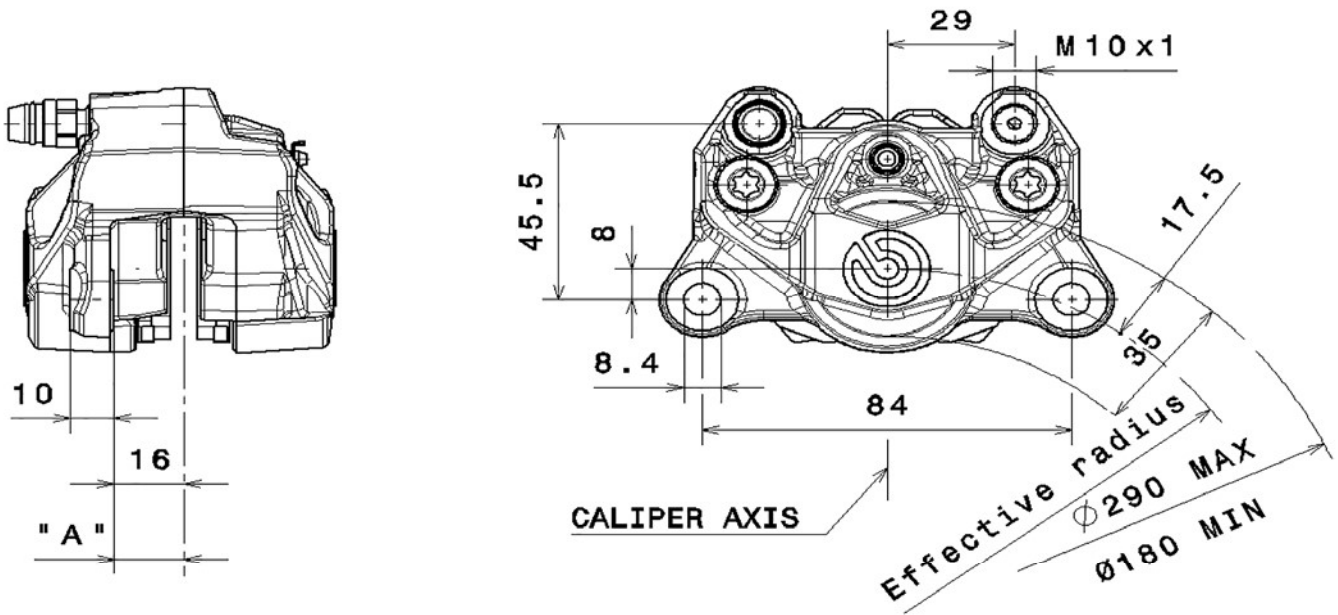


AXLE SET PART NO.
15H- 8596K

PAD TYPE/COMPOUND
7816 H PolyMatrix

ORDERING INFORMATION, USER SERVICEABLE COMPONENTS:

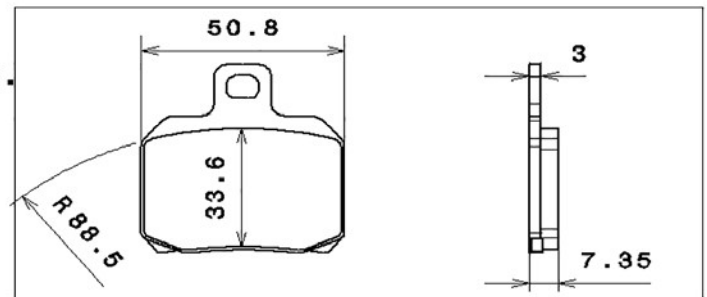
| CALIPER PART NO. | PISTON | SQ RING KIT (4 PK) | BLEED SCREW KIT (4 PK) | BODY SEAL (EA) | PAD RETAINER CLIP PIN (4 PK) |
|------------------|------------------|--------------------|------------------------|----------------|------------------------------|
| 120-8524 | 200-8488 (1.25") | 130-3602 | 220-4783 | 210-2582 | 180-3861 |
| 120-8425 | 200-8488 (1.25") | 130-3602 | 220-4783 | 210-2582 | 180-3861 |
| 120-10714 | 200-8488 (1.25") | 130-3602 | 220-4783 | 210-2582 | 180-3862 |
| 120-10715 | 200-8488 (1.25") | 130-3602 | 220-4783 | 210-2582 | 180-3862 |



DESCRIPTION

Fixed caliper with 2 opposed pistons, realized by semicalipers joined by bolts. Construction material: Aluminium Alloy. Operating fluid: brake fluid DOT4. N.B: Drawing shows left side caliper. Code 20.B852.71 as shown. Code 20.B852.81 specular.

PADS SHAPE AND DIMENSIONS



TECHNICAL CHARACTERISTICS

| | | | |
|--------------------------------|---------|-------------------------------|--------------------|
| Pistons number and diameter: | 2 34 mm | Average pad surface (1 pad): | 16 cm ² |
| MAX working pressure: | 70 bar | Mass (with not sintered pad): | 0.6 Kg |
| "A" Disc position (TOLERANCE): | ±0.5 mm | | |

CONFIGURATION

| CHARACT. CODE CALIPER | PADS FRICTION MATERIAL | BODY COLOUR | MOUNTING SIDE | USABLE DISCS THICKNESS | BRAKE FLUID FOR PADS WEAR |
|-----------------------|------------------------|------------------|---------------|------------------------|---------------------------|
| 20.B852.71 81 | TOSHIBA TT 2172 HH | GREY TITANIUM | SX DX | 5.0 mm | 7 cm ³ |

AVAILABLE SPARE PARTS

| SPARE PARTS CODE CALIPER | PADS | BLEEDER SCREW | DUST COVER | SPRING, PIN, CLIP |
|--------------------------|-------------|---------------|-------------|-------------------|
| 20.B852.71 81 | 107.6949.16 | 105.3387.10 | 105.1502.10 | 120.5116.11 |

Installation Instructions for the RTY Series Hall-Effect Rotary Position Sensor

Honeywell

Issue 4

50069443

GENERAL INFORMATION

The RTY Series uses a magnetically biased, Hall-effect integrated circuit (IC) to sense rotary movement of the actuator shaft over a set operating range. Rotation of the actuator shaft changes a magnet's position relative to the IC. The resulting flux density change is converted to a linear output.

MOUNTING INFORMATION

Mount the sensor and/or lever using flat washers and screws as shown in Figures 1 and 2.

In harsh applications, treat the screw threads with a suitable thread locking compound.

Table 1. Specifications

| Characteristic | Parameter | |
|---|---|---|
| | LV (Low Voltage) | HV (High Voltage) |
| Supply voltage | 5 ±0.5 Vdc | 10 Vdc to 30 Vdc |
| Supply current | 20 mA max. | 32 mA max. |
| Supply current (during output to ground short) | 25 mA max. | 47 mA max. |
| Output: standard inverted ² | 0.5 Vdc to 4.5 Vdc ratiometric 4.5 Vdc to 0.5 Vdc ratiometric | 0.5 Vdc to 4.5 Vdc non-ratiometric 4.5 Vdc to 0.5 Vdc non-ratiometric |
| Output signal delay | 4 ms typ. | |
| Overvoltage protection | 10 Vdc | - |
| Reverse polarity protection | -10 Vdc | -30 Vdc |
| Output to ground short circuit protection | continuous | |
| Output load resistance (pull down to ground) | 10 kOhm typ. | |
| EMI: radiated immunity conducted immunity | 100 mV per ISO11452-2 from 200 MHz to 1000 MHz 100 mA BCI per ISO11452-4 from 1 MHz to 200 MHz | 100 mV per ISO11452-2 from 200 MHz to 1000 MHz 100 mA BCI per ISO11452-4 from 1 MHz to 400 MHz |
| EMC | exceeds CE requirements | |
| Operating temp. range | -40 °C to 125 °C [-40 °F to 257 °F] | |
| Storage temperature range | -40 °C to 125 °C [-40 °F to 257 °F] | |
| Ingress protection | IP67 according to DIN 40050 | |
| Expected life | 35 M cycles | |
| Media compatibility | heavy transportation fluids | |
| Housing material | PBT plastic | |
| Shock ¹ | 50 G peak | |
| Vibration ¹ | 20 G peak tested from 10 Hz to 2000 Hz | |
| Salt fog | concentration 5% ±1% for 240 hr per SAE M1455 Section 4.3.3.1 (at 5.0 Vdc, 38 °C [100 F °]) | |
| Resolution | 12 bit | |
| Mating connector | AMP Superseal 282087-1 | |
| Mechanical end stop | no | |
| Approvals | CE | |

¹ Applies to RTY sensor without lever only.

² Removes the requirement for the customer to have to invert the logic associated with the application. This is a convenience for the customer, and in some cases, can simplify the customer's overall solution.

RTY Series Hall-Effect Rotary Position Sensor

ISSUE 4
50069443

Table 2. Output

| | |
|-----------------------------|-----------------------------|
| | |
| Standard Output | Inverted Output |
| (A) = Left output: 0.5 Vdc | (A) = Left output: 4.5 Vdc |
| (B) = Zero reference | (B) = Zero reference |
| (C) = Right output: 4.5 Vdc | (C) = Right output: 0.5 Vdc |

Table 3. Pinout

| North American | European |
|----------------|----------------|
| Pin 1 = Vcc | Pin 1 = GND |
| Pin 2 = GND | Pin 2 = Vcc |
| Pin 3 = Output | Pin 3 = Output |



NOTICE
Ferrous material or more than 300 Gauss magnet within a 10 mm [0.39 in] radius of sensor may affect sensor performance.

Table 4. Functional Characteristics

| Sensing Angle | Linearity Error | Accuracy Error | Standard Input | Inverted Input |
|-----------------|--|--|---|---|
| 50° (±25°) | ±1.0% | ±1.6% | <p>Output Voltage (Vdc)</p> <p>Clamp High 4.5</p> <p>Clamp Low 0.0</p> <p>(A) (B) (C)</p> <p>-25 0 +25 -30 0 +30 -35 0 +35 -45 0 +45 -60 0 +60 -90 0 +90 -135 0 +135</p> <p>Actuator Position (°)</p> | <p>Output Voltage (Vdc)</p> <p>Clamp High 4.5</p> <p>Clamp Low 0.0</p> <p>(A) (B) (C)</p> <p>-25 0 +25 -30 0 +30 -35 0 +35 -45 0 +45 -60 0 +60 -90 0 +90 -135 0 +135</p> <p>Actuator Position (°)</p> |
| 60° (±35°) | | | | |
| 70° (±35°) | | | | |
| 90° (±45°) | | | | |
| 120° (±60°) | | | | |
| 180° (±90°) | | | | |
| 270° (±135°) | | | | |
| 360° (±180°) | <p>Output Voltage (Vdc)</p> <p>(A) (B) (C)</p> <p>-180 0 +180</p> <p>Actuator Position (°)</p> | <p>Output Voltage (Vdc)</p> <p>(A) (B) (C)</p> <p>-180 0 +180</p> <p>Actuator Position (°)</p> | | |

• See table 2 for A, B, C references.

• The linearity error is the deviation of the measured value from the best fit line and is the quotient of the measured output ratio deviation from the best fit line at the measured temperature to the best fit line output ratio span at the measured temperature.

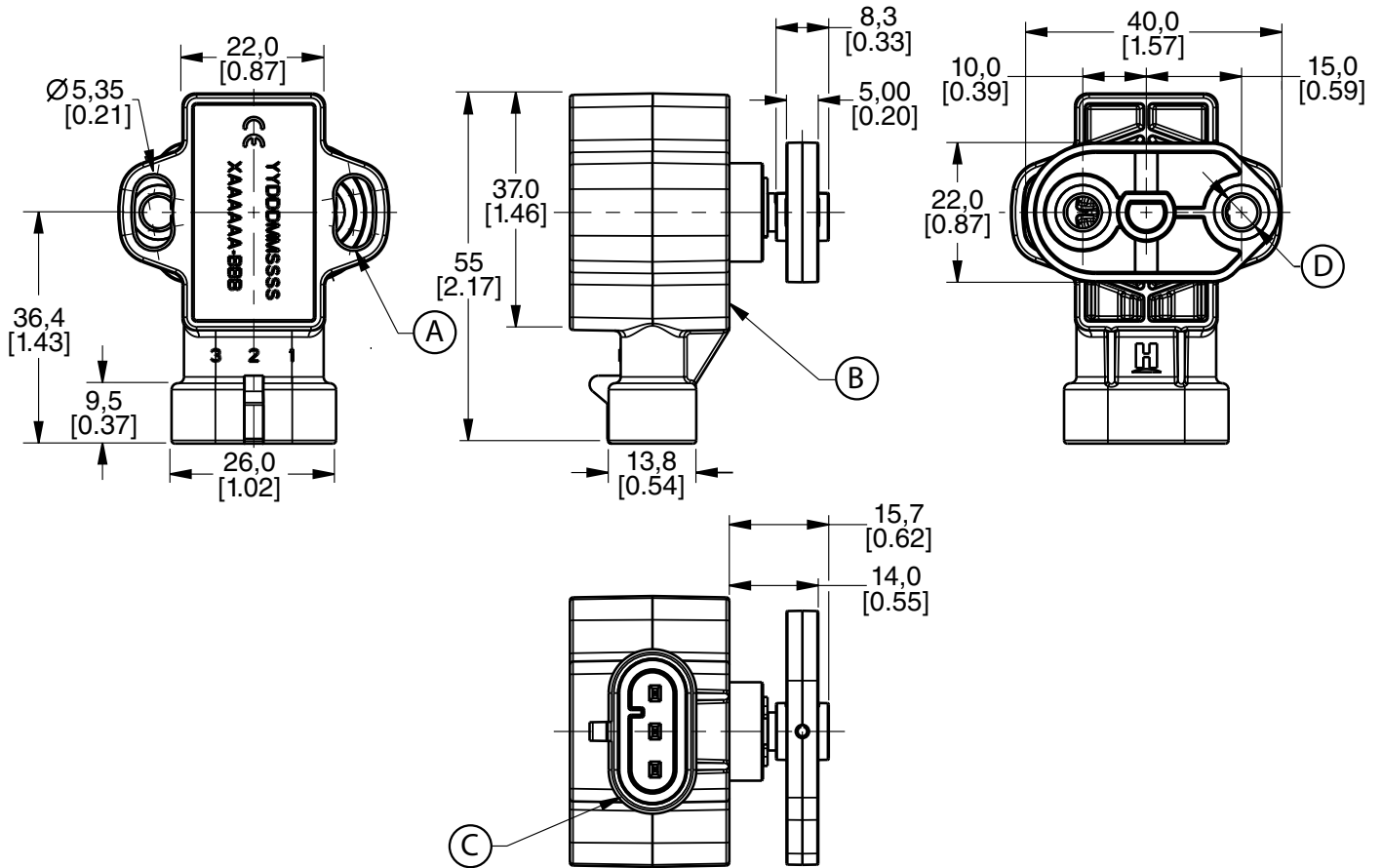
• Accuracy is measured as a deviation from the index line, where the index line is defined as the line with the ideal slope and sensor output voltage corrected at 0° position for its ideal value at 25 °C ±5 °C. Accuracy is valid only when the sensor output is correct at 0° position for its ideal value in the application.

RTY Series Hall-Effect Rotary Position Sensor

ISSUE 4

50069443

Figure 1. Dimensional Drawings for Sensor with Lever (For reference only: mm [in])

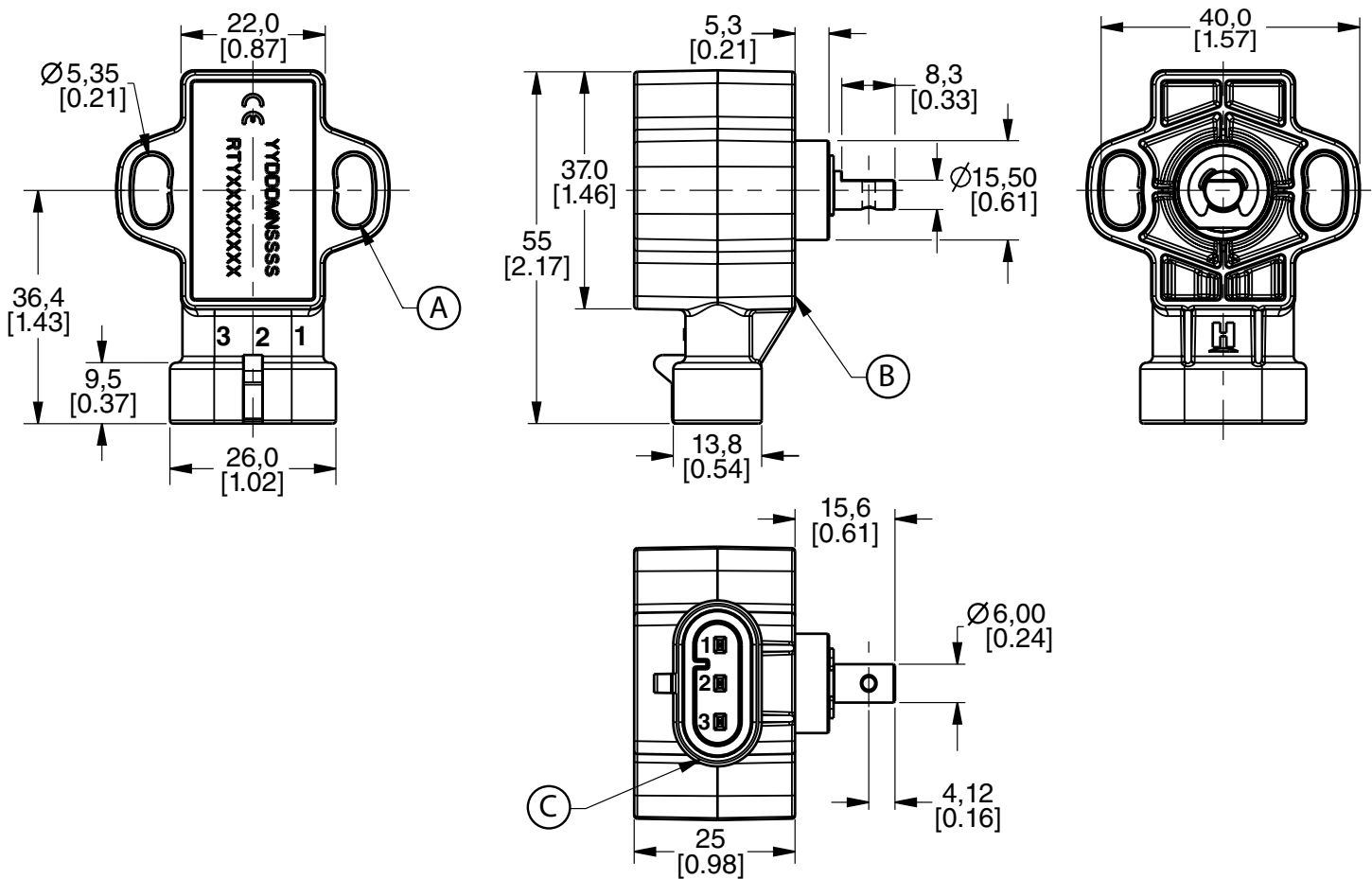


- (A) Mount sensor with non-magnetic stainless steel M5 screws. Mounting torque is $2,5 \pm 0,5$ N m [22.1 \pm 4.4 in-lb].
- (B) Mounting surface.
- (C) Mating connector: AMP superseal 282087-1.
- (D) Mount lever using M6x1 screws. Mounting torque 8 N m [70.8 in-lb] max.

RTY Series Hall-Effect Rotary Position Sensor

ISSUE 4
50069443

Figure 2. Dimensional Drawings for Sensor without Lever (For reference only: mm [in])



- (A) Mount sensor with non-magnetic stainless steel M5 screws. Mounting torque is 2.5 ± 0.5 N m [22.1 ± 4.4 in-lb].
- (B) Mounting surface.
- (C) Mating connector: AMP superseal 282087-1.

RTY Series Hall-Effect Rotary Position Sensor

ISSUE 4

50069443

WARNING

PERSONAL INJURY

DO NOT USE these products as safety or emergency stop devices or in any other application where failure of the product could result in personal injury.

Failure to comply with these instructions could result in death or serious injury.

WARRANTY

Honeywell warrants goods of its manufacture as being free of defective materials and faulty workmanship. Honeywell's standard product warranty applies unless agreed to otherwise by Honeywell in writing; please refer to your order acknowledgement or consult your local sales office for specific warranty details. If warranted goods are returned to Honeywell during the period of coverage, Honeywell will repair or replace, at its option, without charge those items it finds defective. **The foregoing is buyer's sole remedy and is in lieu of all warranties, expressed or implied, including those of merchantability and fitness for a particular purpose. In no event shall Honeywell be liable for consequential, special, or indirect damages.**

While we provide application assistance personally, through our literature and the Honeywell web site, it is up to the customer to determine the suitability of the product in the application.

Specifications may change without notice. The information we supply is believed to be accurate and reliable as of this printing. However, we assume no responsibility for its use.

SALES AND SERVICE

Honeywell serves its customers through a worldwide network of sales offices, representatives and distributors. For application assistance, current specifications, pricing or name of the nearest Authorized Distributor, contact your local sales office or:

E-mail: info.sc@honeywell.com

Internet: sensing.honeywell.com

Phone and Fax:

| | |
|---------------|-------------------------|
| Asia Pacific | +65 6355-2828 |
| | +65 6445-3033 Fax |
| Europe | +44 (0) 1698 481481 |
| | +44 (0) 1698 481676 Fax |
| Latin America | +1-305-805-8188 |
| | +1-305-883-8257 Fax |
| USA/Canada | +1-800-537-6945 |
| | +1-815-235-6847 |
| | +1-815-235-6545 Fax |

Honeywell Sensing and Control

1985 Douglas Drive North
Golden Valley, MN 55422
sensing.honeywell.com

50069443-4-EN
October 2013
© 2013 Honeywell International Inc. All rights reserved.

Honeywell

9066: 15-6 EW 146-40-50N

Conventional gas spring with welded loops, extension speed ~ 0.3 m/s

FIELDS OF APPLICATION

Lesjöfors gas springs are usually used for lifting and unloading, but their special spring and dampening characteristics mean that the number of applications in which they may be used is quite extensive.

All dimensions are in mm

L = Length +/- 2

B = Stroke

F1 = Spring force in Newtons

Ø1 = Diameter tube

Ø2 = Diameter piston rod

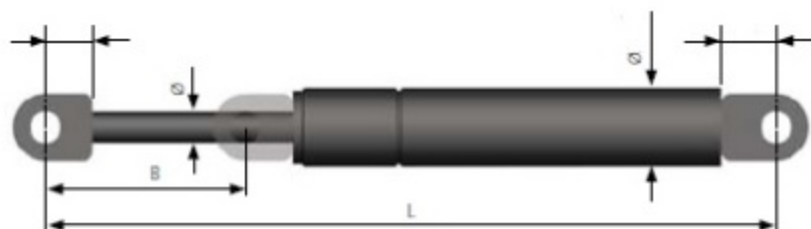
Ø3 = Diameter hole

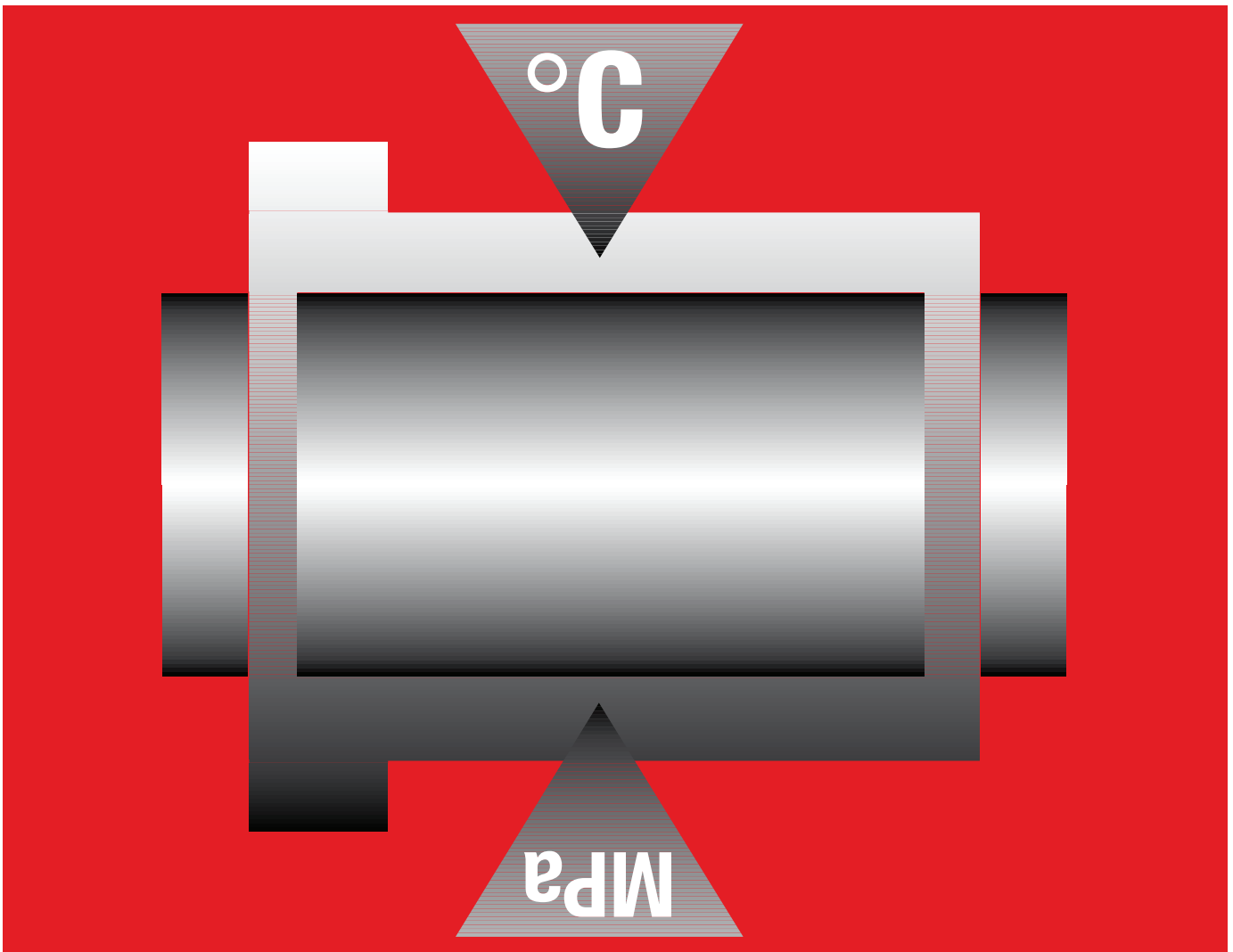
Force range: 50-1000 Newtons

1 kp = 9.80665 Newtons, 1 Newton = 0.10197 kp

Dimensions and characteristics

| | |
|-----------------|------|
| Part number | 9066 |
| L | 146 |
| B | 40 |
| F1 | 50 |
| Ø1 | 15 |
| Ø2 | 6 |
| Ø3 | 6,1 |
| t | 3 |
| Extension speed | ~0,3 |





For high dynamic loads, wear resistant – iglidur® Z



Standard range from stock

Excellent wear resistance especially with high loads

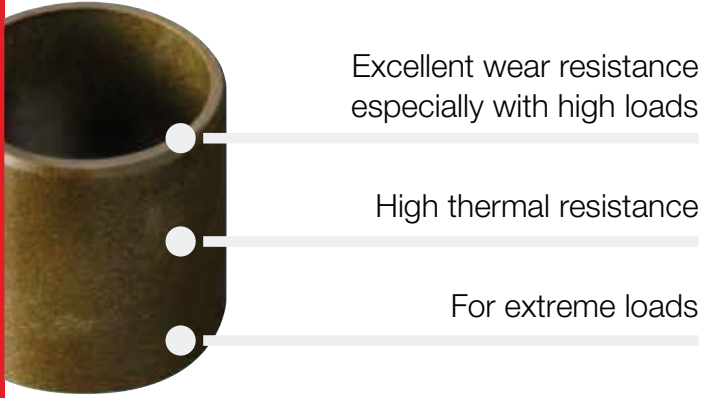
High thermal resistance

For extreme loads

For high surface speeds

Resistant to edge loads

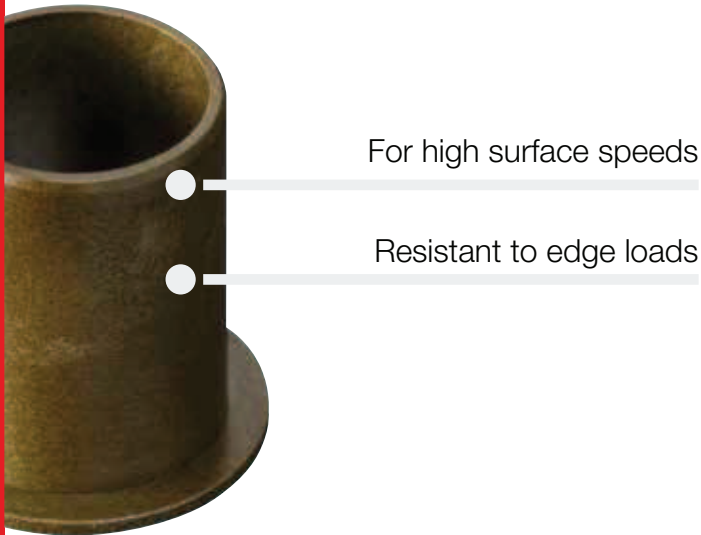
For high dynamic loads, wear resistant. Extremely high compressive strength coupled with high elasticity enables iglidur® Z bearings to attain their prominent features in association with soft shafts, edge loads and impacts. The bearings are at the same time suitable for temperatures up to +250 °C.



