

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGIA**

Grado en Ingeniería Mecánica

Trabajo de Fin de Grado

TÍTULO

**ESTUDIO DEL SISTEMA DE FRENADO Y
COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LOS
DISCOS DE FRENO DE UN MONOPLAZA DE
FORMULA STUDENT**

AUTOR

David Tort Valencia

TUTORA ACADÉMICA

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Julio de 2024

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGIA**

Grado en Ingeniería Mecánica

ÍNDICE GENERAL

Trabajo de Fin de Grado

TÍTULO

**ESTUDIO DEL SISTEMA DE FRENADO Y
COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LOS
DISCOS DE FRENO DE UN MONOPLAZA DE
FORMULA STUDENT**

AUTOR

David Tort Valencia

TUTORA ACADÉMICA

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Julio de 2024

ORDEN DE DOCUMENTOS

- 1. Abstract.**
- 2. Memoria.**
- 3. Anexo I: Fundamentos teóricos y cálculos analíticos del sistema de frenado.**
- 4. Anexo II: Simulaciones computacionales del comportamiento térmico de los discos de freno.**
- 5. Anexo III: Código de la realización de gráficas en Python.**
- 6. Anexo IV: Catálogos**
- 7. Planos.**
- 8. Presupuesto.**

ÍNDICE

0	HOJA DE IDENTIFICACIÓN.....	1
1	OBJETO.....	2
2	ALCANCE	3
3	ANTECEDENTES	4
4	SOFTWARES UTILIZADOS.....	6
5	COMPORTAMIENTO DEL MONOPLAZA DE FSULL DURANTE EL PROCESO DE FRENADO	7
5.1	Elementos y funcionamiento del sistema de frenado del monoplaza FSULL.	7
5.1.1	Pedal de freno	8
5.1.2	Repartidor de frenada	9
5.1.3	Bomba de freno.	10
5.1.4	Latiguillos hidráulicos.	11
5.1.5	Pinzas de freno.	12
5.1.6	Pastillas de freno.	13
5.1.7	Discos de freno.	13
5.2	Análisis de las prestaciones.....	17
5.2.1	Resultados obtenidos y conclusiones	17
5.3	Análisis térmico.....	20
5.3.1	Resultados obtenidos y conclusiones	20
6	ESTUDIO COMPUTACIONAL DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE UN DISCO DE FRENO	22
6.1	Simulación del calentamiento de los discos (Análisis térmico de régimen transitorio)	23
6.1.1	Resultados obtenidos.....	23
6.2	Simulación del calentamiento de los discos (CFD)	25
6.2.1	Resultados obtenidos.....	25
6.3	Conclusiones	28
7	ESTUDIO COMPUTACIONAL DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DE UN DISCO DE FRENO	29
7.1	Resultados del proceso de enfriamiento de un disco de freno perforado y un disco de freno sólido	30
7.2	Efecto de un conducto de refrigeración en el sistema de frenado.....	33
7.2.1	Estudio del enfriamiento del disco con la inclusión de un conducto de refrigeración	35

8	DISEÑO DE UN CONDUCTO DE REFRIGERACIÓN PARA EL VEHÍCULO DE FORMULA STUDENT DE LA ULL	39
8.1	Conductos de refrigeración de frenos en vehículos FSAE.	39
8.2	Dimensiones de referencia	41
8.3	Modelos iniciales.....	43
8.4	Simulaciones CFD del enfriamiento del disco de freno con la incorporación de los conductos de refrigeración.....	48
8.4.1	Resultados obtenidos y conclusiones	49
8.5	Diseño final del conducto de refrigeración	52
8.5.1	Ensamblaje del conducto de refrigeración final en el vehículo.	52
8.5.2	Proceso de fabricación del conducto de refrigeración	55
8.5.3	Resultado final.....	57
9	CONCLUSIONES	60
10	BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS	61

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN Y DATOS INICIALES	2
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS DEL SISTEMA DE FRENADO DE UN VEHÍCULO	3
2.1	Ecuación fundamental del frenado	4
2.1.1	Resistencia al avance por rodadura	5
2.1.2	Resistencia aerodinámica	5
2.1.3	Efecto de pendiente	6
2.1.4	Fuerza de frenado	6
3	CÁLCULO ANALÍTICO DE LAS FUERZAS QUE INTERVIENEN DURANTE LA FRENADA DEL VEHÍCULO	8
3.1	Resistencia al avance por rodadura	8
3.2	Resistencia aerodinámica	8
3.3	Efecto de pendiente	9
3.4	Fuerza de frenado	9
4	ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES.	10
4.1	Tiempo y distancia de frenado	10
4.2	Distribución de pesos. Efecto de la transferencia de peso	11
4.2.1	Distribución estática de pesos	11
4.2.2	Distribución de pesos en la dinámica de un proceso de frenado	12
5	CÁLCULO ANALÍTICO SOBRE EL ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES.....	13
5.1	Desaceleración del vehículo.....	13
5.2	Tiempo y distancia de frenado	13
5.3	Distribución de pesos	13
6	ANÁLISIS TÉRMICO.	15
6.1.1	Potencia térmica	15
6.1.2	Temperatura máxima del disco de freno	15
7	CÁLCULOS ANALÍTICOS SOBRE EL ANÁLISIS TÉRMICO.....	17
7.1	Potencia térmica	17
7.2	Temperatura máxima del disco de freno	17

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN Y DATOS INICIALES	2
2	CONDICIONES INICIALES PARA LAS SIMULACIONES.....	3
3	CÁLCULO DE LA POTENCIA CALORÍFICA GENERADA DURANTE EL PROCESO DE FRENADO DE 5 SEGUNDOS	5
4	SIMULACIÓN DEL CALENTAMIENTO DE LOS DISCOS DE FRENO MEDIANTE UN ANÁLISIS ESTRUCTURAL TÉRMICO DE RÉMIGEN TRANSITORIO	6
4.1	Configuración para el análisis térmico de régimen transitorio.	6
5	SIMULACIÓN DEL CALENTAMIENTO DE LOS DISCOS DE FRENO MEDIANTE CFD.....	8
5.1	Configuración para la simulación dinámica de fluidos.....	8
6	SIMULACIÓN DEL ENFRIAMIENTO DE LOS DISCOS DE FRENO MEDIANTE CFD.....	12
6.1	Comparación del proceso de enfriamiento entre el disco de freno sólido y el disco de freno perforado.....	12
6.1.1	Configuración para la simulación CFD.....	12

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGIA**

Grado en Ingeniería Mecánica

ABSTRACT

Trabajo de Fin de Grado

TÍTULO

**ESTUDIO DEL SISTEMA DE FRENADO Y
COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LOS
DISCOS DE FRENO DE UN MONOPLAZA DE
FORMULA STUDENT**

AUTOR

David Tort Valencia

TUTORA ACADÉMICA

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Julio de 2024

RESUMEN

El proyecto se centra en el estudio del comportamiento del sistema de frenado del monoplaza del equipo de Formula Student de la Universidad de La Laguna. El objetivo principal es encontrar soluciones para una mayor eficiencia y seguridad del sistema durante la competición. Este análisis enfatiza la comprensión de los conceptos fundamentales de un sistema de frenado, lo cual es esencial para evaluar el comportamiento del monoplaza durante el proceso de frenada.

Además, se realiza un análisis térmico a los discos de freno bajo condiciones de frenada, con el fin de identificar posibles problemas de sobrecalentamiento de los discos. Este análisis se lleva a cabo mediante una serie de simulaciones, utilizando dos metodologías: el análisis estructural térmico de régimen transitorio y la simulación computacional de fluidos.

Los resultados muestran que los discos de freno alcanzan temperaturas máximas superiores a los 300°C, lo que presenta un riesgo significativo de sobrecalentamiento. Como solución, se propone el diseño, dimensionado y fabricación de un conducto de refrigeración para aumentar el efecto de enfriamiento por parte de los discos y reducir rápidamente las altas temperaturas.

ABSTRACT

The Project focuses on studying the behaviour of the braking system of the Formula Student team's car at the University of La Laguna. The main goal is finding solutions to improve the system's efficiency and safety during de competition. This analysis emphasizes understanding the fundamental concepts of a braking system, which is essential for evaluating the single-seater's car performance during the braking process.

Additionally, a thermal analysis of the brake discs is conducted under braking conditions to identify potential overheating issues. This analysis is performed through a series of simulations using two methodologies: transient thermal structural analysis and computational fluid dynamics simulation (CFD).

The result show that the brake discs each maximum temperatures exceeding 300°C, presenting a significant risk of overheating. As a solution, the design, dimensioning and manufacturing of a cooling duct are proposed to enhance the cooling effect on the discs and quickly reduce high temperature.