Excellent wear resistance especially with high loads

High thermal resistance

For extreme loads

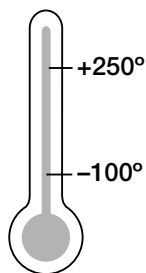


For high surface speeds

Resistant to edge loads



Temperature



When to use it?

- For continuous temperatures up to +250 °C long term or +310 °C short term
- When high wear resistance is required especially under high radial loads
- For high surface speeds
- For edge loading in connection with high surface pressures



When not to use it?

- For low loads and temperatures
 - ▶ iglidur® P, page 195
- When a cost-effective general purpose bearing is sought
 - ▶ iglidur® G, page 81
- When electrically conductive bearings are needed
 - ▶ iglidur® F, page 509
 - ▶ iglidur® H, page 353
 - ▶ iglidur® H370, page 375

Product range

3 types
 Ø 4–100 mm
 more dimensions
 on request

Material properties table

| General Properties | Unit | iglidur® Z | Testing method |
|--|------------------------------------|--------------------|----------------|
| Density | g/cm ³ | 1.40 | |
| Colour | | brown | |
| Max. moisture absorption at +23 °C/50 % r.h. | % weight | 0.3 | DIN 53495 |
| Max. water absorption | % weight | 1.1 | |
| Coefficient of sliding friction, dynamic against steel | μ | 0.06–0.14 | |
| pv value, max. (dry) | MPa · m/s | 0.84 | |
| Mechanical properties | | | |
| Modulus of elasticity | MPa | 2,400 | DIN 53457 |
| Tensile strength at +20 °C | MPa | 95 | DIN 53452 |
| Compressive strength | MPa | 65 | |
| Max. recommended surface pressure (+20 °C) | MPa | 150 | |
| Shore D hardness | | 81 | DIN 53505 |
| Physical and thermal properties | | | |
| Max. long term application temperature | °C | +250 | |
| Max. short term application temperature | °C | +310 | |
| Min. application temperature | °C | -100 | |
| Thermal conductivity | W/m · K | 0.62 | ASTM C 177 |
| Coefficient of thermal expansion (at +23 °C) | K ⁻¹ · 10 ⁻⁵ | 4 | DIN 53752 |
| Electrical properties | | | |
| Specific volume resistance | Ωcm | > 10 ¹¹ | DIN IEC 93 |
| Surface resistance | Ω | > 10 ¹¹ | DIN 53482 |

Table 01: Material properties table

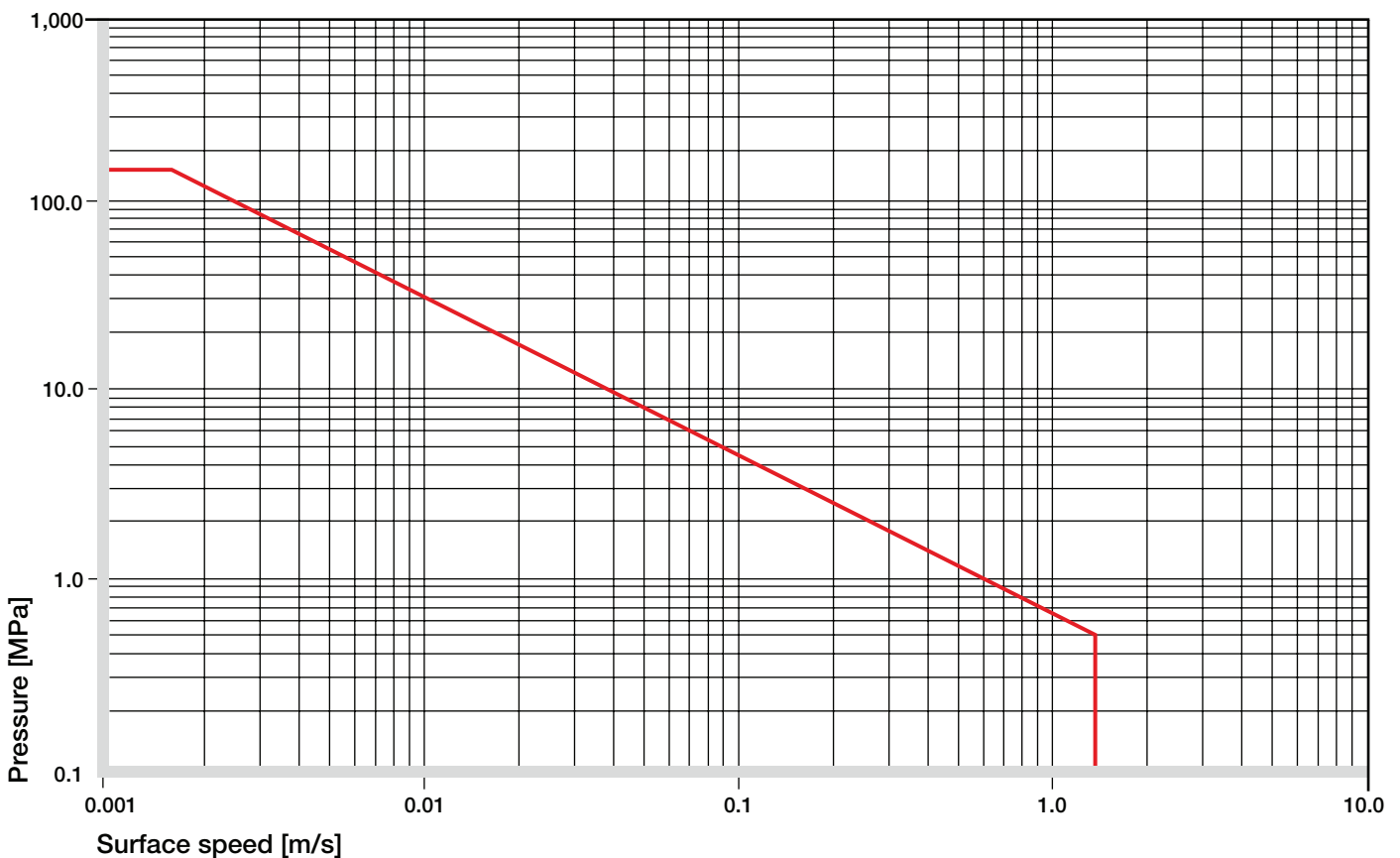


Diagram 01: Permissible pv values for iglidur® Z with a wall thickness of 1 mm dry running against a steel shaft at +20 °C, mounted in a steel housing

iglidur® Z | Technical Data

In addition to iglidur® X, iglidur® Z is among the best selling iglidur® high-temperature materials. Specifically worth noting is the outstanding wear behavior under extreme conditions (high loads and temperatures).

Mechanical Properties

With increasing temperatures, the compressive strength of iglidur® Z plain bearings decreases. The Diagram 02 shows this inverse relationship. However, at the longterm maximum temperature of +250 °C the permissible surface pressure is almost 45 MPa. The recommended maximum surface pressure is a mechanical material parameter. No conclusions regarding the tribological properties can be drawn from this.

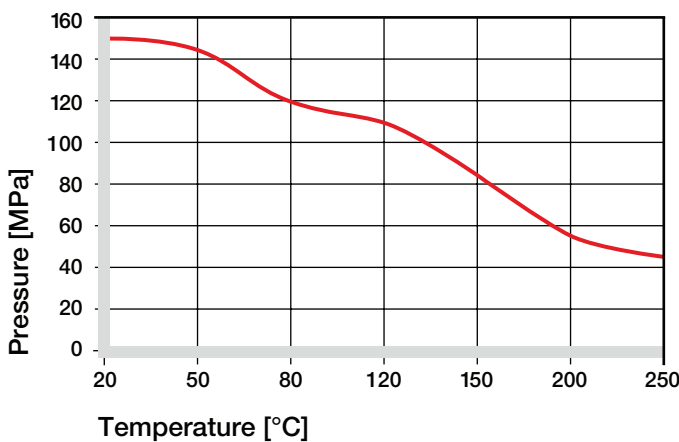


Diagram 02: Recommended maximum surface pressure as a function of temperature (150 MPa at +20 °C)

iglidur® Z is suited for both average and high speeds due to its high thermal resistance. Diagram 03 shows the elastic deformation of iglidur® Z at radial loads. At the recommended maximum surface pressure of 150 MPa the deformation is ca. 5.5 %.

► Surface Pressure, page 63

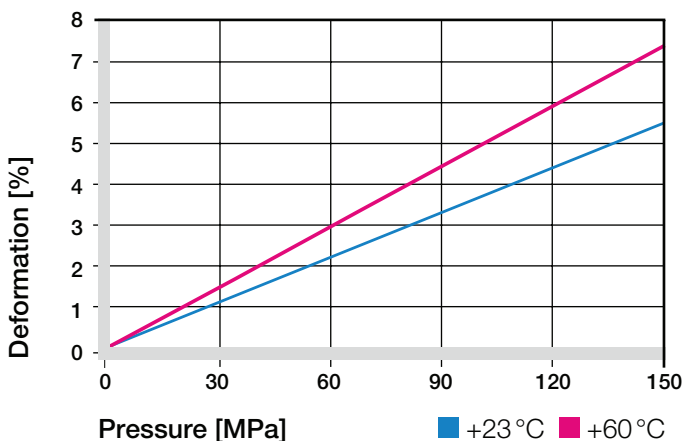


Diagram 03: Deformation under pressure and temperature

Permissible Surface Speeds

iglidur® Z is a high temperature bearing material, which is suited for applications with very high specific loads. The maximum values shown in table 02 can only be achieved at low pressures. At the given speeds, friction can cause a temperature increase to maximum permissible levels. In practice, though, this temperature level is rarely reached, due to varying application conditions.

► Surface Speed, page 65

| m/s | Rotating | Oscillating | Linear |
|------------|----------|-------------|--------|
| Continuous | 1.5 | 1.1 | 5 |
| Short term | 3.5 | 2.5 | 6 |

Table 02: Maximum running speed

Temperatures

The maximum permissible short term temperature is +310 °C. This is among the highest thermal resistance of any iglidur® material. Abb. 02 shows this relationship.

The ambient temperatures in the bearing system also have an effect on the bearing wear. With increasing temperatures, the wear rate increases.

At high temperatures iglidur® Z is also the most wear resistant material when running dry.

► Application Temperatures, page 66

| iglidur® Z | Application temperature |
|--------------------------------|-------------------------|
| Minimum | -100 °C |
| Max. long term | +250 °C |
| Max. short term | +310 °C |
| Add. securing is required from | +145 °C |

Table 03: Temperature limits

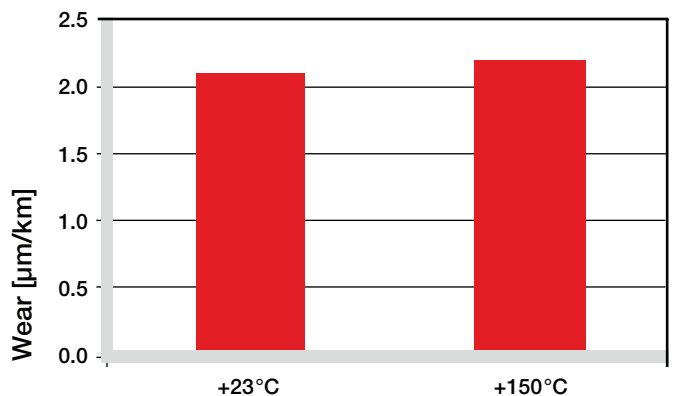


Diagram 04: Wear as a function of temperature, rotation with p = 0.75 MPa, v = 0.5 m/s (CF53 hardened and ground steel)

Friction and Wear

The coefficient of friction declines just as the wear resistance with increasing load.

Friction and wear also depend to a high degree on the reverse partner. Very smooth shafts increase the coefficient of both friction and wear. iglidur® Z proves to be relatively insensitive with regard to the shaft surface. The best suited is a smoothed surface with an average surface finish coefficient of friction 0.4 to 0.7 μm , if the friction should be minimized.

► Coefficients of Friction and Surfaces, **page 68**

► Wear Resistance, **page 69**

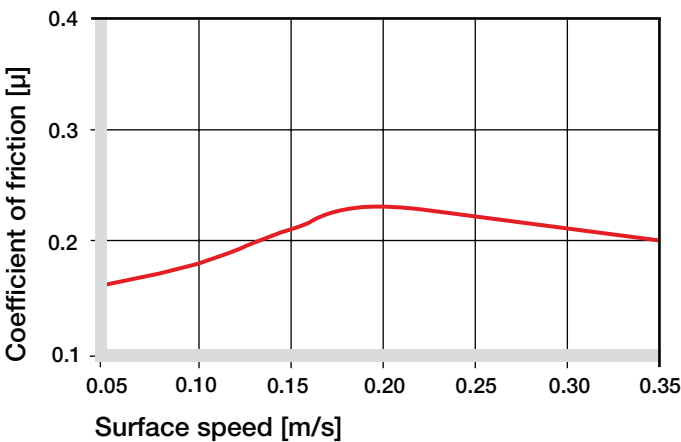


Diagram 05: Coefficient of friction as a function of the running speed, p = 0.75 MPa

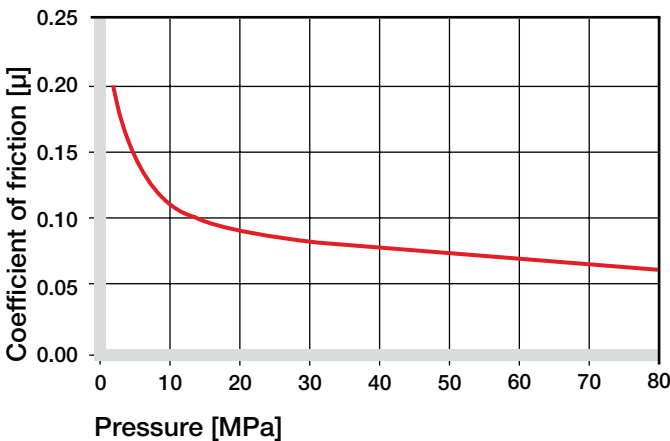


Diagram 06: Coefficient of friction as a function of the pressure, v = 0.01 m/s

Shaft Materials

Diagrams 08-11 show wear rates in the lower load range, which are very similar to those of other wear-resistant iglidur® materials. However, in the upper load range iglidur® Z outperforms all other materials in wear resistance. Provided a Cf53 hardened and ground steel shaft is used, the wear is at 45 MPa still only 15 $\mu\text{m}/\text{km}$.

At low loads iglidur® Z plain bearings wear less in oscillating operation than in rotation. 304 Stainless Steel and hard chromed shaft are of interest here.

► Shaft Materials, **page 71**

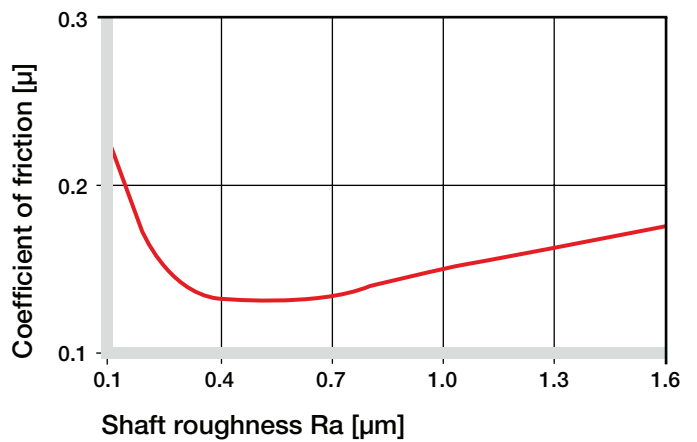


Diagram 07: Coefficient of friction as function of the shaft surface (Cf53 hardened and ground steel)

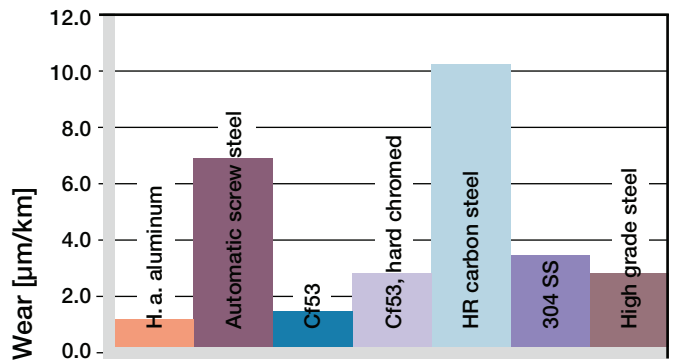


Diagram 08: Wear, rotating with different shaft materials, pressure p = 1 MPa, v = 0.3 m/s

iglidur® Z | Technical Data

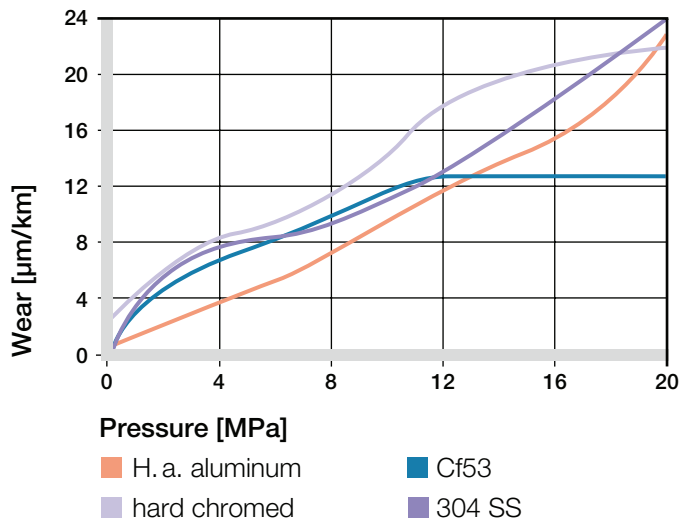


Diagram 09: Wear with different shaft materials in rotational operation, as a function of the pressure

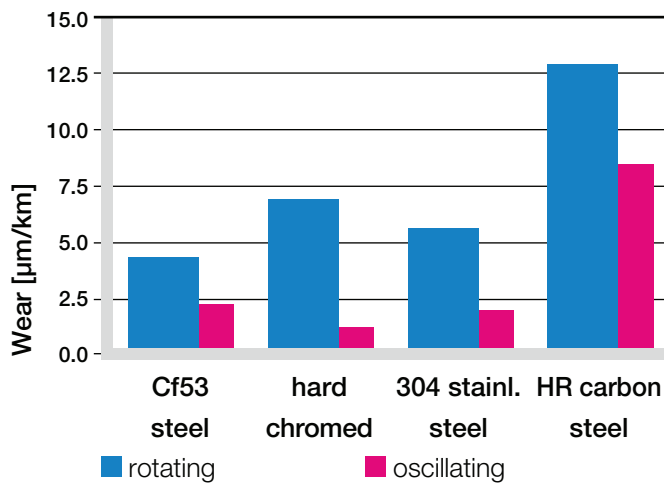


Diagram 10: Wear for rotating and oscillating applications with different shaft materials, p = 2 MPa

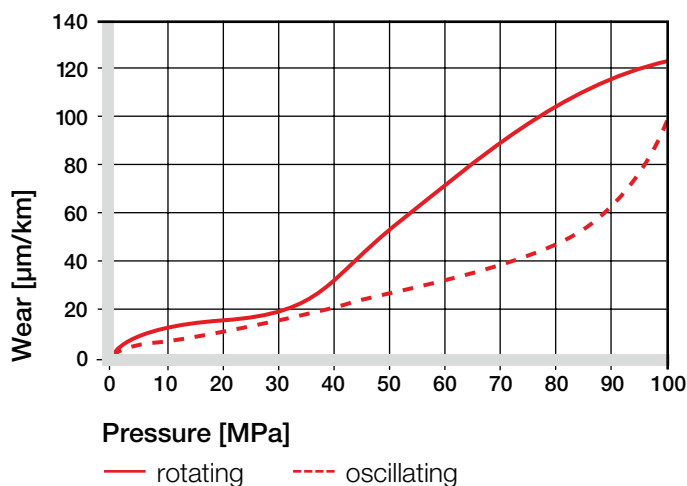


Diagram 11: Wear for oscillating and rotating applications with shaft material Cf53 hardened and ground steel, as a function of the pressure

| iglidur® Z | Dry | Greases | Oil | Water |
|--------------|-----------|---------|------|-------|
| C.o.f. μ | 0.06–0.14 | 0.09 | 0.04 | 0.04 |

Table 04: Coefficient of friction against steel (Ra = 1 μ m, 50 HRC)

Additional Properties

Chemical Resistance

iglidur® Z plain bearings have a very good resistance to chemicals. They have an excellent resistance against organic solvents, fuels, oils and greases. The material is only partially resistant against weak acids.

► Chemical Table, page 1258

| Medium | Resistance |
|---------------------------------|------------|
| Alcohol | 0 |
| Hydrocarbons | + |
| Greases, oils without additives | + |
| Fuels | + |
| Diluted acids | + |
| Strong acids | - |
| Diluted alkalines | + |
| Strong alkalines | - |

+ resistant 0 conditionally resistant - not resistant

All data given at room temperature [+20 °C]

Table 05: Chemical resistance

Radiation Resistance

Plain bearings made from iglidur® Z are resistant to radiation up to an intensity of $1 \cdot 10^5$ Gy.

UV Resistance

UV radiation causes approximately 50 % decline of the tribological properties (wear resistance) of plain bearings made from iglidur® Z.

Vacuum

For use in a vacuum environment, moisture content is released as vapour. Therefore, only dehumidified bearings made of iglidur® Z are suitable for a vacuum environment.

Electrical Properties

iglidur® Z plain bearings are electrically insulating.

| | |
|--------------------|-------------------------|
| Volume resistance | > 10^{11} Ω cm |
| Surface resistance | > 10^{11} Ω |

Moisture Absorption

The moisture absorption of iglidur® Z plain bearings is approximately 0.3% in standard atmosphere. The saturation limit in water is 1.1%.

Maximum moisture absorption

At +23 °C/50 % r.h. 0.3 % weight

Max. water absorption 1.1 % weight

Table 06: Moisture absorption

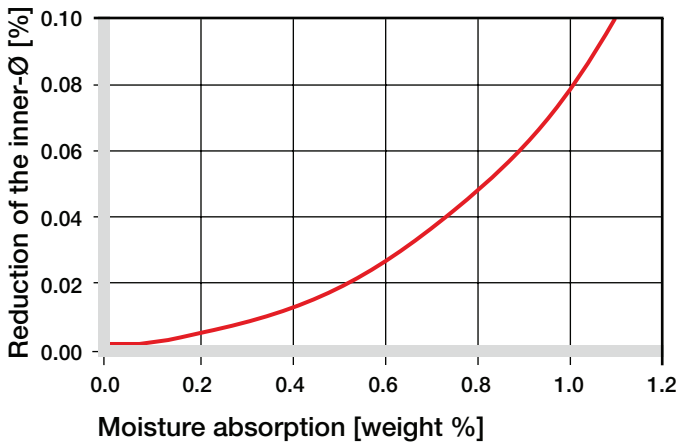


Diagram 12: Effect of moisture absorption on plain bearings

Installation Tolerances

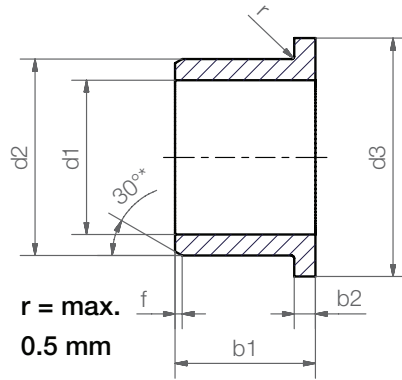
iglidur® Z plain bearings are standard bearings for shafts with h-tolerance (recommended minimum h9). The bearings are designed for pressfit into a housing machined to a H7 tolerance. After being assembled into a nominal size housing, in standard cases the inner diameter automatically adjusts to the F10 tolerances. For particular dimensions the tolerance differs depending on the wall thickness (please see product range table).