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGIA**

Grado en Ingeniería Mecánica

MEMORIA

Trabajo de Fin de Grado

TÍTULO

**ESTUDIO DEL SISTEMA DE FRENADO Y
COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LOS
DISCOS DE FRENO DE UN MONOPLAZA DE
FORMULA STUDENT**

AUTOR

David Tort Valencia

TUTORA ACADÉMICA

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Julio de 2024

ÍNDICE

0	HOJA DE IDENTIFICACIÓN.....	1
1	OBJETO.....	2
2	ALCANCE	3
3	ANTECEDENTES	4
4	SOFTWARES UTILIZADOS.....	6
5	COMPORTAMIENTO DEL MONOPLAZA DE FSULL DURANTE EL PROCESO DE FRENADO	7
5.1	Elementos y funcionamiento del sistema de frenado del monoplaza FSULL.	7
5.1.1	Pedal de freno	8
5.1.2	Repartidor de frenada	9
5.1.3	Bomba de freno.	10
5.1.4	Latiguillos hidráulicos.	11
5.1.5	Pinzas de freno.	12
5.1.6	Pastillas de freno.	13
5.1.7	Discos de freno.....	13
5.2	Análisis de las prestaciones.....	17
5.2.1	Resultados obtenidos y conclusiones	17
5.3	Análisis térmico.....	20
5.3.1	Resultados obtenidos y conclusiones	20
6	ESTUDIO COMPUTACIONAL DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE UN DISCO DE FRENO	22
6.1	Simulación del calentamiento de los discos (Análisis térmico de régimen transitorio)	23
6.1.1	Resultados obtenidos.....	23
6.2	Simulación del calentamiento de los discos (CFD)	25
6.2.1	Resultados obtenidos.....	25
6.3	Conclusiones	28
7	ESTUDIO COMPUTACIONAL DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DE UN DISCO DE FRENO	29
7.1	Resultados del proceso de enfriamiento de un disco de freno perforado y un disco de freno sólido	30
7.2	Efecto de un conducto de refrigeración en el sistema de frenado.....	33
7.2.1	Estudio del enfriamiento del disco con la inclusión de un conducto de refrigeración	35

8	DISEÑO DE UN CONDUCTO DE REFRIGERACIÓN PARA EL VEHÍCULO DE FORMULA STUDENT DE LA ULL	39
8.1	Conductos de refrigeración de frenos en vehículos FSAE.	39
8.2	Dimensiones de referencia	41
8.3	Modelos iniciales.....	43
8.4	Simulaciones CFD del enfriamiento del disco de freno con la incorporación de los conductos de refrigeración.....	48
8.4.1	Resultados obtenidos y conclusiones	49
8.5	Diseño final del conducto de refrigeración	52
8.5.1	Ensamblaje del conducto de refrigeración final en el vehículo.	52
8.5.2	Proceso de fabricación del conducto de refrigeración	55
8.5.3	Resultado final.....	57
9	CONCLUSIONES	60
10	BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS	61

0 HOJA DE IDENTIFICACIÓN

TÍTULO	Estudio del sistema de frenado y comportamiento térmico de los discos de freno de un monoplaza de Formula Student.
PETICIONARIO	Nombre: Escuela Superior de Ingeniería y Tecnología de la Universidad de La Laguna. Dirección: Camino San Francisco de Paula, 19, 38200 San Cristóbal de La Laguna, Santa Cruz de Tenerife
AUTOR	Nombre: David Tort Valencia Titulación: Grado en Ingeniería Mecánica DNI: 54115596T Dirección: Calle Los Pollitos, 37, 38296 San Cristóbal de La Laguna, Santa Cruz de Tenerife. Teléfono: +34 663503252
TUTOR ACADÉMICO	Nombre: Viana Lida Guadalupe Suárez

1 OBJETO

El presente proyecto tiene como objetivo principal estudiar las características del sistema de frenado del vehículo de Formula Student de la Universidad de La Laguna.

El planteamiento de las condiciones de frenada necesario para el análisis de las fuerzas que actúan en dichas condiciones se desarrollan en el Anexo I. Estos valores permitirán definir las características del vehículo y evaluar el comportamiento del monoplaza durante el proceso de frenada.

Se realizará un análisis térmico de los discos de freno en condiciones de frenada con el fin de identificar posibles soluciones para mejorar su enfriamiento, aumentar la eficiencia de frenada y prevenir problemas de sobrecalentamiento.

El estudio del calentamiento de los discos de freno se desarrolla con módulo de simulación estructural de análisis térmico de SolidWorks. Por otro lado, el estudio de enfriamiento en condiciones dinámicas considerando el efecto de circulación del flujo del aire se ha realizado con el módulo de dinámico de fluidos Flow Simulation de SolidWorks. Las condiciones de contorno y cargas tenidas en cuenta, así como las metodologías numéricas necesarias para llevar a cabo ambos estudios se detallan en el Anexo II.

Tras la realización de los estudios sobre el comportamiento térmico de los discos de freno, se propone el diseño de un conducto de refrigeración que permite reconducir el flujo para enfriar los discos. Se desarrollan distintos diseños y se simulan en condiciones de trabajo, obteniendo finalmente un prototipo final adaptado para la instalación a la mangueta en el cubo de la rueda.