► Testing Methods, page 75

| Diameter d1 [mm] | Shaft h9 [mm] | iglidur® Z F10 [mm] | Housing H7 [mm] |
|------------------|---------------|---------------------|-----------------|
| up to 3 | 0-0.025 | +0.006 +0.046 | 0 +0.010 |
| > 3 to 6 | 0-0.030 | +0.010 +0.058 | 0 +0.012 |
| > 6 to 10 | 0-0.036 | +0.013 +0.071 | 0 +0.015 |
| > 10 to 18 | 0-0.043 | +0.016 +0.086 | 0 +0.018 |
| > 18 to 30 | 0-0.052 | +0.020 +0.104 | 0 +0.021 |
| > 30 to 50 | 0-0.062 | +0.025 +0.125 | 0 +0.025 |
| > 50 to 80 | 0-0.074 | +0.030 +0.150 | 0 +0.030 |

Table 07: Important tolerances for plain bearings according to ISO 3547-1 after pressfit

Flange bearing



Order key

ZFM-0405-04



- Length b1
- Outer diameter d2
- Inner diameter d1
- Metric
- Type (Form F)
- Material iglidur® Z

Dimensions according to ISO 3547-1 and special dimensions

* thickness < 1 mm, chamfer = 20°

Chamfer in relation to the d1

| | | | | |
|----------|-------|--------|---------|--------|
| d1 [mm]: | Ø 1-6 | Ø 6-12 | Ø 12-30 | Ø > 30 |
| f [mm]: | 0.3 | 0.5 | 0.8 | 1.2 |

Dimensions [mm]

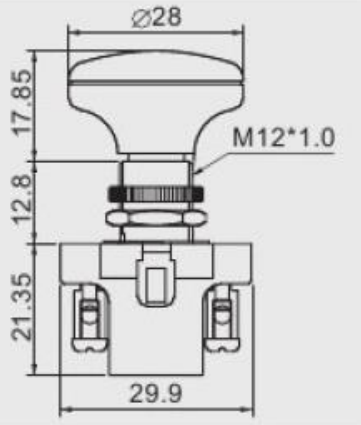
| Part number | d1 | d1-Tolerance* | d2 | d3 d13 | b1 h13 | b2 -0.14 |
|---------------|------|---------------|------|-----------|-----------|-------------|
| ZFM-0405-04 | 4.0 | +0.010 +0.058 | 5.5 | 9.5 | 4.0 | 0.75 |
| ZFM-0507-05 | 5.0 | +0.010 +0.058 | 7.0 | 11.0 | 5.0 | 1.0 |
| ZFM-0608-08 | 6.0 | +0.010 +0.058 | 8.0 | 12.0 | 8.0 | 1.0 |
| ZFM-0810-055 | 8.0 | +0.013 +0.071 | 10.0 | 15.0 | 5.5 | 1.0 |
| ZFM-0810-09 | 8.0 | +0.013 +0.071 | 10.0 | 15.0 | 9.0 | 1.0 |
| ZFM-1012-05 | 10.0 | +0.013 +0.071 | 12.0 | 18.0 | 5.0 | 1.0 |
| ZFM-1012-09 | 10.0 | +0.013 +0.071 | 12.0 | 18.0 | 9.0 | 1.0 |
| ZFM-1012-15 | 10.0 | +0.013 +0.071 | 12.0 | 18.0 | 15.0 | 1.0 |
| ZFM-101315-05 | 10.0 | +0.013 +0.071 | 13.0 | 15.0 | 5.5 | 1.5 |
| ZFM-1214-09 | 12.0 | +0.016 +0.086 | 14.0 | 20.0 | 9.0 | 1.0 |
| ZFM-1214-12 | 12.0 | +0.016 +0.086 | 14.0 | 20.0 | 12.0 | 1.0 |
| ZFM-1214-20 | 12.0 | +0.016 +0.086 | 14.0 | 20.0 | 20.0 | 1.0 |
| ZFM-1416-17 | 14.0 | +0.016 +0.086 | 16.0 | 22.0 | 17.0 | 1.0 |
| ZFM-1517-11 | 15.0 | +0.016 +0.086 | 17.0 | 23.0 | 11.0 | 1.0 |
| ZFM-1517-15 | 15.0 | +0.016 +0.086 | 17.0 | 23.0 | 15.0 | 1.0 |
| ZFM-151723-23 | 15.0 | +0.016 +0.086 | 17.0 | 23.0 | 23.0 | 1.0 |
| ZFM-1618-12 | 16.0 | +0.016 +0.086 | 18.0 | 24.0 | 12.0 | 1.0 |
| ZFM-1820-04 | 18.0 | +0.016 +0.086 | 20.0 | 26.0 | 4.0 | 1.0 |
| ZFM-1820-17 | 18.0 | +0.016 +0.086 | 20.0 | 26.0 | 17.0 | 1.0 |
| ZFM-2022-21 | 20.0 | +0.020 +0.104 | 22.0 | 30.0 | 21.0 | 1.0 |
| ZFM-2023-11 | 20.0 | +0.020 +0.104 | 23.0 | 30.0 | 11.5 | 1.5 |
| ZFM-2023-155 | 20.0 | +0.020 +0.104 | 23.0 | 30.0 | 15.5 | 1.5 |
| ZFM-2023-16 | 20.0 | +0.020 +0.104 | 23.0 | 30.0 | 16.5 | 1.5 |
| ZFM-2023-21 | 20.0 | +0.020 +0.104 | 23.0 | 30.0 | 21.5 | 1.5 |
| ZFM-2023-31 | 20.0 | +0.020 +0.104 | 23.0 | 30.0 | 31.5 | 1.5 |

* after pressfit. Testing methods ► page 75

delivery from stock
time

prices price list online
www.igus.eu/eu/z

A3-30



10A 14V DC



BUTTON

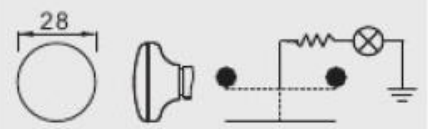
A
Non-illuminated



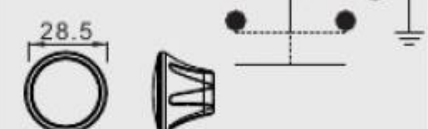
L 2
LED



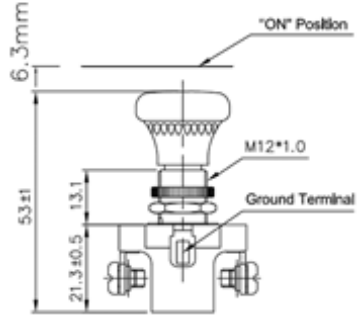
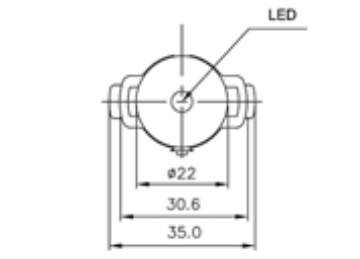
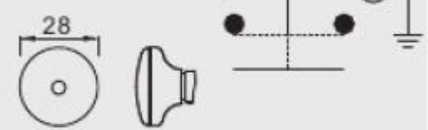
B
NEON



L 3
LED

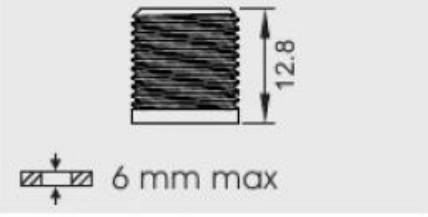


L
LED



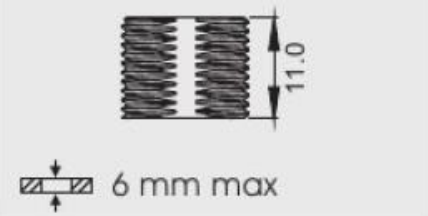
BUSHING

 M12*1.0



Ø 12.2

B M14*1.0



Ø 14.2

TERMINAL

0 1  .250" SQ

0 5  S0

0 6  SC M3

0 7  SC M4

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica

PLANOS

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE
UN VEHÍCULO FSAE****AUTOR**

Eliseo Gutiérrez González

TUTOR

Andrés Muñoz de Dios

Índice de planos

Pedalera completa dimensiones generales
Pedalera en chasis - Medidas de montaje
Pedalera en chasis – Integración pedalera

Conjunto pedal de freno

Vista explosionada
Dimensiones generales

- Subconjunto Brazo y soporte de pedal de freno

Vista explosionada
Medidas generales
Dimensiones brazo pedal de freno
Dimensiones Soporte lateral de freno
Dimensiones chapa de precarga

- Subconjunto Soporte de bombas y BOTS

Vista explosionada
Medidas generales
Dimensiones soporte de bombas
Dimensiones soporte de BOTS

- Subconjunto Soporte de pedal pad

Vista explosionada
Medidas generales
Dimensiones de pedal pad
Dimensiones de soporte lateral de pie
Dimensiones de soporte de pedal pad

- Subconjunto Repartidor de frenada

Vista explosionada
Medidas generales
Dimensiones soporte repartidor de frenada

- Subconjunto Soporte de talón

Dimensiones del soporte de talón

Conjunto pedal de acelerador

Vista explosionada

Dimensiones generales

- Subconjunto Brazo de pedal y soporte de acelerador

Vista explosionada

Medidas generales

Dimensiones brazo pedal

Dimensiones soporte lateral acelerador

Dimensiones tapa tps

Dimensiones actuador tps

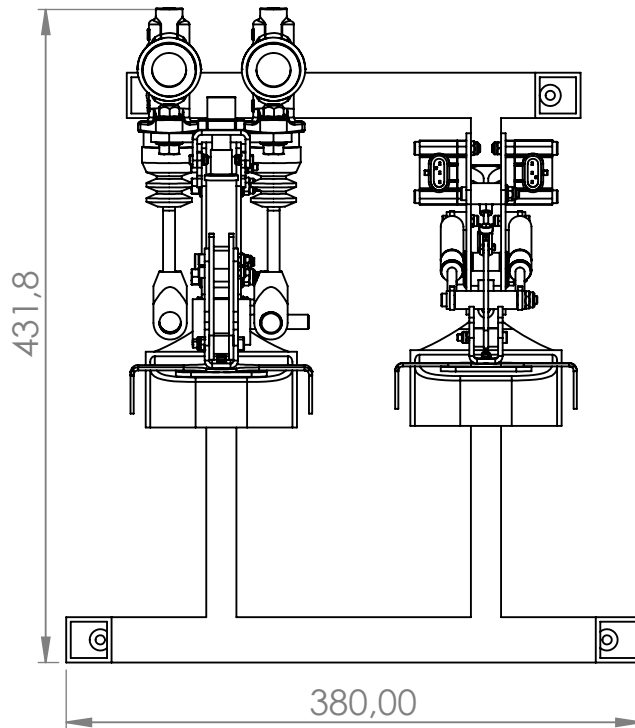
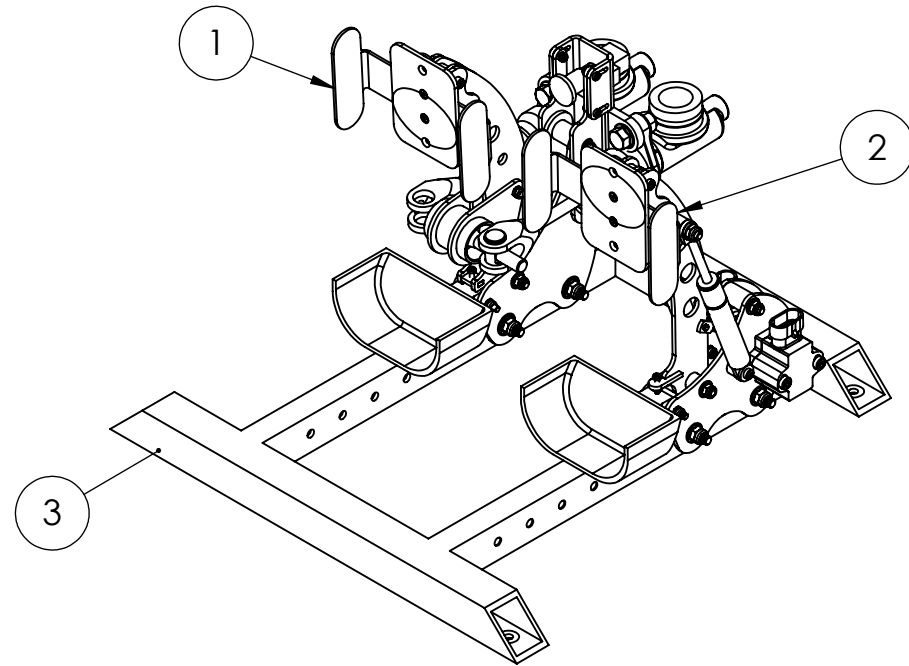
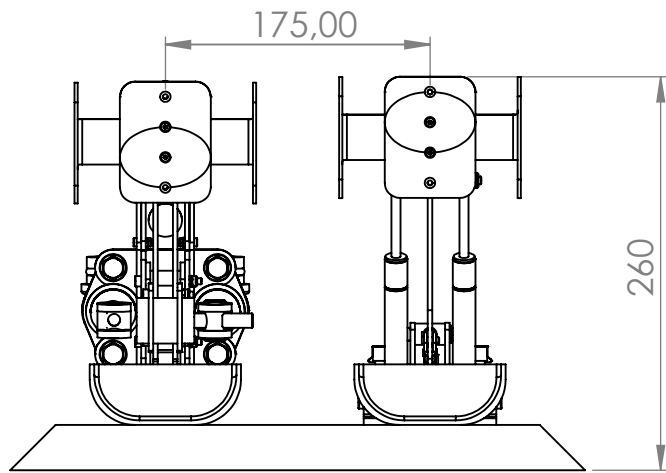
Dimensiones espaciador pedal pad

Estructura de soporte 1.03

Dimensiones estructura de soporte

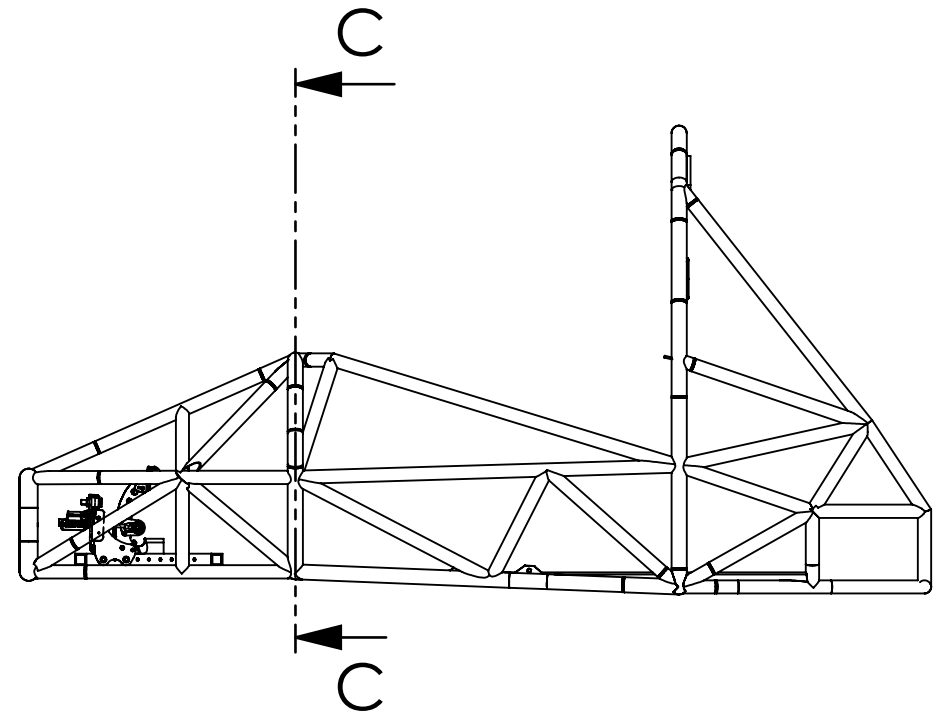
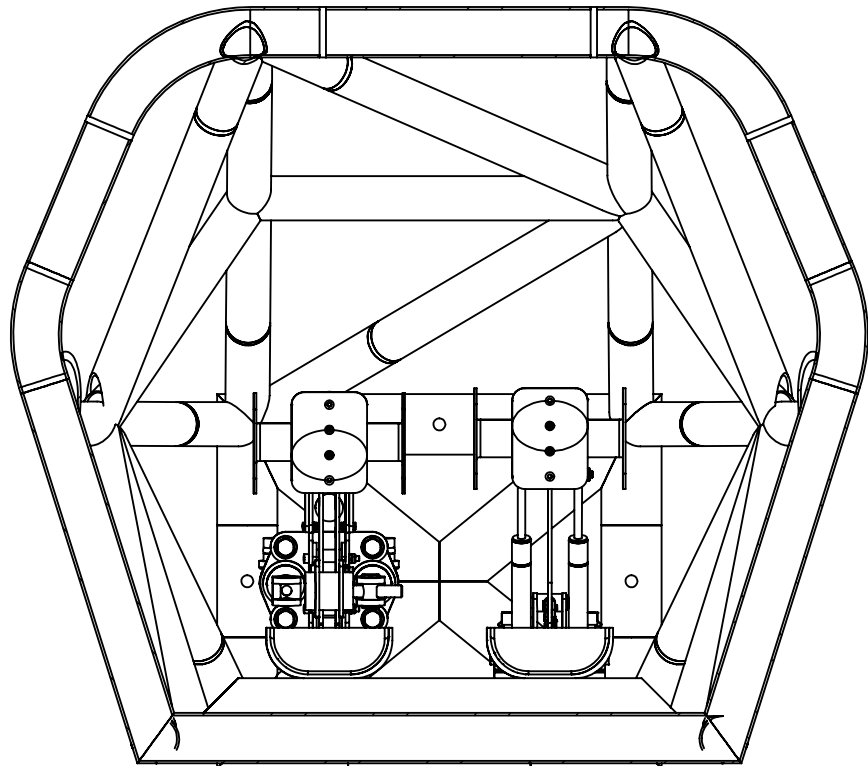
Interfase disco delantero

Interfase disco trasero



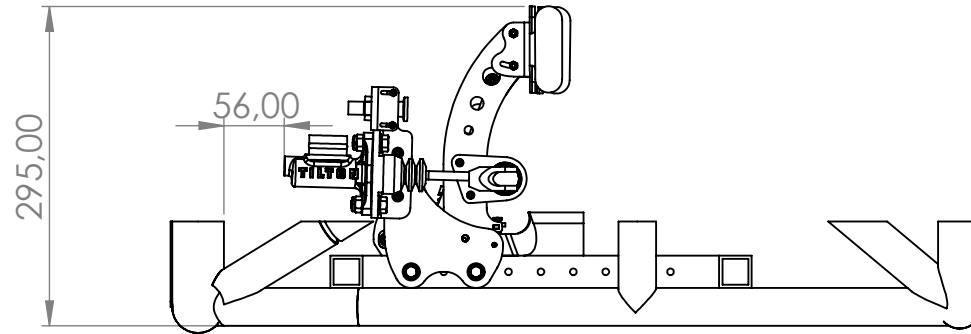
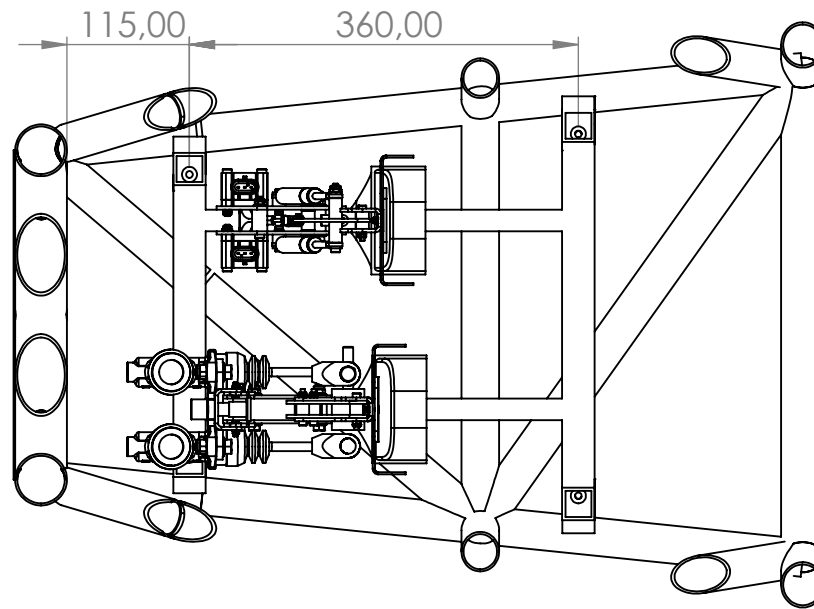
| MARCA | CONJUNTO | Nº |
|-------|---------------------|------|
| 1 | Pedal de freno | 1.01 |
| 2 | Pedal de acelerador | 1.02 |
| 3 | Estructura Soporte | 1.03 |

| | | | |
|--|------------|-------------------------------|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  E.S.I.T. Universidad de La Laguna Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna <small>Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología</small> |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | |
| Escala: | 1:5 | | |
|  | | Conjunto: Pedalera Completa | Nº: 1.00 |
| | | Título: Dimensiones generales | Nº: 1.00 |

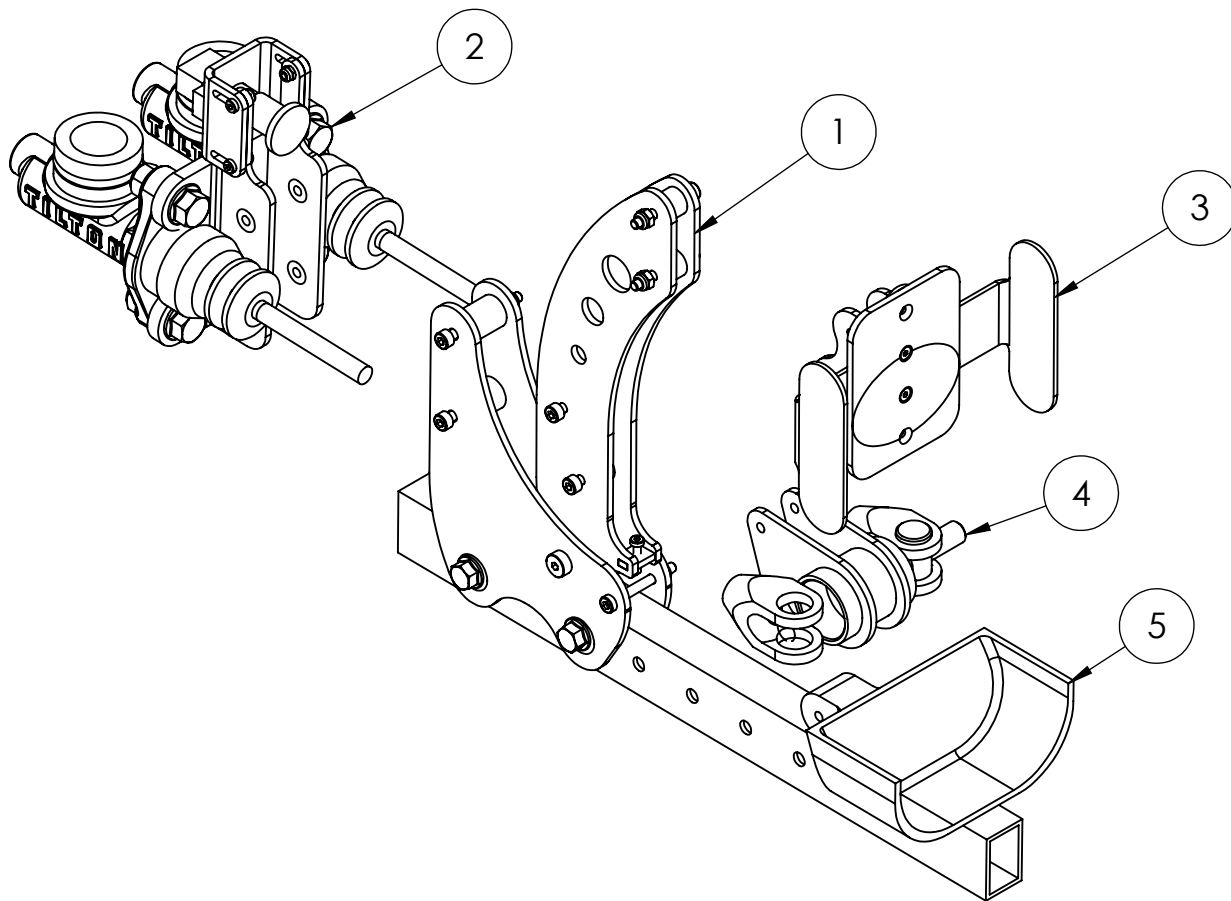


SECCIÓN C-C
ESCALA 1 : 6

| | | | | |
|--|------------|--------------------|--|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:20 | Conjunto: | Integración pedalera chasis | Nº: 1.00 |
|  | | Título: | Integración pedalera chasis | Nº: 1.00 |

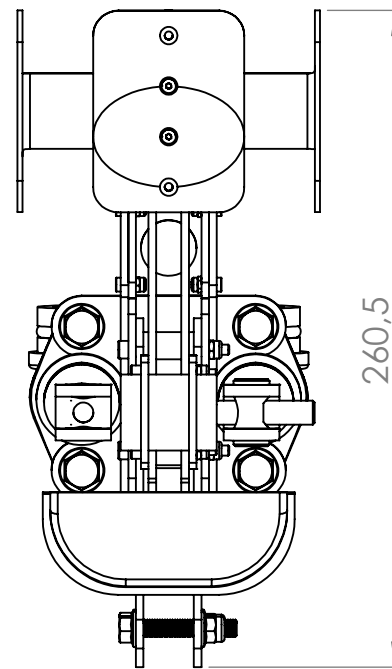
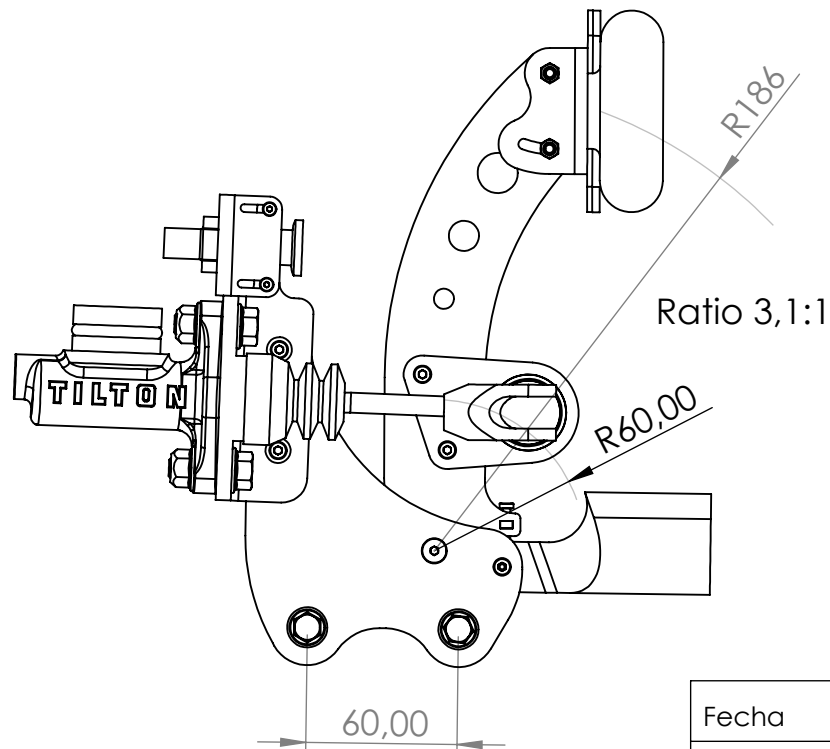
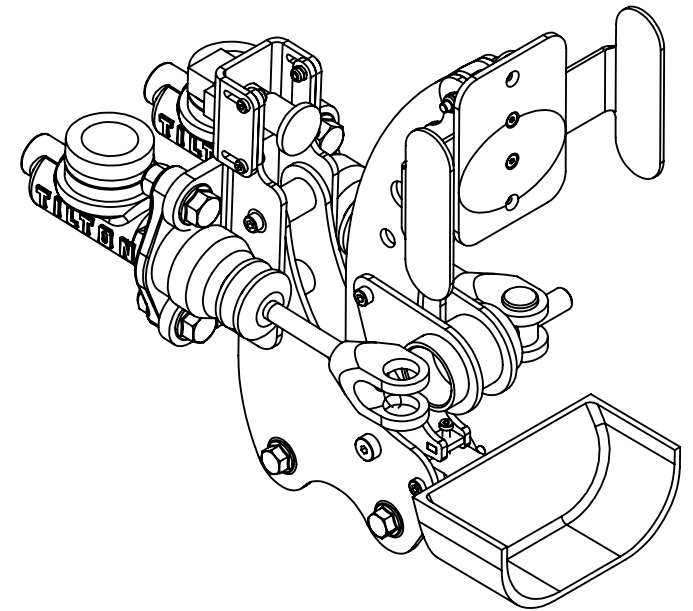
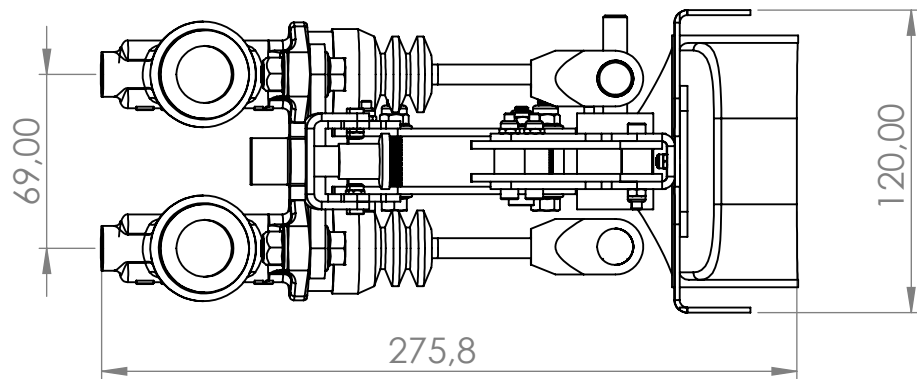


| | | | | |
|--|------------|--------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna <small>Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología</small> | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:7 | Conjunto: | Pedalera en chasis | Nº: 1.00 |
|   | | Título: | Medidas montaje pedalera | Nº: 1.00 |

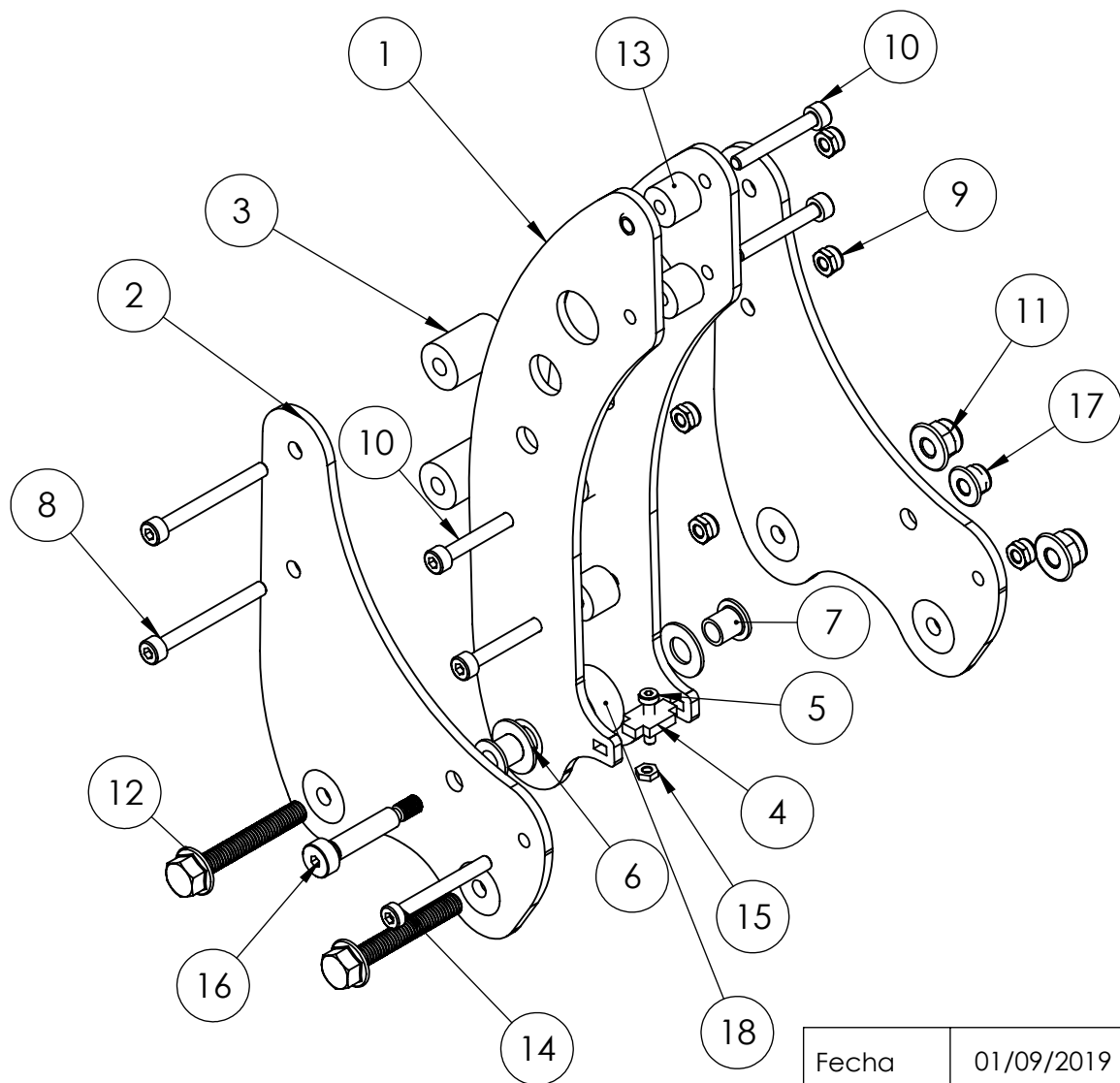


| MARCA | SUBCONJUNTO | Nº |
|-------|------------------------------------|------|
| 1 | Brazo y soporte del pedal de freno | 1.01 |
| 2 | Soporte de las bombas y BOTS | 1.02 |
| 3 | Soporte de pedal pad | 1.03 |
| 4 | Soporte del repartidor de frenada | 1.04 |
| 5 | Soporte de talon | 1.05 |

| | | | | |
|--|------------|--------------------|--|----------|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  E.S.I.T. Universidad de La Laguna Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna <small>Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología</small> | |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:3 | Conjunto: | Pedal de freno | Nº: 1.01 |
|  | | Título: | Vista explosionada freno | Nº: 1.00 |

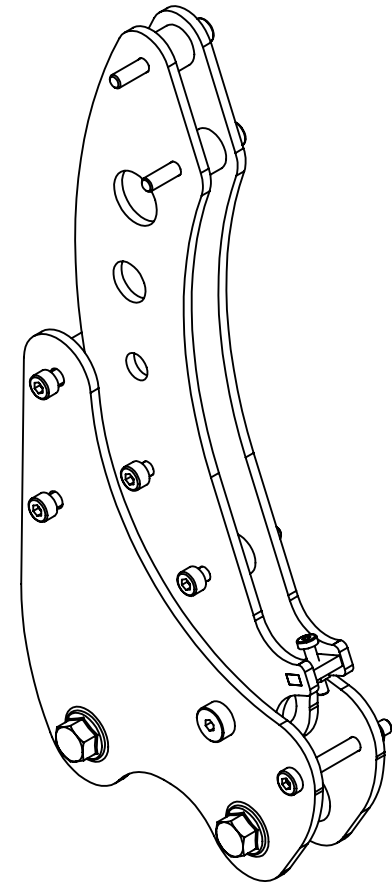
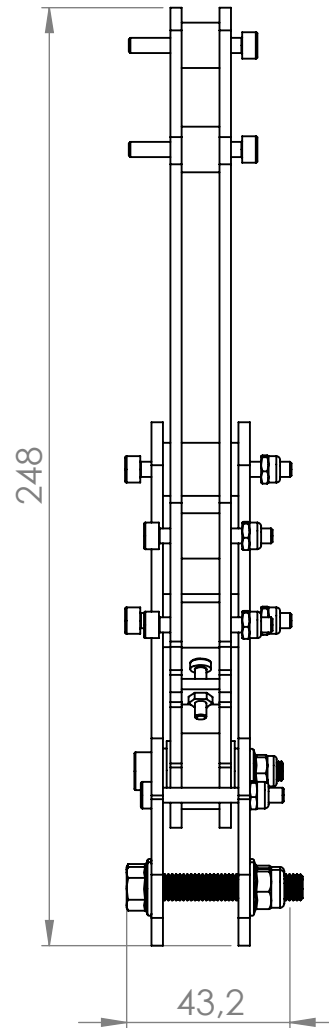
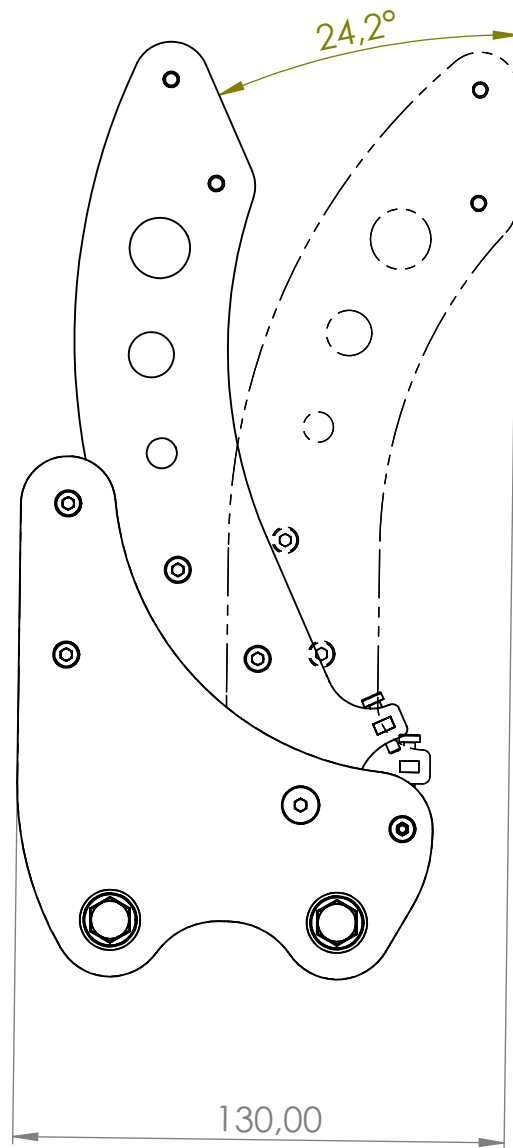


| | | | | |
|--|------------|--------------------|--|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:3 | Conjunto: | Pedal de freno | Nº: 1.01 |
|  | | Título: | Medidas generales | Nº: 1.01 |

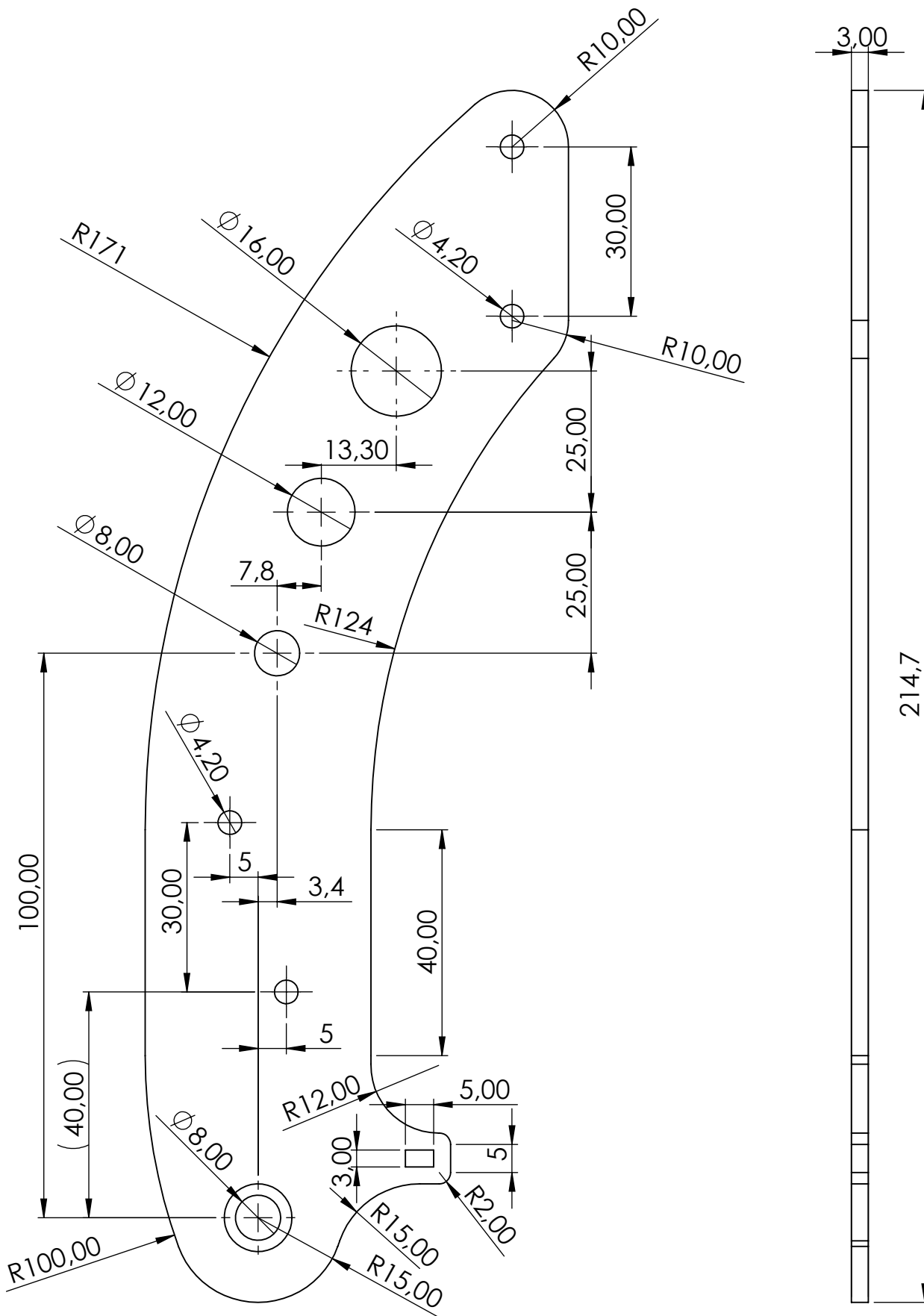


| MARCA | ELEMENTO | Nº |
|-------|--------------------------------|----|
| 1 | Brazo lateral pedal de freno | 2 |
| 2 | Soporte lateral pedal de freno | 2 |
| 3 | Espaciador M4x20 14mm | 2 |
| 4 | Placa precarga | 1 |
| 5 | DIN 7984 - M3 x 14 --- 12.5N | 1 |
| 6 | Arandela plana M8 | 2 |
| 7 | Cojinete Iigus Z M6 | 2 |
| 8 | EN ISO 4762 M4 x 40 - 20N | 2 |
| 9 | Tuerca DIN EN ISO 10511M4 | 7 |
| 10 | EN ISO 4762 M4 x 30 - 20N | 4 |
| 11 | DIN EN 1663 - M6 - N | 2 |
| 12 | Tornillo DIN 6921 - M6 x 40 | 2 |
| 13 | Espaciador M4x10-12mm | 4 |
| 14 | Tornillo DIN 6912 - M4 x 35 | 1 |
| 15 | Tuerca ISO 4036 - M3 - C | 1 |
| 16 | Tornillo ISO7379 6x25 | 1 |
| 17 | Tuerca ISO 7043-M5 | 1 |
| 18 | Espaciador M8x10m- 20mm | 1 |

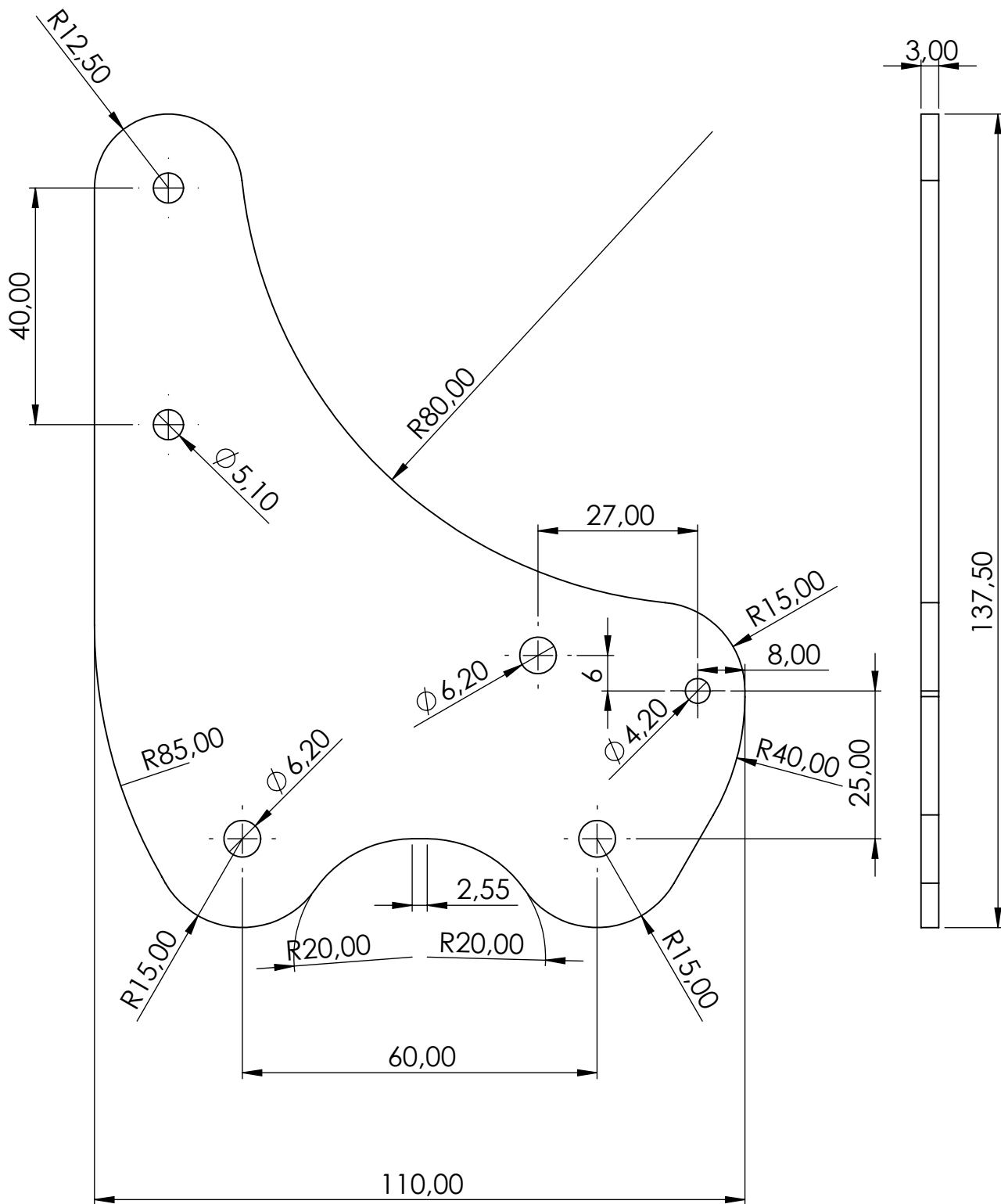
| | | | |
|--|--------------------|--|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  E.S.I.T. Universidad de La Laguna Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna <small>Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología</small> |
| Dibujado (Nombre) | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:2 | | |
|  | | Subconjunto: Brazo y soporte pedal freno | Nº: 1.01 |
| | | Título: Vista Explosionada | Nº: 1.00 |



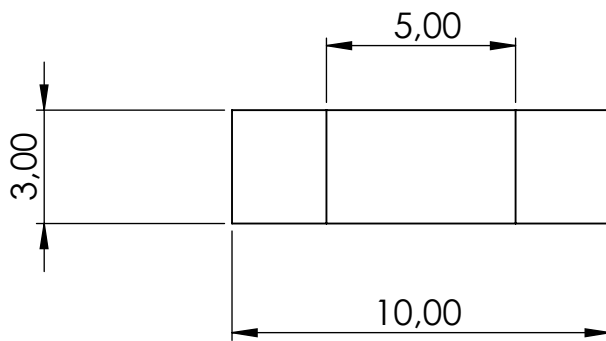
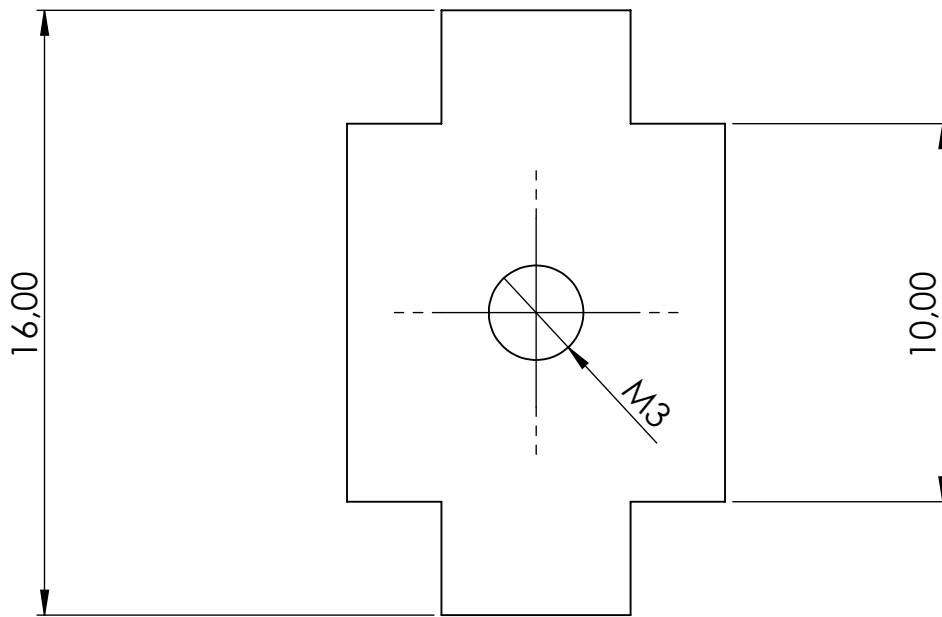
| | | | | |
|--|------------|--|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna <small>Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología</small> | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:2 | Subconjunto: Soporte y brazo pedal freno | | Nº: 1.01 |
|  | | Título: | Dimensiones generales | Nº: 1.01 |

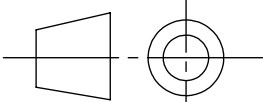


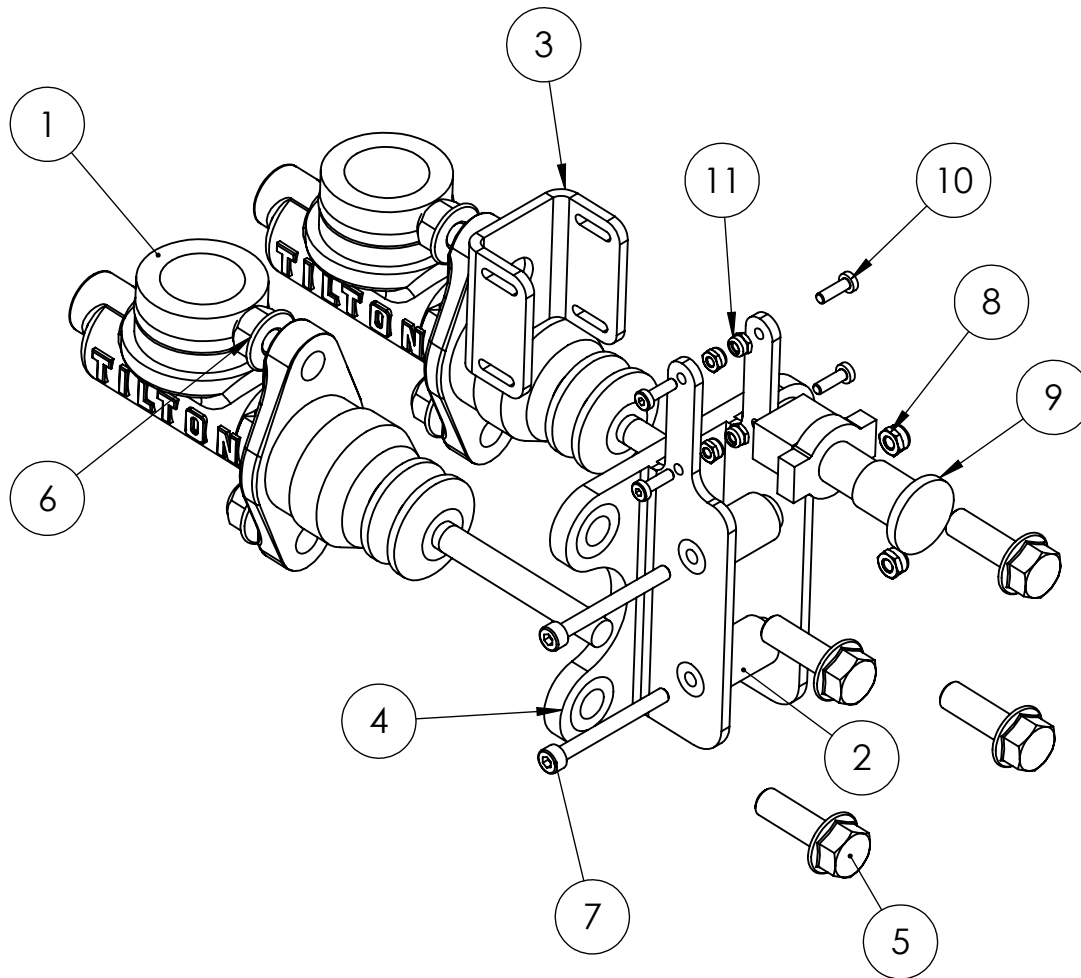
| | | | | |
|---|------------|--|---|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Subconjunto: Soporte y brazo pedal freno | | Nº: 1.01 |
|  | | Título: | Dimensiones Brazo de freno | Nº: 1.02 |



| | | | | |
|---|------------|---|---|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Subconjunto: Soporte y brazo pedal freno | | Nº: 1.01 |
|  | | Título: Dimensiones soporte lateral freno | | Nº: 1.03 |

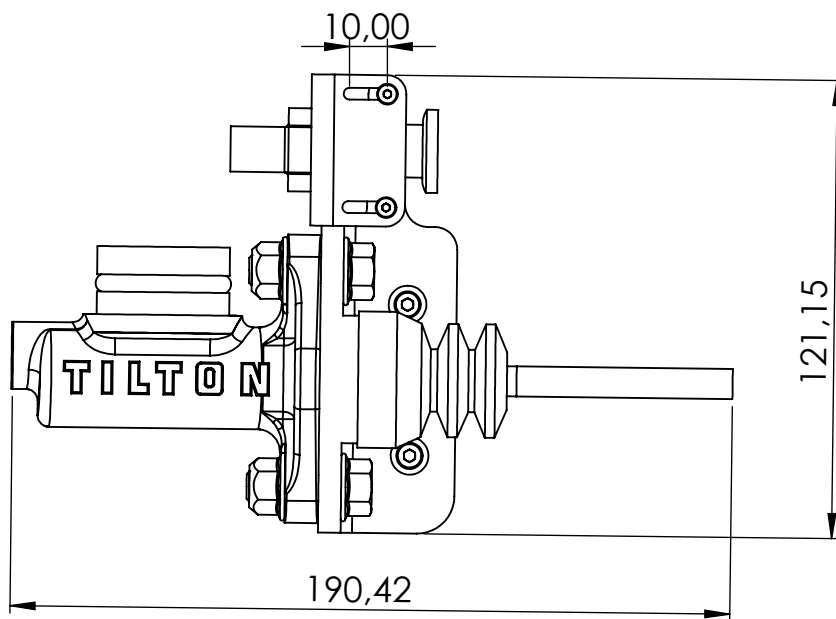
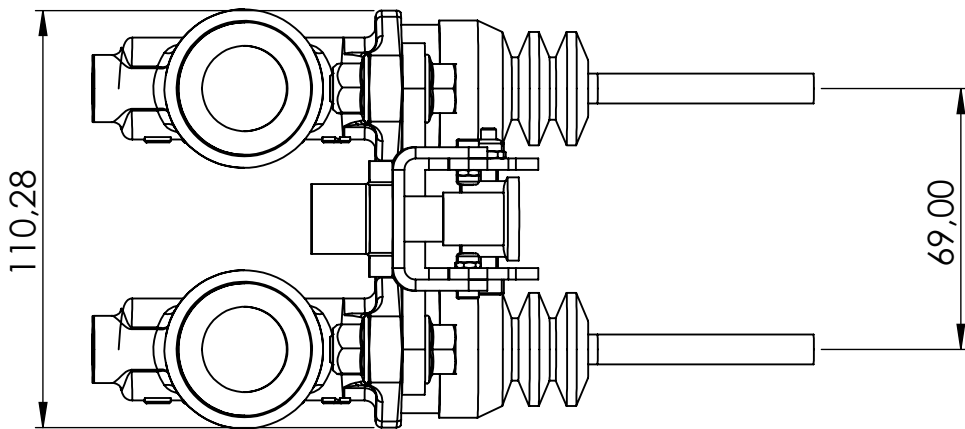
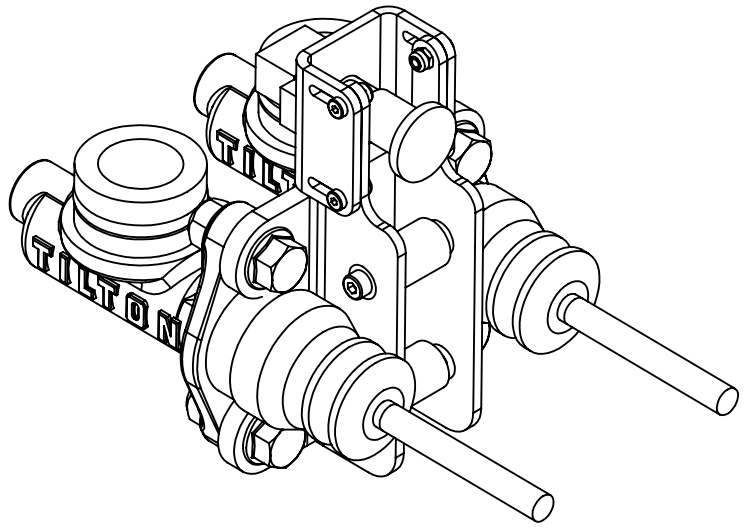


| | | | | |
|---|------------|--|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 5:1 | Subconjunto: Soporte y brazo pedal freno | | Nº: 1.01 |
|  | | Título: Dimensiones chapa precarga | | Nº: 1.04 |

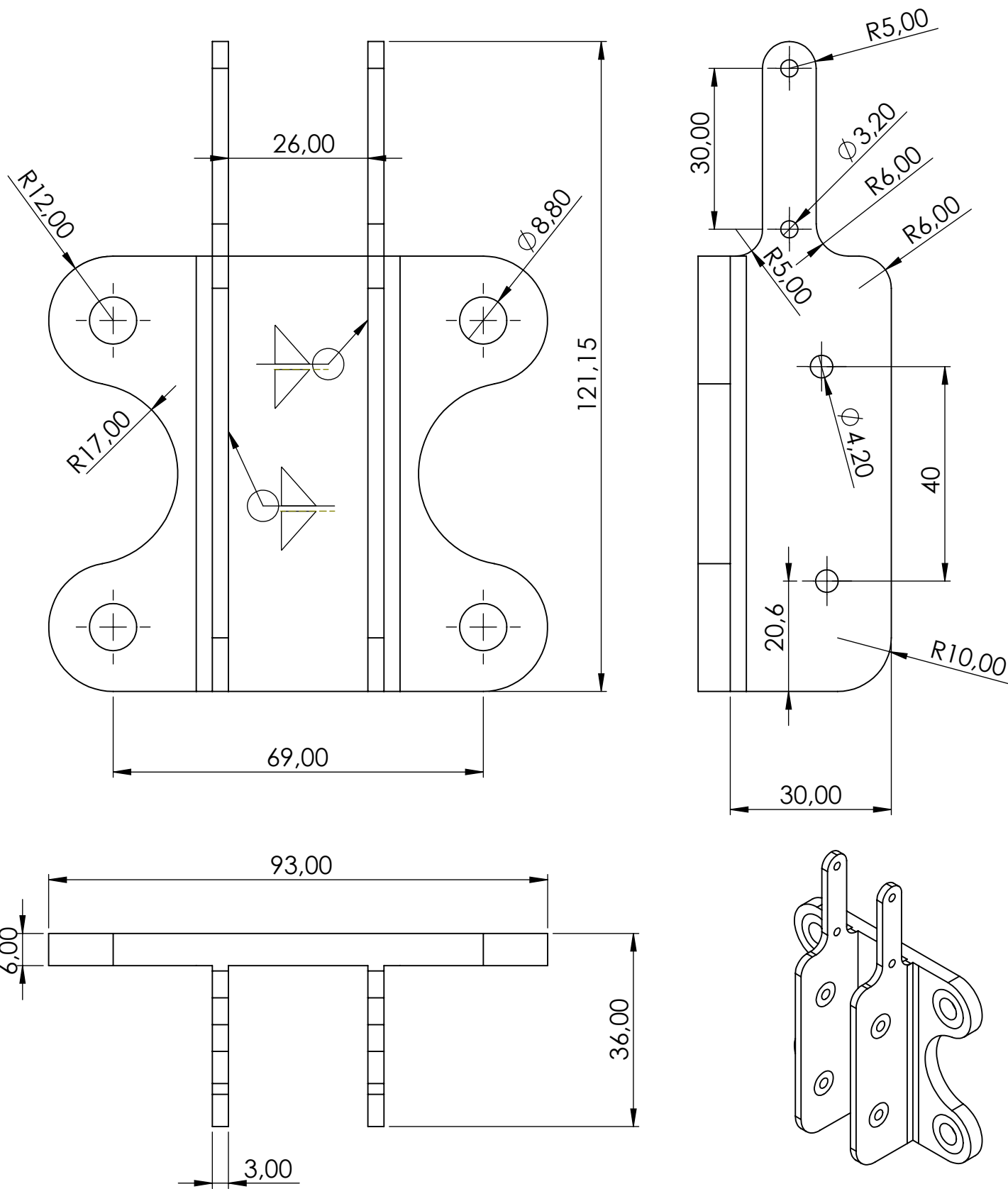


| MARCA | N.º DE PIEZA | CANTIDAD |
|-------|---|----------|
| 1 | Bomba de freno Tilton 75 series | 2 |
| 2 | Espaciador m4x20 14mm | 2 |
| 3 | Soporte BOTS | 1 |
| 4 | Soporte bombas chapa unica | 1 |
| 5 | Tornillo DIN 6921 - M8 x 25 x 25-N | 4 |
| 6 | Tuerca DIN EN 1664 - M8 - N | 4 |
| 7 | EN ISO 4762 M4 x 40 - 20N | 2 |
| 8 | Tuerca DIN EN ISO 10511 - M4 - N | 2 |
| 9 | BOTS | 1 |
| 10 | Tornillo DIN 7984 - M3 x 10 --- 8.5N | 4 |
| 11 | Tuerca DIN EN ISO 10511 - M3 - N | 4 |

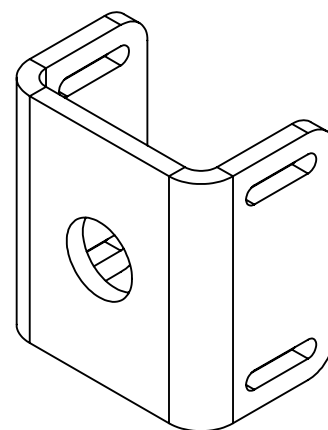
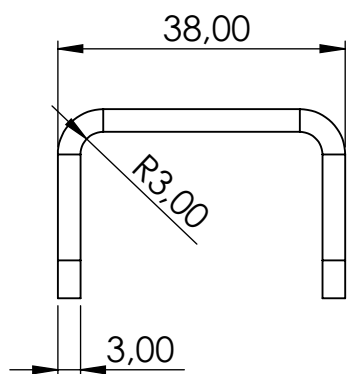
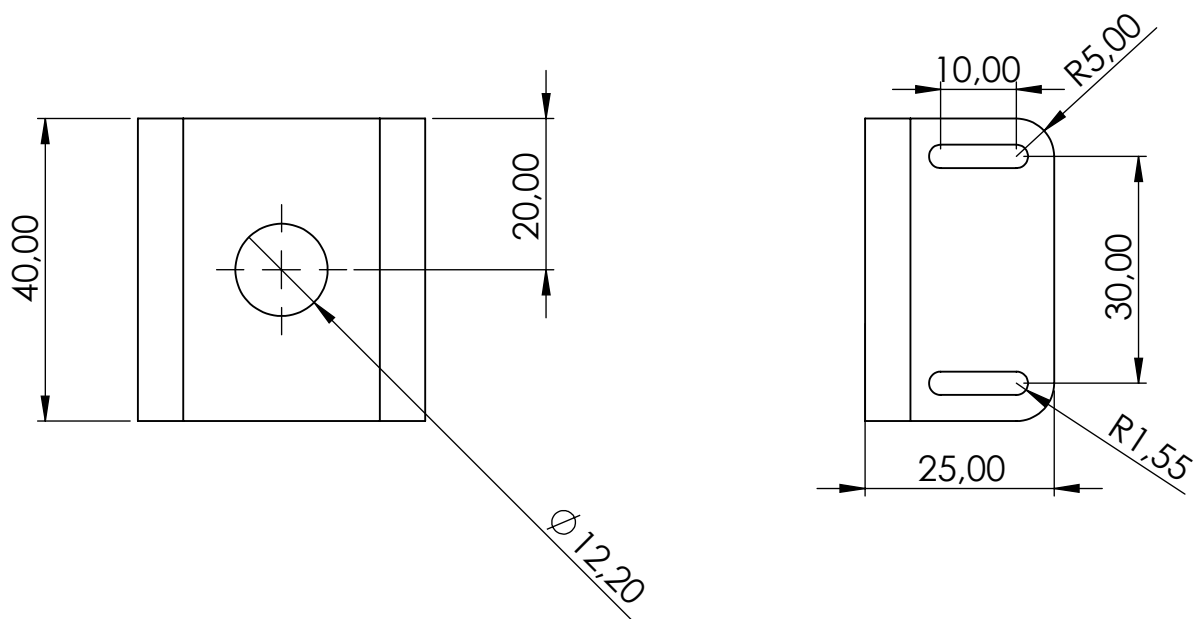
| | | | |
|--|------------|---------------------------------------|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  E.S.I.T. Universidad de La Laguna <small>Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología</small> Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | |
| Escala: | 1:2 | Subconjunto: Soporte de Bombas y BOTS | Nº: 1.02 |
|  | | Título: Vista Explosionada | Nº: 1.00 |



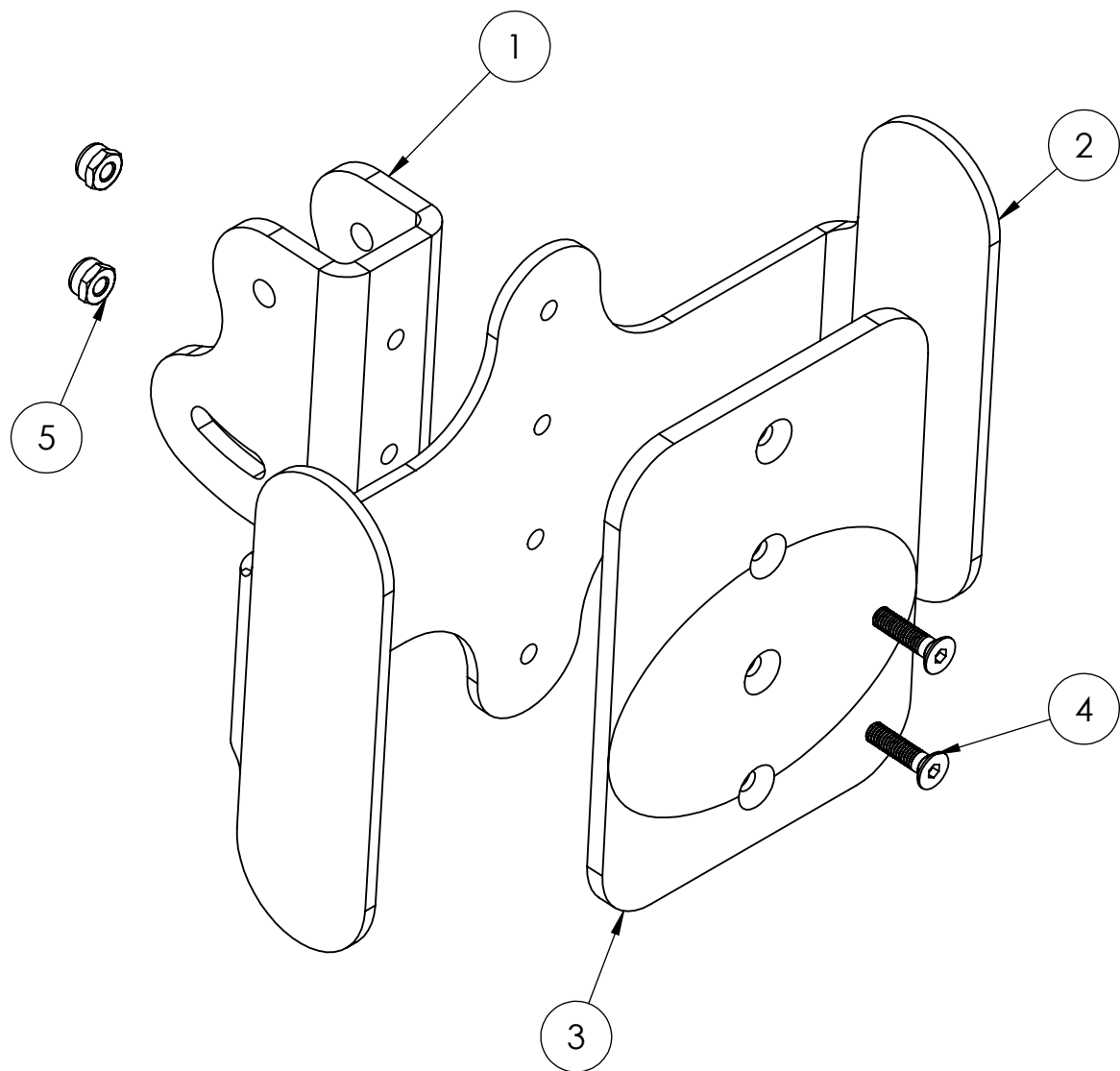
| | | | | |
|---|------------|---------------------------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:2 | Subconjunto: Soporte de bombas y BOTS | Nº: | 1.02 |
|  | | Título: | Medidas Generales | Nº: 1.01 |



| | | | | |
|----------------------|---|---------------------------------------|---|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Subconjunto: Soporte de bombas y BOTS | Nº: | 1.02 |
| |  | Título: Dimensiones Soporte Bombas | Nº: | 1.02 |

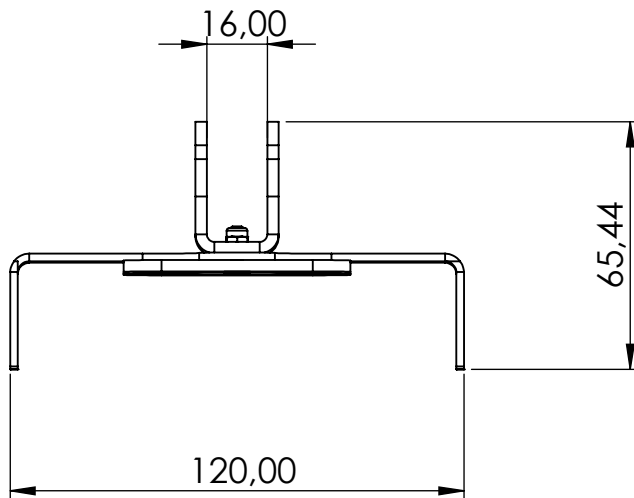
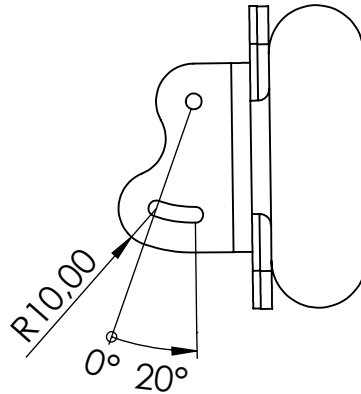
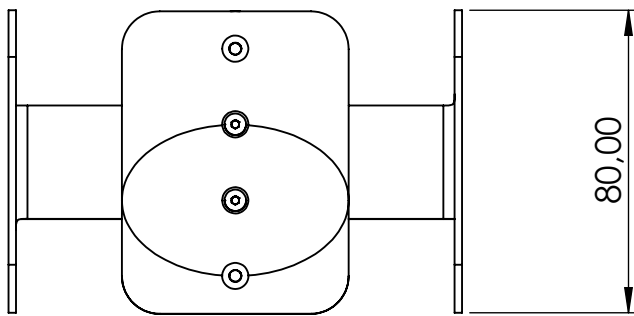
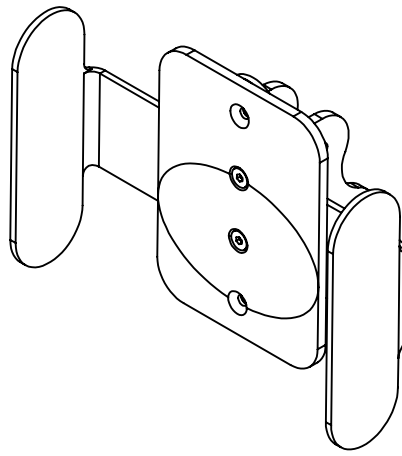


| | | | | |
|---|------------|-------------------------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Subconjunto: Soporte bombas y BOTS | | Nº: 1.02 |
|  | | Título: Dimensiones soporte de BOTS | | Nº: 1.03 |

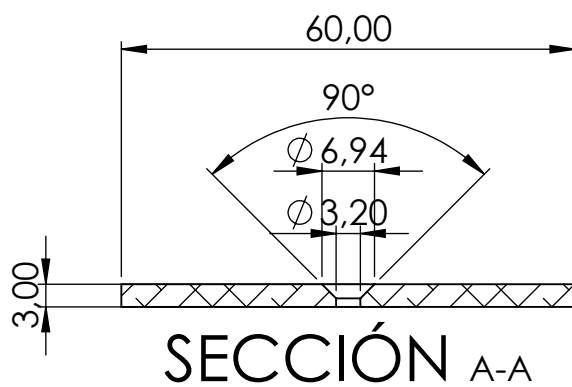
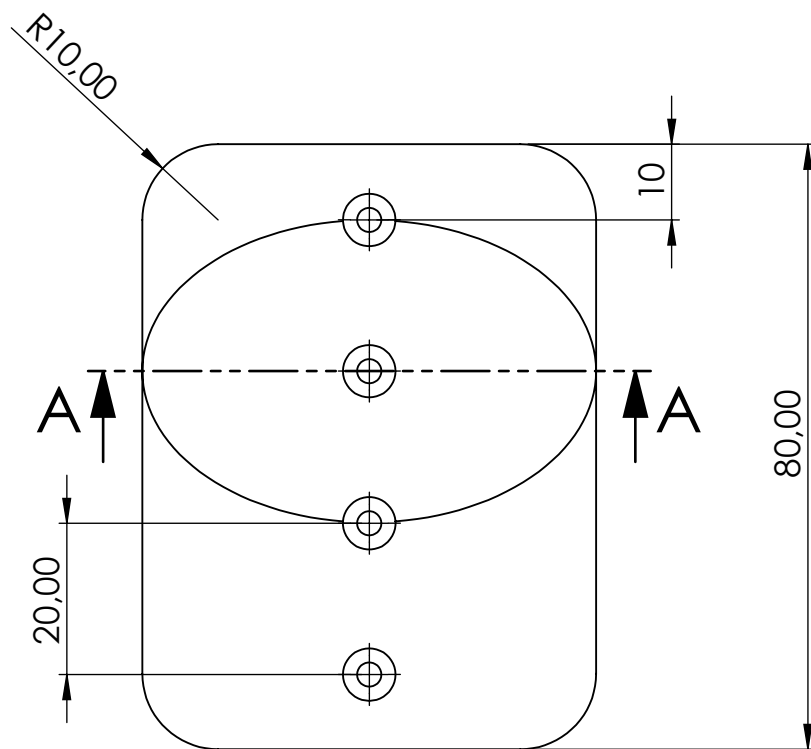


| MARCA | N.º DE PIEZA | CANTIDAD |
|-------|---------------------------------|----------|
| 1 | Soporte pedal pad | 1 |
| 2 | Soporte lateral pie | 1 |
| 3 | Pedal pad | 1 |
| 4 | DIN 7991 - M3 x 12 -- - 8.8S | 2 |
| 5 | DIN EN ISO 10511 - M3 - N | 2 |

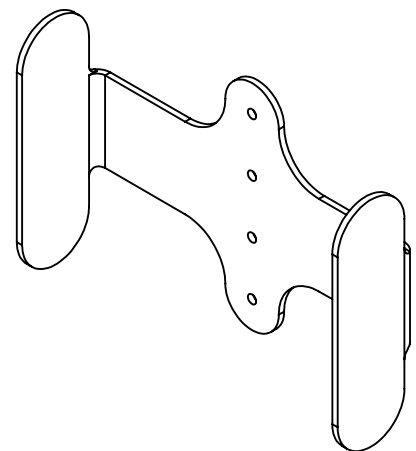
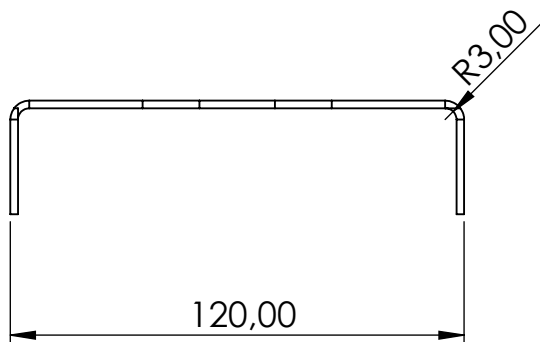
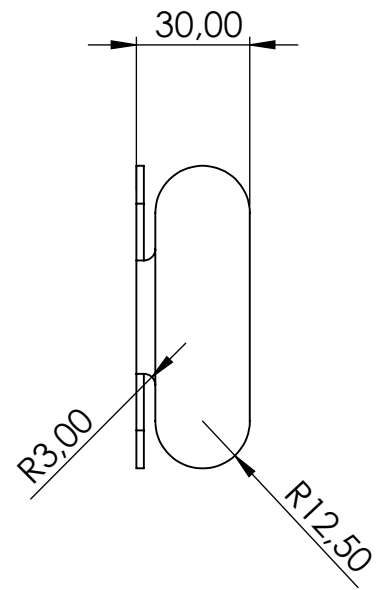
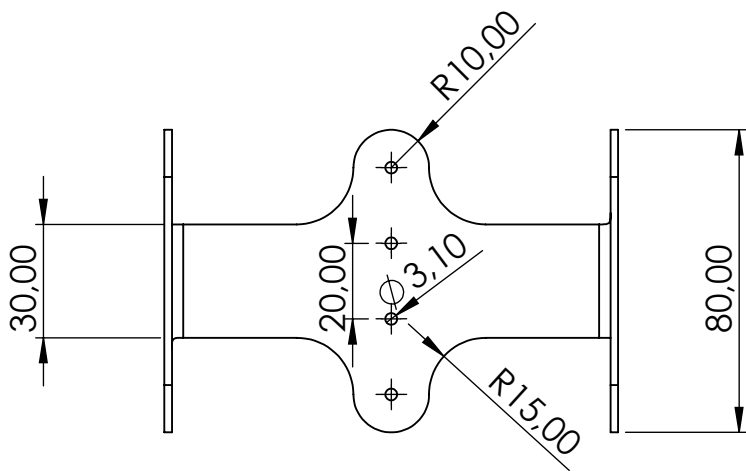
| | | | | |
|----------------------|---|--------------------|--|----------|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  E.S.I.T. Universidad de La Laguna Grado en Ing. Mecánica Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología Universidad de La Laguna | |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Conjunto: | Soporte de pedal pad | Nº: 1.03 |
| |  | Título: | Vista Explosionada | Nº: 1.00 |



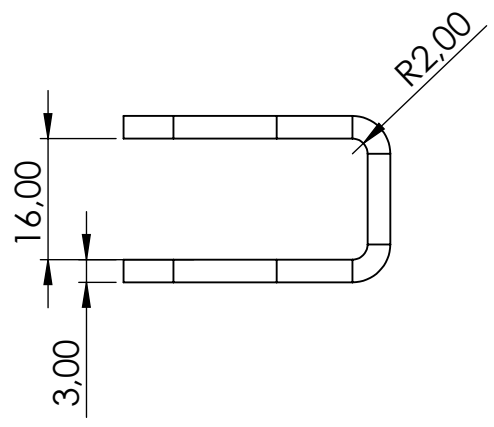
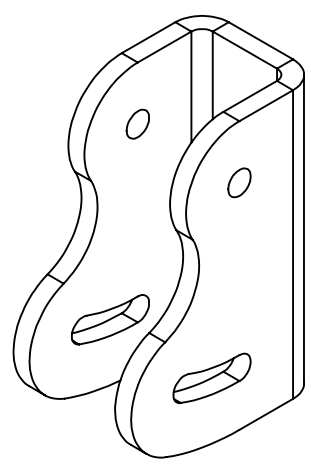
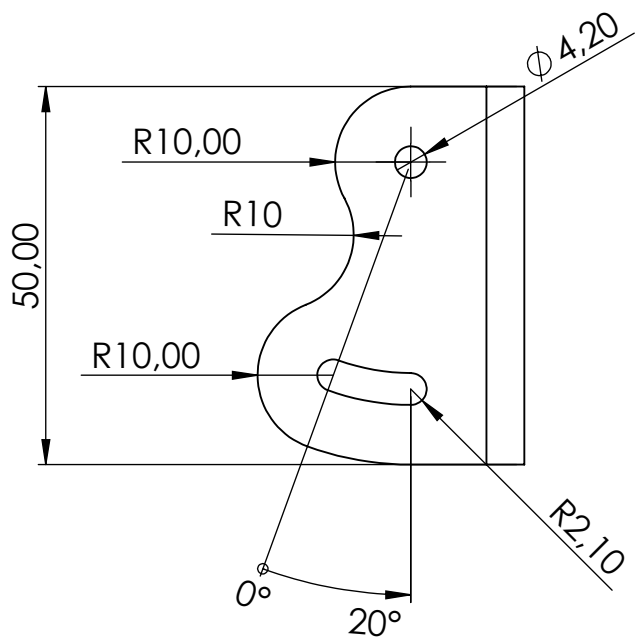
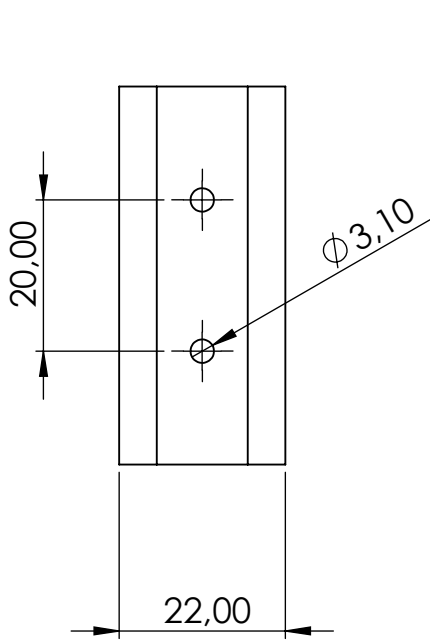
| | | | | |
|----------------------|---|--------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:2 | Conjunto: | Soporte de pedal pad | Nº: 1.03 |
| |  | Título: | Medidas Generales | Nº: 1.01 |



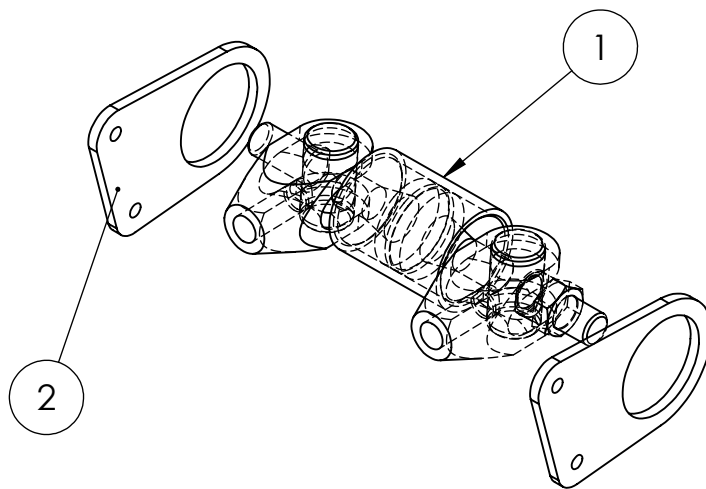
| | | | | |
|----------------------|---|--------------------|--|----------|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  E.S.I.T. Universidad de La Laguna Grado en Ing. Mecánica Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología Universidad de La Laguna | |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Conjunto: | Soporte de pedal pad | Nº: 1.03 |
| |  | Título: | Dimensiones pedal pad | Nº: 1.02 |



| | | | | |
|----------------------|---|--------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:2 | Conjunto: | Soporte de pedal pad | Nº: 1.03 |
| |  | Título: | Dimensiones soporte lateral pie | Nº: 1.03 |

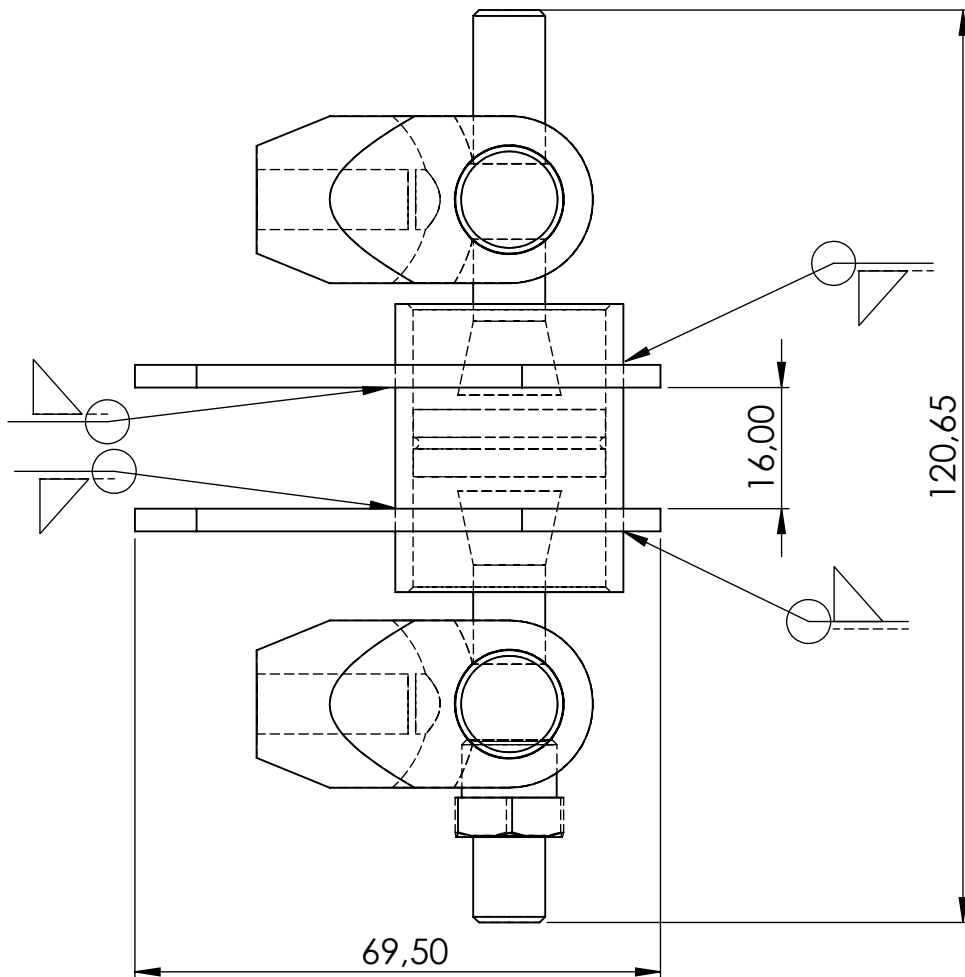
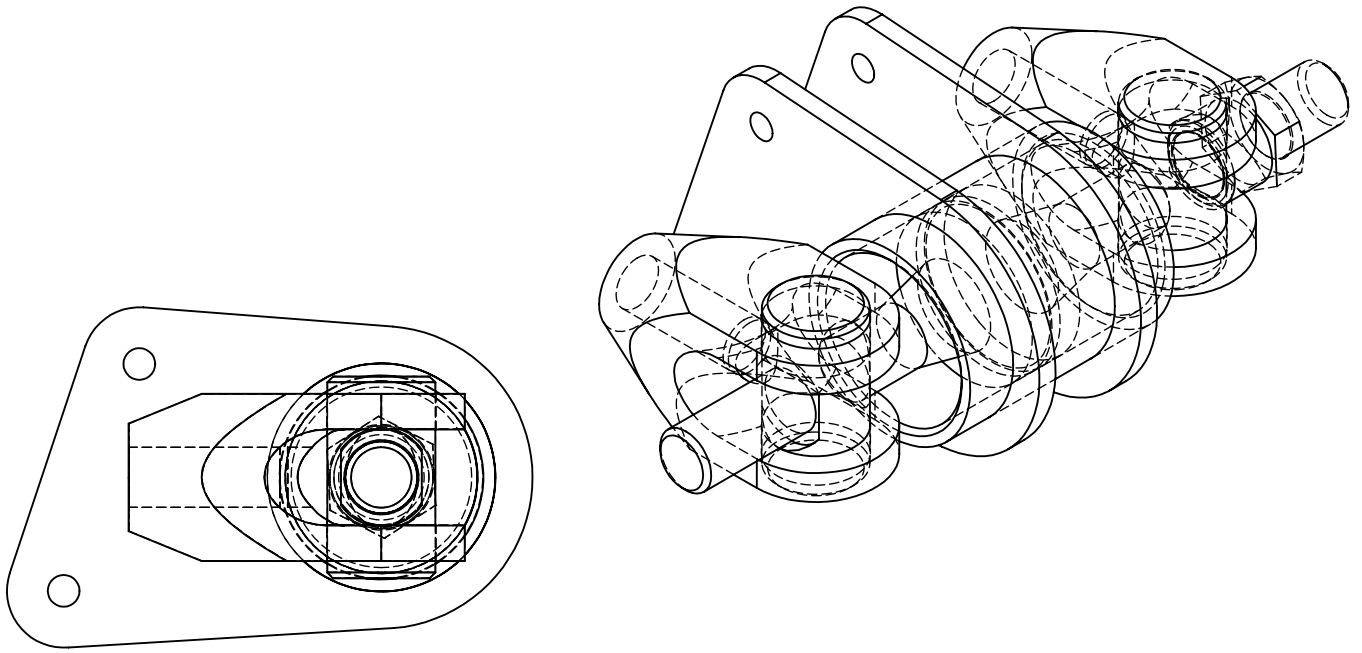


| | | | | |
|---|------------|---------------------------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Subconjunto: Soporte de pedal pad | | Nº: 1.03 |
|  | | Título: Dimensiones soporte pedal pad | | Nº: 1.04 |

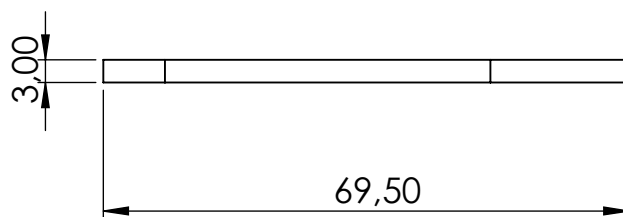
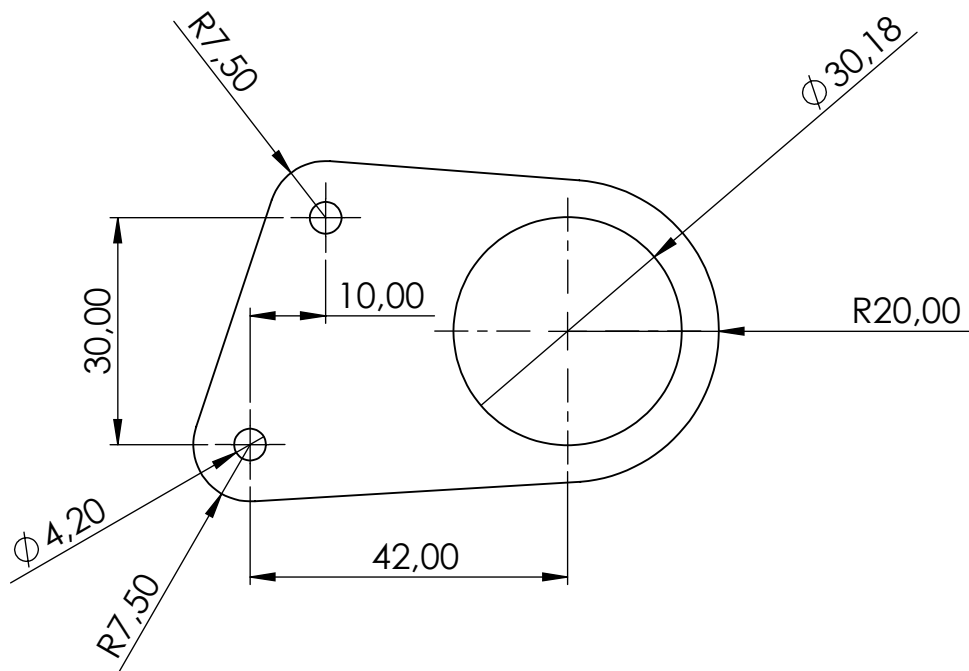


| MARCA | N.º DE PIEZA | CANTIDAD |
|-------|---|----------|
| 1 | Repartidor de frenada Tilton 600 Series | 1 |
| 2 | Soporte repartidor de frenada | 2 |

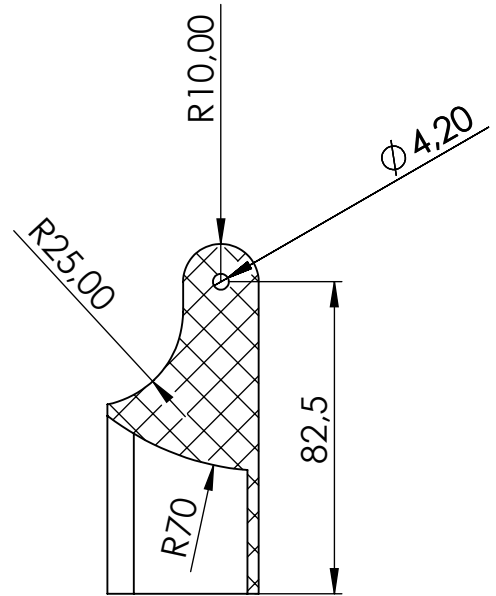
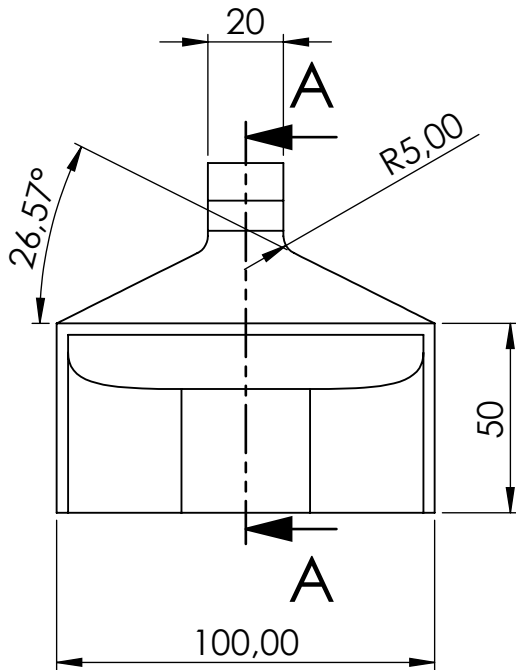
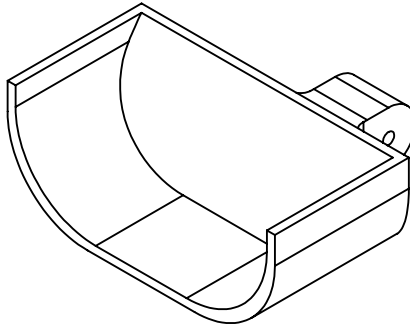
| | | | |
|---|------------|--|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  E.S.I.T. Universidad de La Laguna Grado en Ing. Mecánica Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | |
| Escala: | 1:1 | Subconjunto: Soporte repartidor de frenada | Nº: 1.04 |
|  | | Título: Vista Explosionada | Nº: 1.00 |



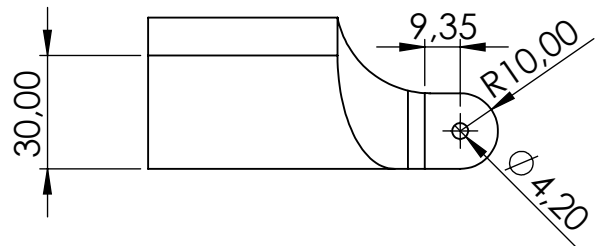
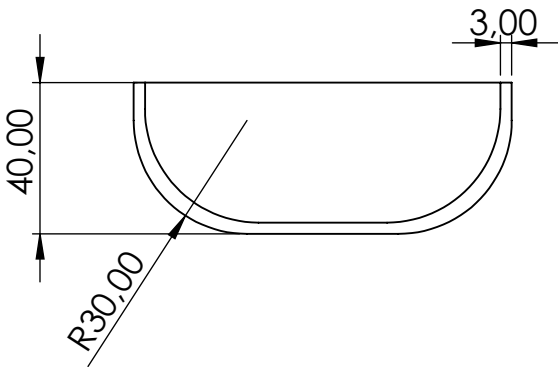
| | | | | |
|----------------------|---|---|---|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Subconjunto: Soporte repartidor frenada | Nº: | 1.04 |
| |  | Título: Medidas Generales | Nº: | 1.01 |



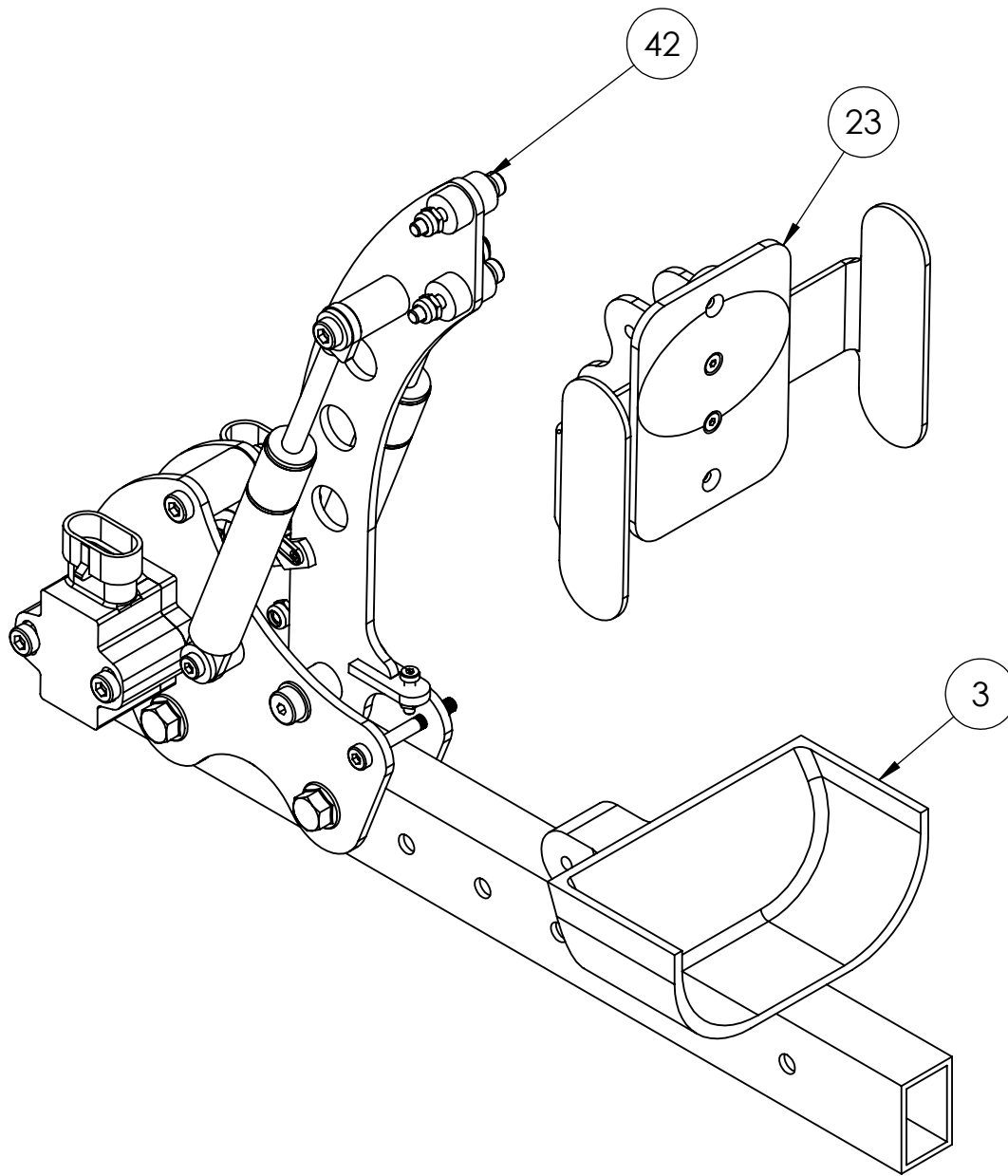
| | | | | |
|---|------------|---|---|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Subconjunto: Soporte repartidor frenada | | Nº: 1.04 |
|  | | Título: Dimensiones soporte | | Nº: 1.02 |



SECCIÓN A-A

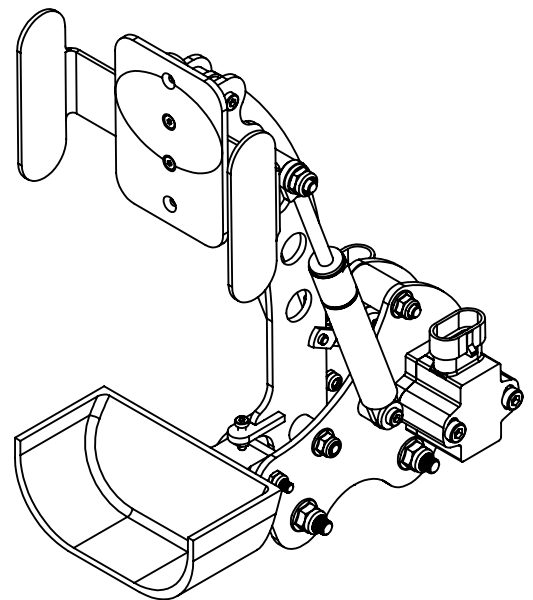
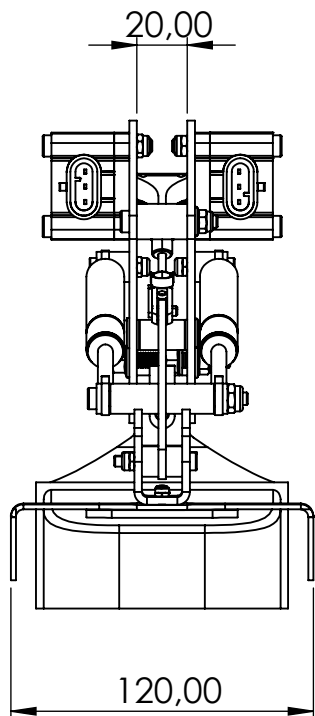
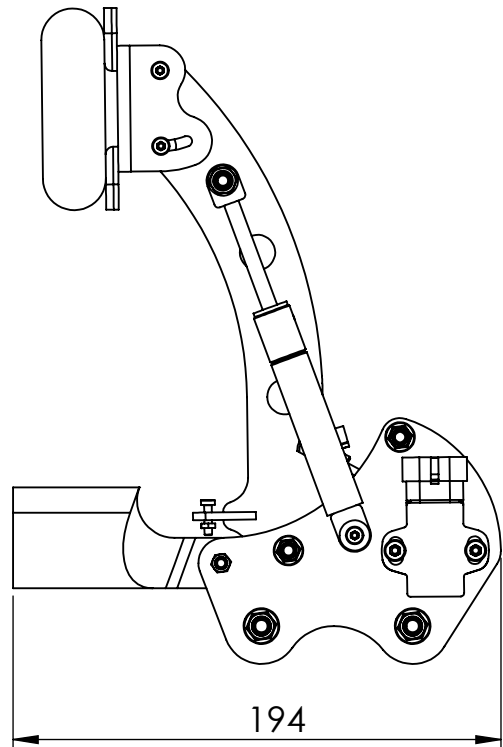
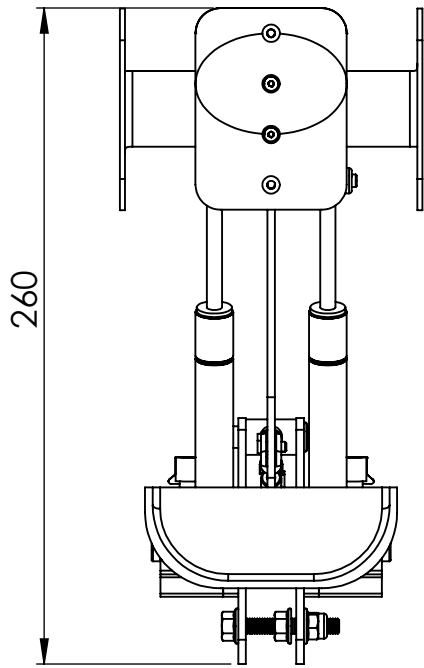


| | | | | |
|----------------------|---|--------------------|---|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:2 | Subconjunto: | Soporte de talón | Nº: 1.05 |
| |  | Título: | Dimensiones | Nº: 1.00 |

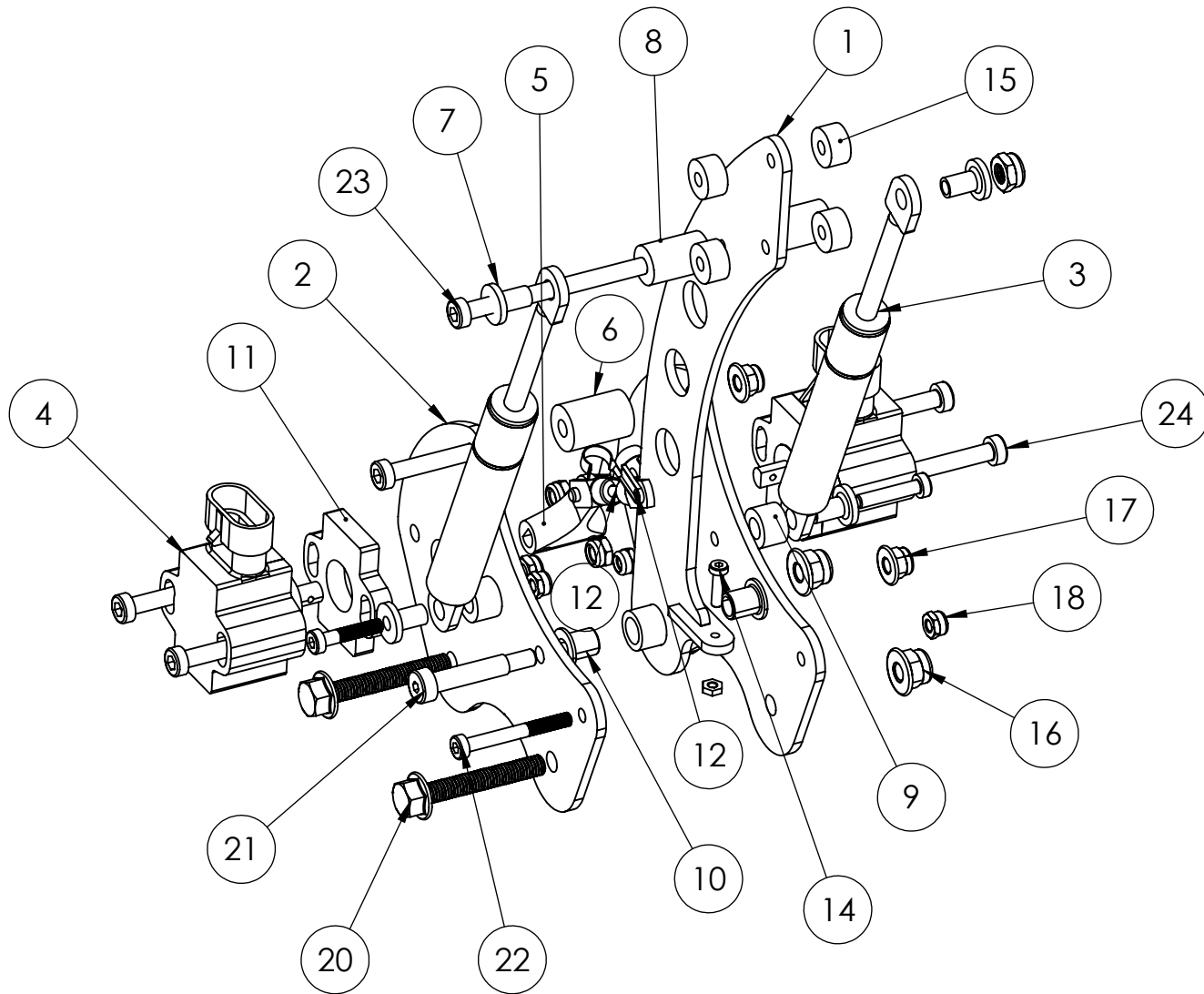


| MARCA | SUBCONJUNTO | Nº |
|-------|--------------------------------|------|
| 1 | Soporte y brazo del acelerador | 1.01 |
| 2 | Soporte pedal pad | 1.02 |
| 3 | Soporte de talón | 1.03 |

| | | | | |
|---|------------|--------------------|---|----------|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  E.S.I.T. Universidad de La Laguna Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna <small>Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología</small> | |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:2 | Conjunto: | Pedal de acelerador | Nº: 1.02 |
|  | | Título: | Vista explosionada | Nº: 1.00 |


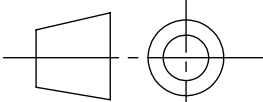


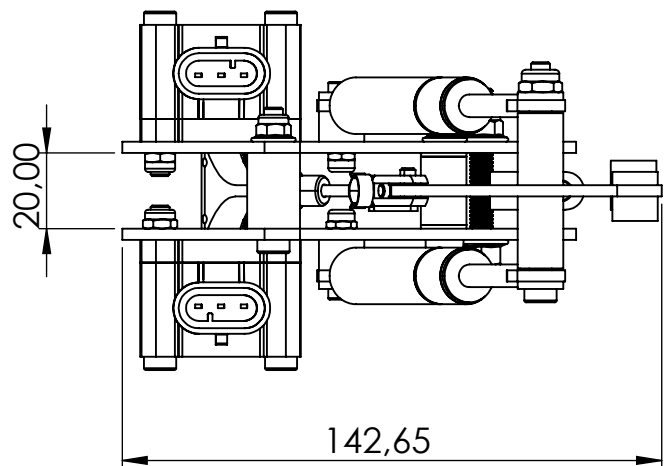
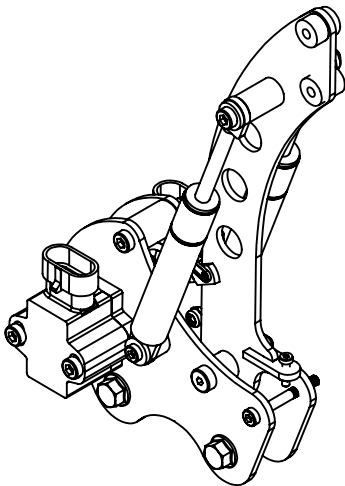
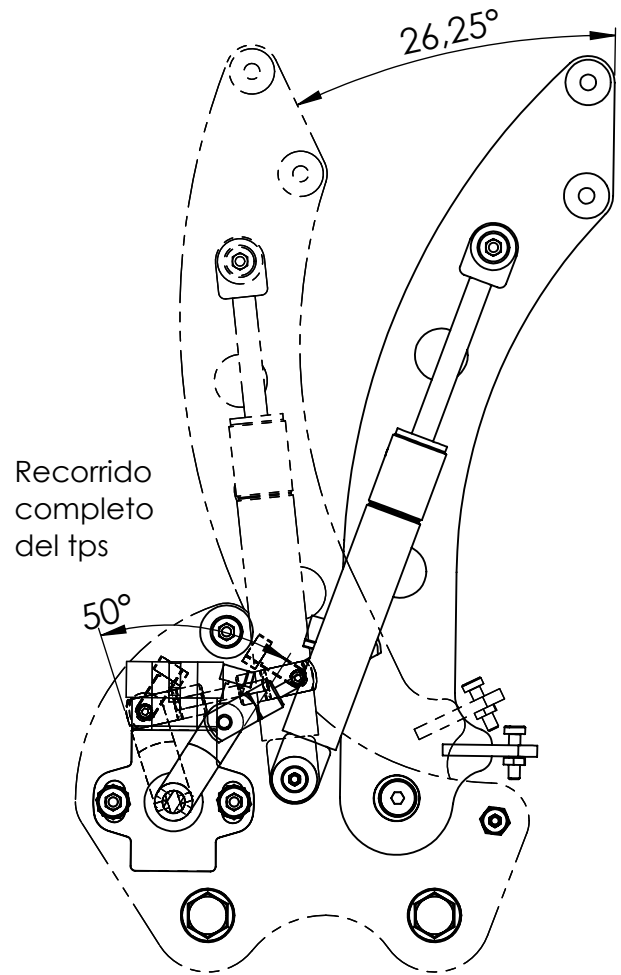
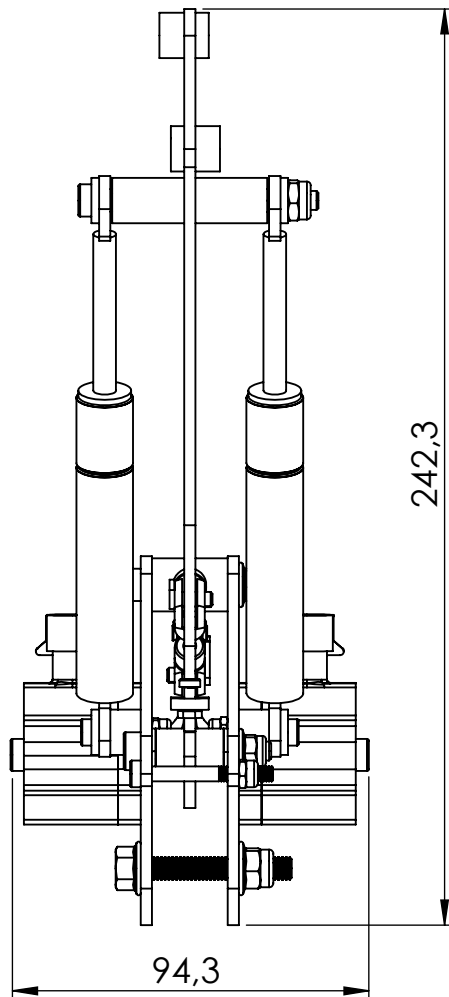
| | | | | |
|----------------------|---|--------------------|---|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:3 | Subconjunto: | Pedal de acelerador | Nº: 1.02 |
| |  | Título: | Medidas generales | Nº: 1.01 |



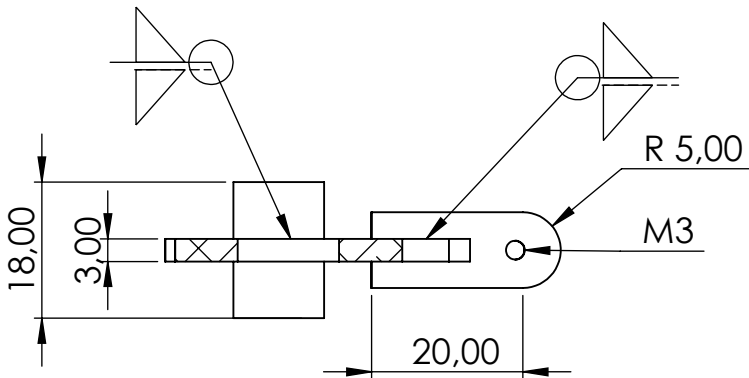
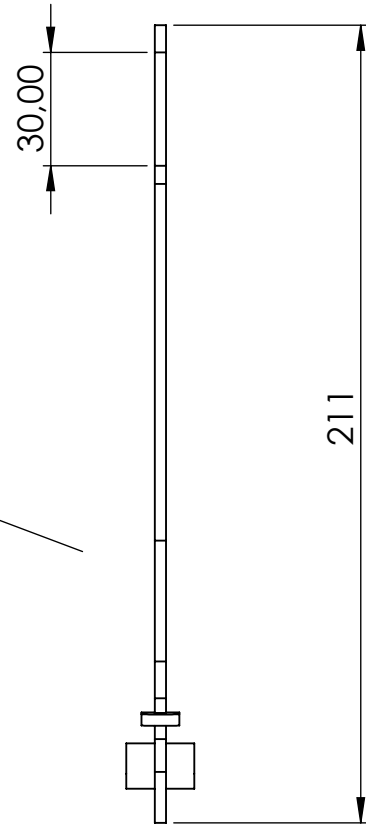
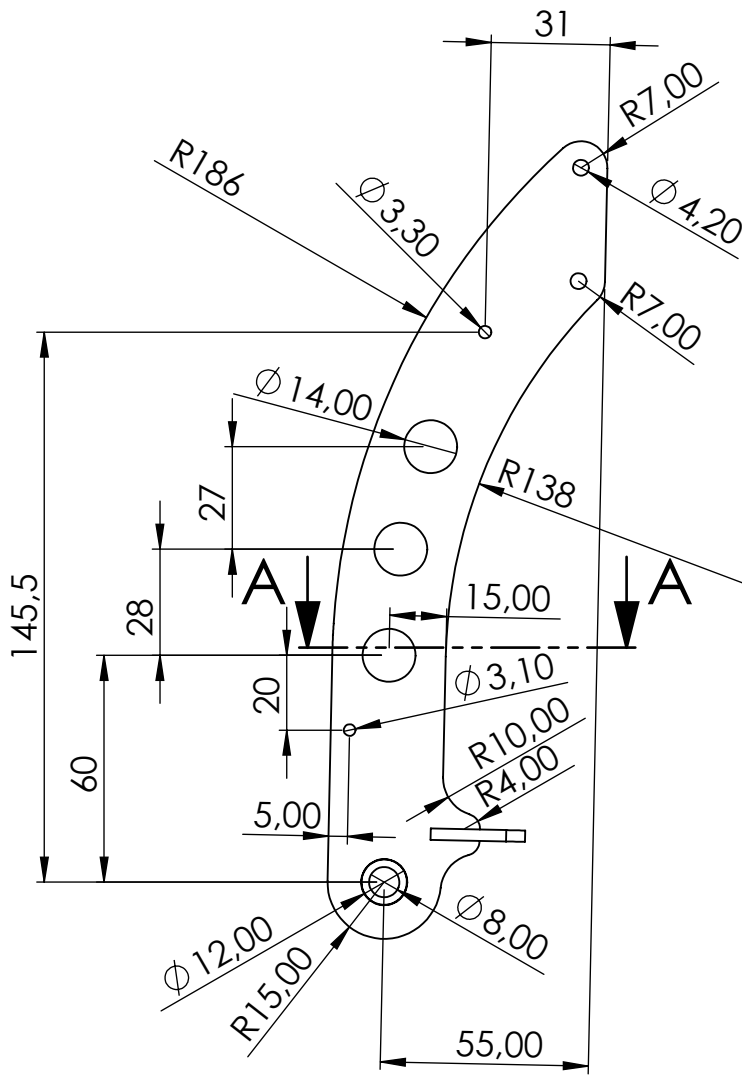
| | | | | |
|--|------------|--------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna <small>Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología</small> | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:2 | Subconjunto: | Soporte y brazo del acelerador N°: 1.01 | |
|  | | Título: | | |

| N.º DE ELEMENTO | N.º DE PIEZA | CANTIDAD |
|-----------------|---------------------------------------|----------|
| 1 | Brazo de pedal acelerador | 1 |
| 2 | Soporte Lateral Acelerador | 2 |
| 3 | Resorte de gas-15-6EW-9066-Lesjofors | 2 |
| 4 | Sensor posición acelerador Honeywell | 2 |
| 5 | Actuador TPS | 1 |
| 6 | Espaciador m4x20 14mm | 1 |
| 7 | Cojinete M6 resorte gas | 4 |
| 8 | Espaciador resorte gas M4x20 12mm | 2 |
| 9 | Espaciador resorte gas m4x8 12 mm | 2 |
| 10 | Cojinete IGUS Z M6 | 2 |
| 11 | Tapa sensor posición | 2 |
| 12 | Horquilla m3 | 2 |
| 13 | Varilla roscada m3 | 1 |
| 14 | Tornillo DIN 7984 - M3 x 12 --- 10.5N | 1 |
| 15 | Espaciador M4x6,5 12mm | 4 |
| 16 | Tuerca DIN EN 1663 - M6 - N | 2 |
| 17 | Tuerca DIN EN 1663 - M4 - N | 2 |
| 18 | Tuerca DIN EN ISO 10511 - M4 - N | 3 |
| 19 | Tuerca DIN EN ISO 10511 - M5 - N | 4 |
| 20 | Tornillo DIN 6921 - M6x40 | 2 |
| 21 | Tornillo ISO 7379 M6x25 | 1 |
| 22 | Tornillo DIN 6912 - M4x35 | 2 |
| 23 | Tornillo DIN 6912 - M4x60 | 1 |
| 24 | Tornillo DIN 6912 - M5x40 | 4 |
| 25 | TornilloDIN 6912 - M4 x20 | 2 |
| 26 | Tuerca hexagonal ISO 4036 - M3 - C | 1 |
| 27 | Tuerca DIN EN 1663 - M5 - N | 1 |

| | | | | |
|---|------------|--------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Conjunto: | Pedal acelerador | Nº: 1.02 |
|  | | Título: | Piezas soporte y brazo del acelerador | Nº: 1.00 |

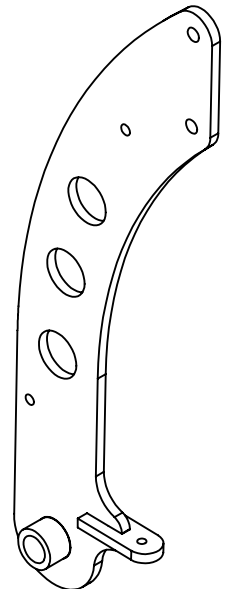


| | | | | |
|----------------------|---|--------------------|---|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Subconjunto: | Brazo de pedal y soporte acelerador | Nº: 1.01 |
| |  | Título: | Medidas Generales | Nº: 1.01 |

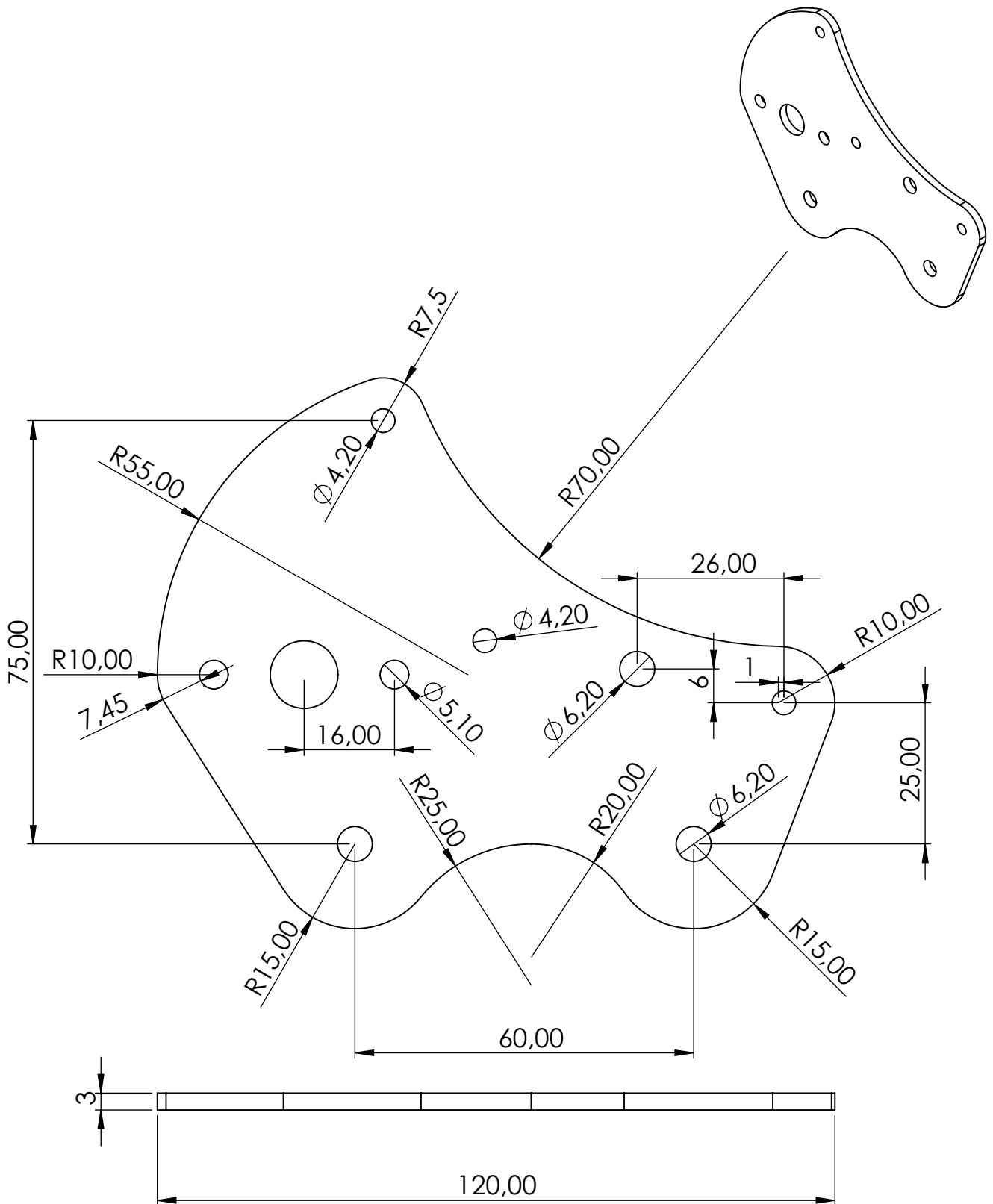



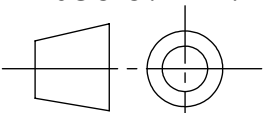
SECCIÓN A-A

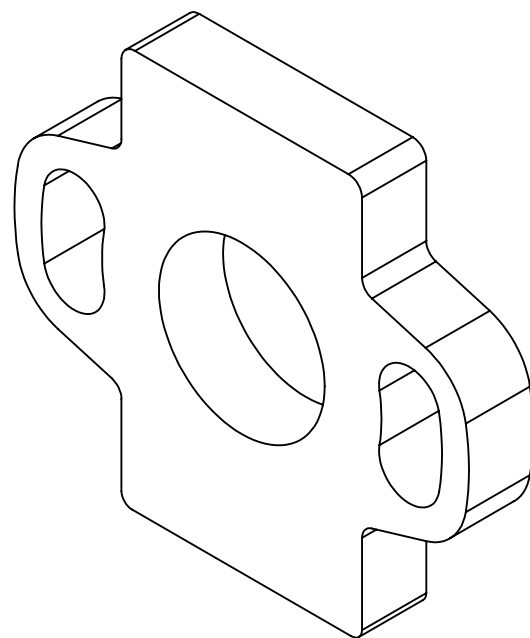
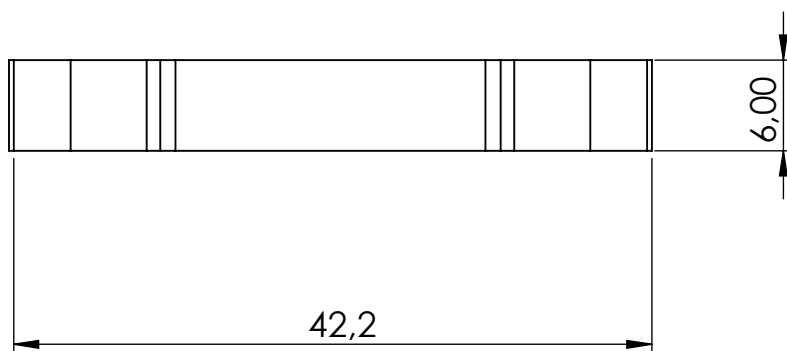
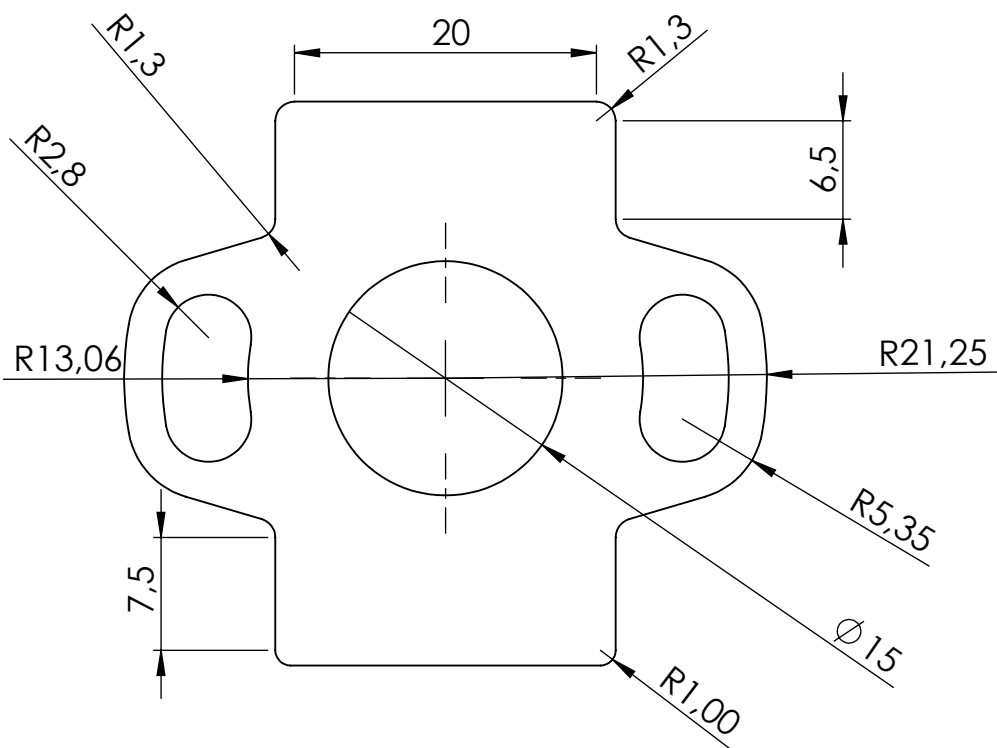
ESCALA 1 : 1



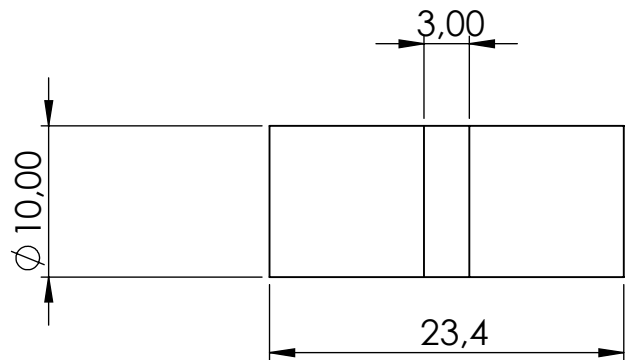
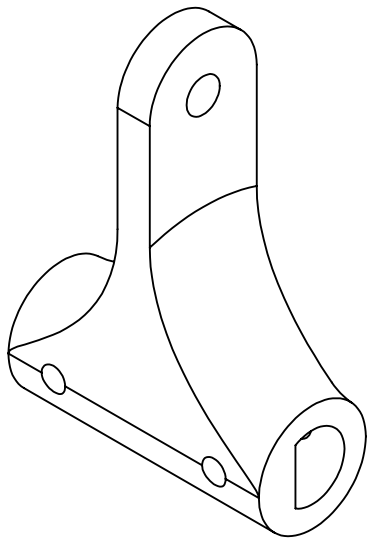
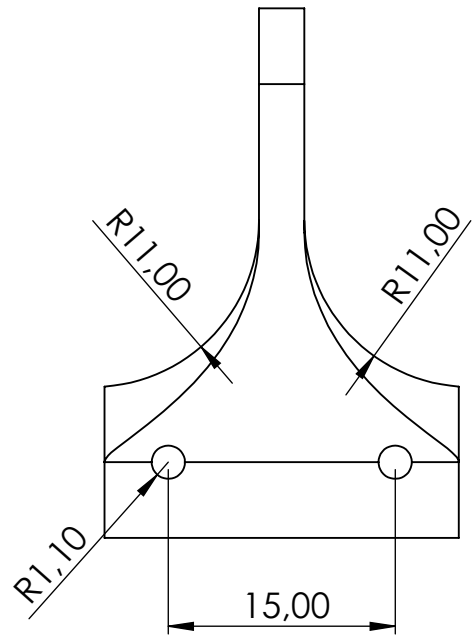
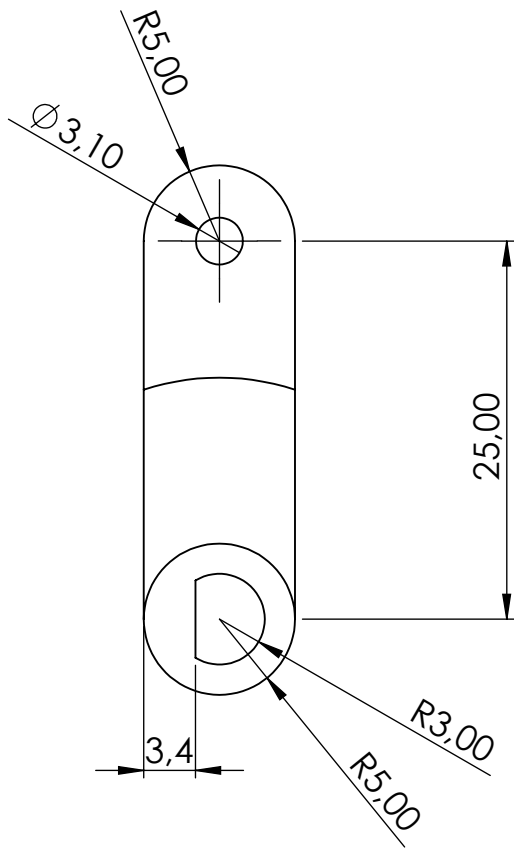
| | | | | |
|----------------------|---|--------------------|--|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  U.L.L. Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1 : 2 | Subconjunto: | Soporte y brazo pedal acelerador | Nº: 1.01 |
| |  | Título: | Dimensiones brazo pedal | Nº: 1.02 |




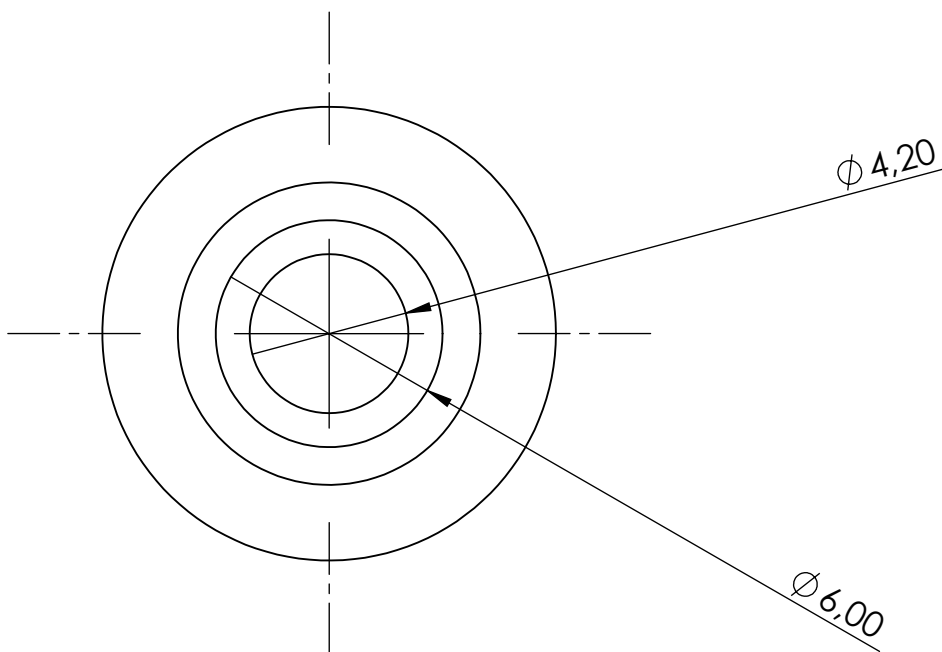
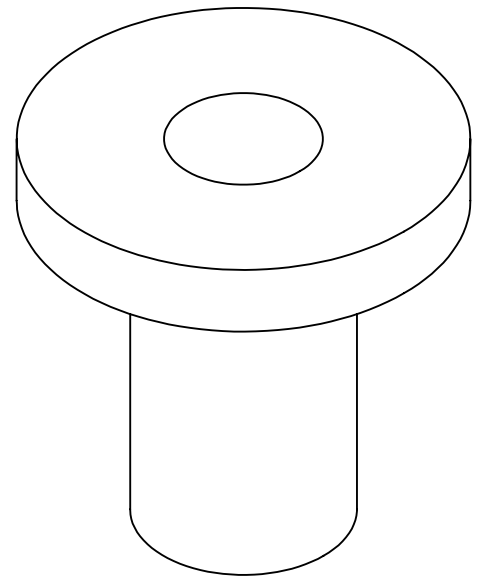
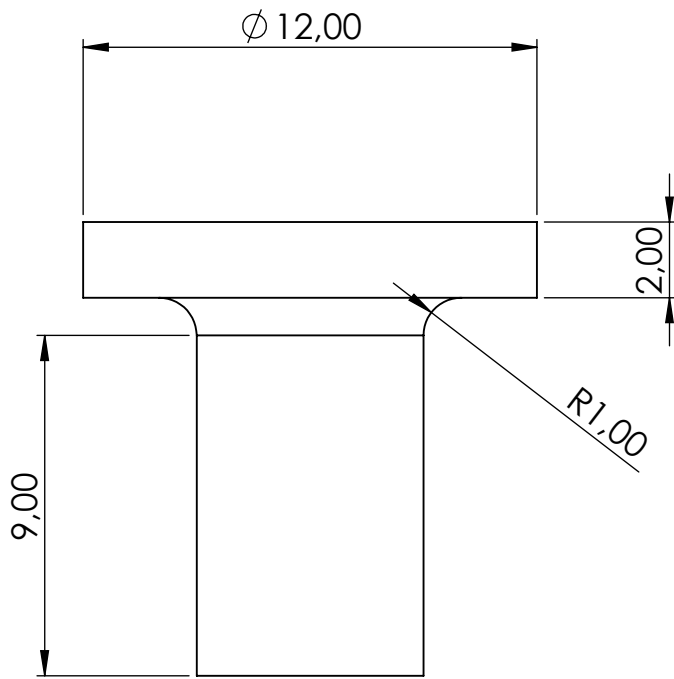
| | | | | |
|----------------------|---|--------------------|---|--|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Subconjunto: | Soporte y brazo pedal acelerador | Nº: 1.01 |
| |  | Título: | Dimensiones soporte lateral acelerador | Nº: 1.03 |


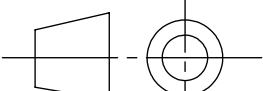


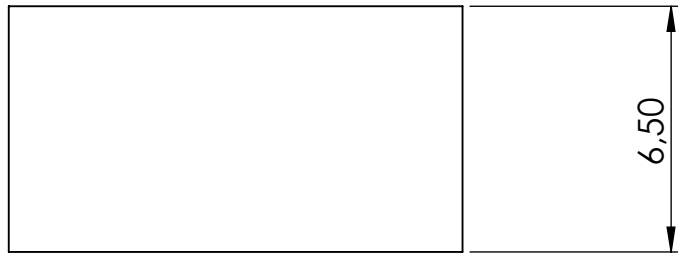
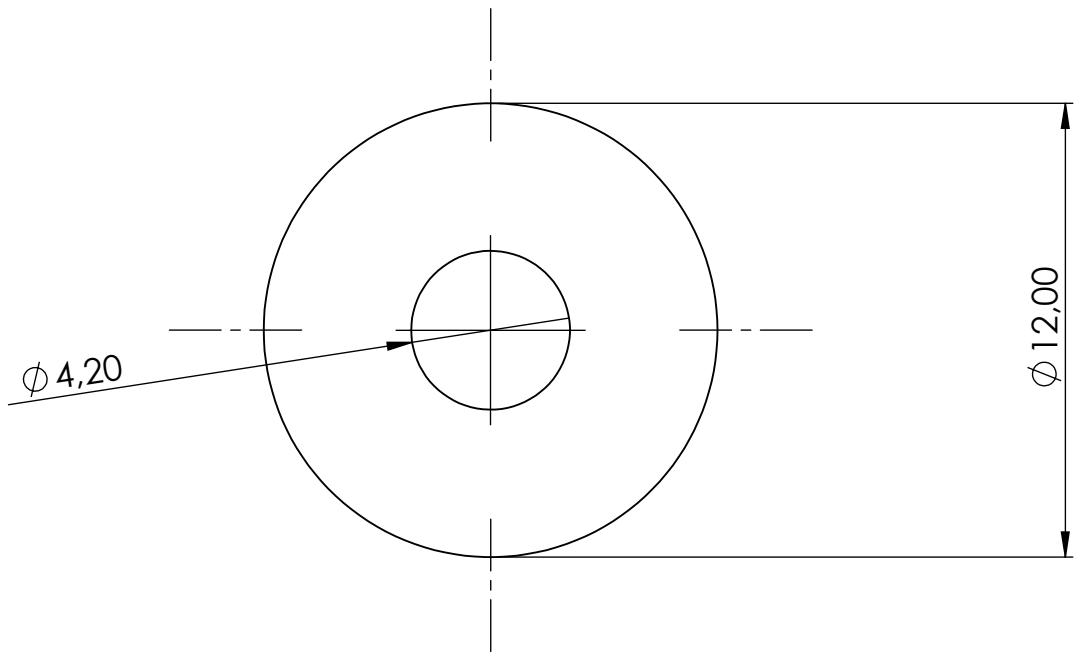
| | | | | |
|----------------------|---|--------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 2:1 | Subconjunto: | Soporte y brazo de acelerador | Nº: 1.01 |
| |  | Título: | Dimensiones tapa TPS | Nº: 1.04 |



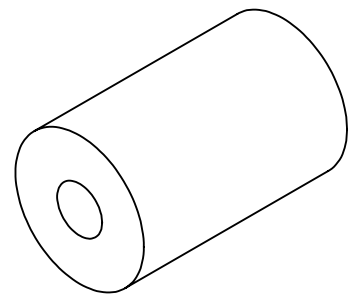
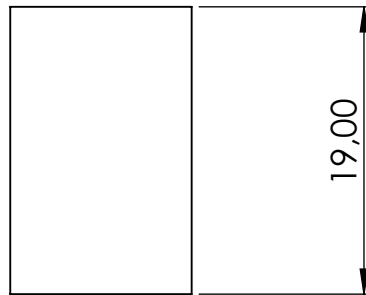
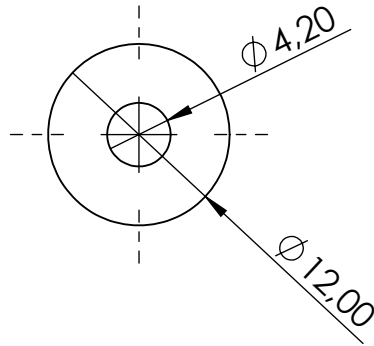
| | | | | |
|---|------------|--------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: 2:1 | | Subconjunto: | Soporte y brazo del acelerador | Nº: 1.01 |
|  | | Título: | Dimensiones actuador TPS | Nº: 1.05 |


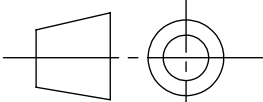


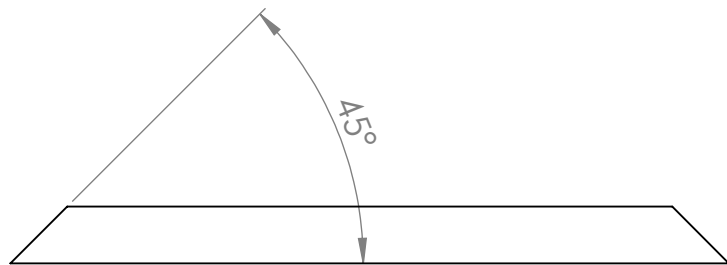
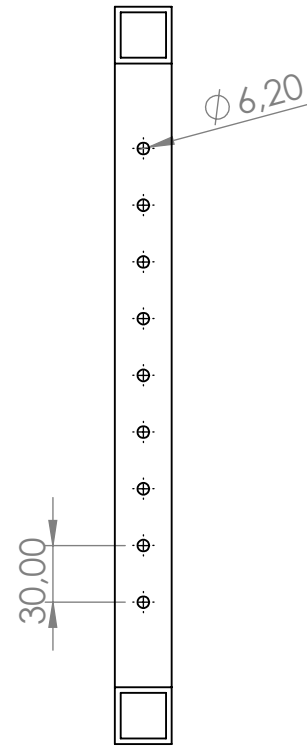
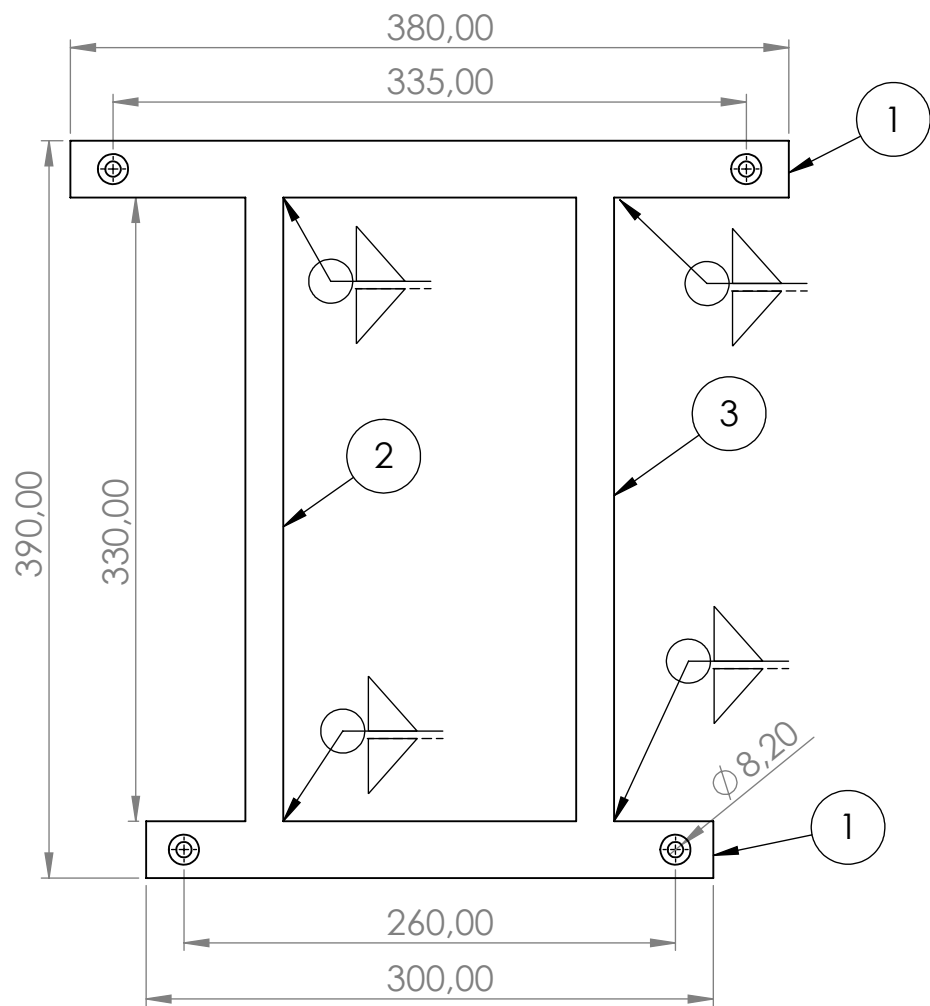
| | | | | |
|---|------------|--------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:1 | Subconjunto: | Soporte y brazo pedal acelerador | Nº: 1.02 |
|  | | Título: | Dimensiones espaciador resorte de gas | Nº: 1.06 |



| | | | | |
|--|--|--------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: 5:1  | Subconjunto: Soporte y brazo pedal acelerador | | Nº: 1.01 | |
| Título: Dimensiones espaciador pedal pad | | | Nº: 1.07 | |

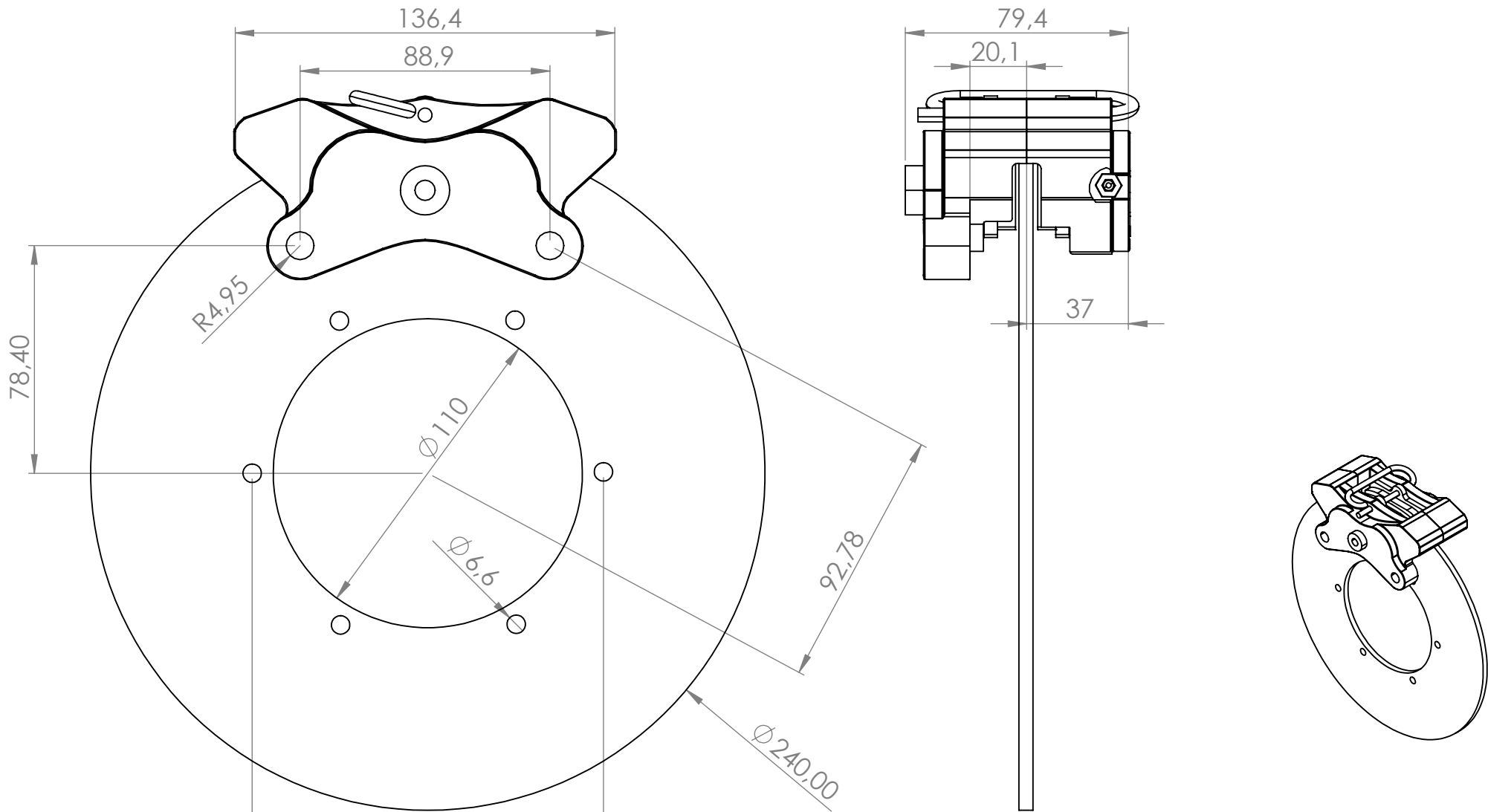


| | | | | |
|---|------------|--------------------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 2:1 | Subconjunto: | Soporte y brazo de pedal acelerador | Nº: 1.01 |
|  | | Título: | | Espaciador m4x19 resorte de gas |

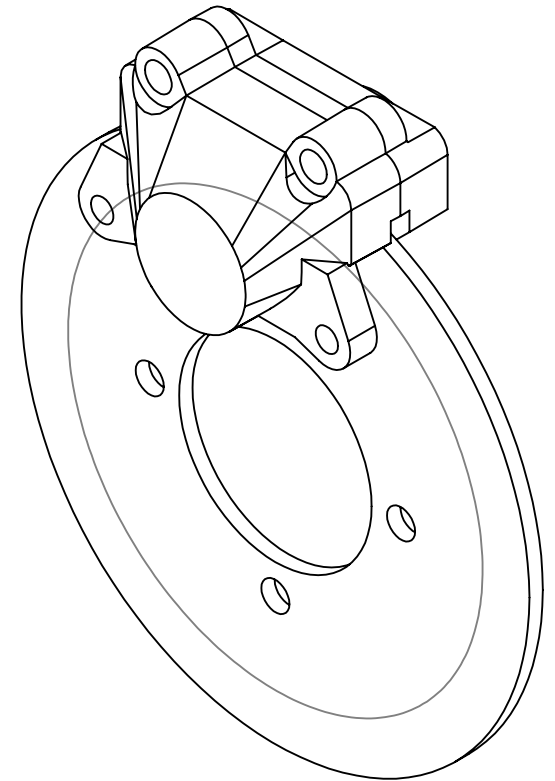
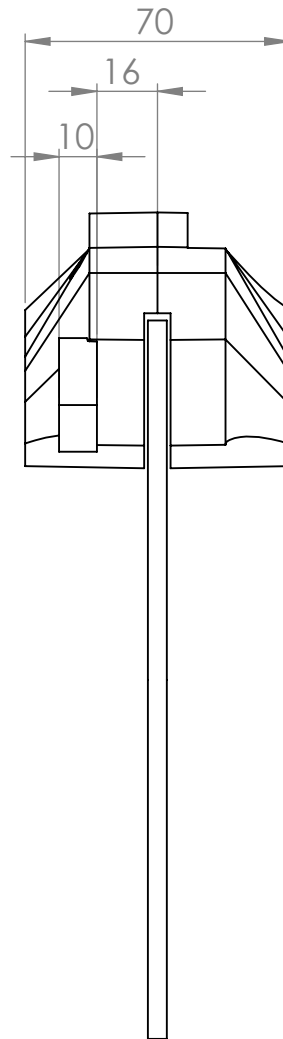
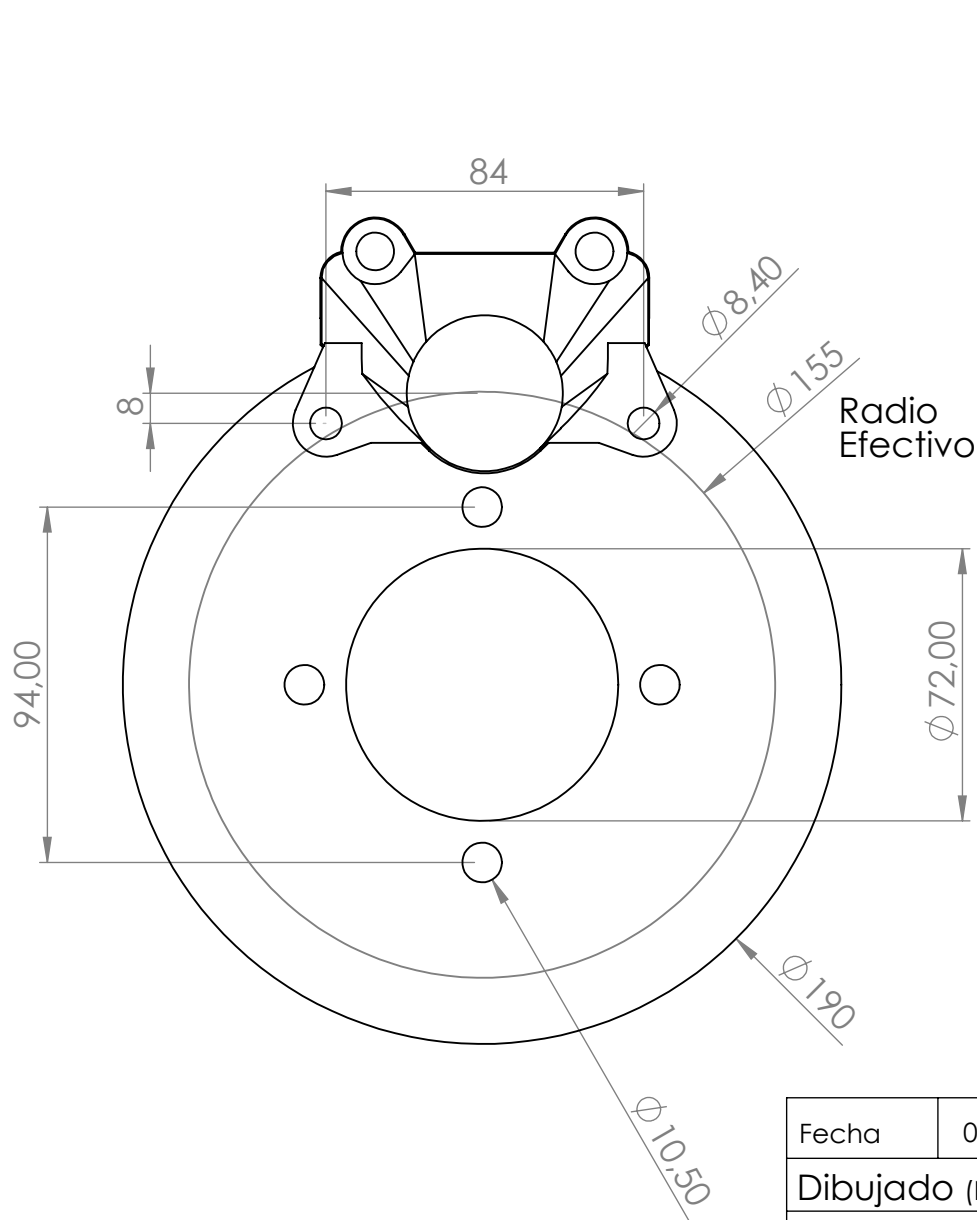


| PERFILES | MEDIDAS |
|----------|-----------|
| 1 | 30x30 3mm |
| 2 | 30x20 3mm |
| 3 | 30x20 1mm |

| | | | | |
|--|--------------------|-----------|---|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna <small>Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología</small> | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | Eliseo | | | |
| Dibujado (Apellidos) | Gutiérrez González | | | |
| Id. s. normas | UNE-EN-ISO | | | |
| Escala: | 1:4 | Conjunto: | Estructura Soporte | Nº: 1.03 |
|  | | Título: | Dimensiones | Nº: 1.00 |



| | | | | |
|--|------------|--------------------|--|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  ULL Universidad de La Laguna Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:2 | Conjunto: | Interfase freno delantero | Nº: 1.00 |
|  | | Título: | Medidas pinza disco delantero | Nº: 1.00 |



| | | | | |
|--|------------|--------------------|--|---|
| Fecha | 01/09/2019 | Autor |  Universidad de La Laguna <small>Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología</small> | E.S.I.T. Grado en Ing. Mecánica Universidad de La Laguna |
| Dibujado (Nombre) | | Eliseo | | |
| Dibujado (Apellidos) | | Gutiérrez González | | |
| Id. s. normas | | UNE-EN-ISO | | |
| Escala: | 1:2 | Conjunto: | Interfaz freno trasero | Nº: 1.00 |
|  | | Título: | Medidas pinza disco trasero | Nº: 1.00 |

ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA

TITULACIÓN: Grado en Ingeniería Mecánica

PRESUPUESTO

TRABAJO FIN DE GRADO

TÍTULO

**DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENADO DE
UN VEHÍCULO FSAE****AUTOR**

Eliseo Gutiérrez González

TUTOR

Andrés Muñoz de Dios

En este capítulo del proyecto se presenta el presupuesto del coste material del sistema de frenado del vehículo.

- Se excluyen costes derivados del envío y aduaneros de piezas.
- No se incluye el coste de fabricación de la pedalera del vehículo.

| Piezas | Modelo | Uds | Precio ud € | Coste € |
|--------|--------|-----|----------------|------------|
|--------|--------|-----|----------------|------------|

| | | | | |
|------------------------------------|---|---|--------|--------|
| Discos de freno delanteros | Disco Flotante Brembo 78B408A9 | 2 | 111,6 | 223,2 |
| Discos de freno traseros | Disco Fijo Brembo 68B40720 | 2 | 44,02 | 88,04 |
| Pinzas de freno delanteras | Wilwood GP 320 (derecho e izquierdo) | 2 | 136,3 | 272,6 |
| Pinzas de freno traseras | Brembo P34 | 2 | 116,29 | 232,58 |
| Pastillas de freno delanteras | Set pastillas Wilwood Polymatrix H | 1 | 107,19 | 107,19 |
| Pastillas de freno traseras | Pastillas bremsbo p34 compuesto xs | 2 | 17,15 | 34,3 |
| Bombas de freno | Tilton 75 series 3/4 inch | 2 | 84,18 | 168,36 |
| Repartidor de frenada | Tilton 600 Series + cable ajuste | 1 | 57,91 | 57,91 |
| Latiguillo de freno 6m | Latiguillo flexible armado -an3 Torques UK | 1 | 38,61 | 38,61 |
| Racor 1/8 NPT a -an3 hembra | Torques UK | 2 | 9,5 | 19 |
| Banjo bolt -an3 a 1/8 NPT macho | Torques UK | 2 | 11,19 | 22,38 |
| Double straight banjo -an3 | Torques UK | 1 | 12,31 | 12,31 |
| Racor banjo -an3 | Torques UK | 2 | 10,73 | 21,46 |
| Racor -an3 Tee | Torques UK | 1 | 22,38 | 22,38 |
| Racor -an3 a M10 x 1,0 | Torques UK | 1 | 8,95 | 8,95 |
| Sensor de presión 1600 psi | 0-1600 PSI Pressure transducer | 2 | 20,30 | 20,30 |
| Sensor luz freno | M10 x 1,0 Banjo brake light switch | 1 | 3,63 | 3,63 |

Coste Total: 1332,9 €

El coste material del sistema de frenado excluyendo la fabricación de la pedalera asciende a la suma de mil trescientos treinta y dos con nueve euros.