En el Anexo III se presenta el código utilizado para la generación de las gráficas empleadas en los estudios. El lenguaje de programación seleccionado es Python, ampliamente reconocido y utilizado en el campo del análisis de datos. En el Anexo IV están los catálogos de algunos de los elementos que componen el sistema de frenado e información sobre el material utilizado para el conducto de refrigeración propuesto. Por último, se comparte el plano del conducto de refrigeración y el presupuesto para llevar a cabo su fabricación.

Estos objetivos permitirán desarrollar un conocimiento exhaustivo del sistema de frenado del monoplaza de FSULL y proponer mejoras significativas que contribuyan a su rendimiento y seguridad en la competición.

2 ALCANCE

Este trabajo se centra en el cálculo y estudio del sistema de frenado del monoplaza de Formula Student de FSULL.

En primer lugar, se estudia la dinámica de la frenada del vehículo con las características del coche. Con esto, el equipo podrá disponer de la información necesaria para comprender el comportamiento del vehículo durante un proceso de frenado y conocer sus límites.

Por otro lado, se analiza la eficiencia de los discos de freno del equipo estudiando el proceso de calentamiento que sufren durante la frenada y el proceso de enfriamiento posterior.

Una vez se conoce el comportamiento térmico de los discos de freno, se busca como incorporar al vehículo un conducto de refrigeración que permita aumentar el efecto de enfriamiento sobre los discos. Para ello, se realiza el diseño de un conducto con el que se plantean distintas variantes del modelo, para conocer con cuál se consiguen unos mejores resultados.

Por último, tras decidir qué conducto de refrigeración utilizar, se explica cómo se instala en el monoplaza y cómo se fabrica.

3 ANTECEDENTES

Formula Student es una competición internacional de diseño y fabricación de monoplasas fundada por la Sociedad de Ingenieros Automotrices (SAE) de Estados Unidos en el año 1981. Desde entonces, se ha expandido globalmente con la creación de distintos eventos en Europa, Asia y Oceanía, siendo la competición Formula Student United Kingdom una de las más prestigiosas y reconocidas.

El objetivo principal es fomentar la innovación y la ingeniería de alta calidad entre los estudiantes universitarios. La competición hace que los estudiantes deban diseñar, construir y competir con un monoplasa de carreras estilo formula. Sin embargo, además de desarrollar habilidades técnicas para la realización del vehículo, también deben demostrar competencias en gestión de proyectos, financiación y marketing. Con todo esto, se consigue que todos los estudiantes participantes conozcan de primera mano cómo es el ejercicio de un ingeniero de competición y estén más preparados para su futura carrera como ingeniero.

Específicamente, la competición permite el diseño de dos tipos de vehículos: monoplasas con motor de combustión interna (CV) y monoplasas eléctricos (EV), además de dar la oportunidad de poder desarrollar un vehículo de conducción autónoma o de conducción convencional, con piloto. Para ello, la competición cuenta con una normativa de obligado cumplimiento donde se explican las condiciones de diseño y fabricación de los monoplasas. El objetivo final es obtener un vehículo de bajo coste, fácil de mantener, fiable y con un alto rendimiento de aceleración, frenado y manejo.

En cuanto a los días de competición, los equipos participan en dos tipos de eventos, donde realizan las pruebas estáticas y las pruebas dinámicas.

Las pruebas estáticas consisten en la evaluación del diseño, coste y fabricación del monoplasa y el plan de negocio del equipo. Además, los coches deben superar unas inspecciones técnicas y de seguridad, donde incluyen algunas pruebas como el test de inclinación, el test de lluvia (sólo para monoplasas eléctricos) o el test de frenado, el cual consiste en bloquear todas las ruedas y detener el vehículo al final de una carrera de aceleración indicada por los oficiales.

Por otro lado, las pruebas dinámicas son las siguientes:

- Aceleración: Estudia la capacidad de aceleración del vehículo en una distancia corta.
- Skidpad: evalúa el comportamiento del vehículo en curvas, donde se mide la capacidad que tiene el coche en mantener una trayectoria constante en un circuito en forma de 8.

- Autocross: Carrera contrarreloj en un circuito corto y técnico donde se evalúa el manejo y la agilidad del vehículo.
- Resistencia y eficiencia: Se trata de la prueba más rigurosa, donde se estudia la durabilidad y consumo (eléctrico o de combustible) del vehículo durante una carrera de 22 km.

Tras estas pruebas, para decidir el vehículo y el equipo ganador, se realiza una clasificación dependiendo de la puntuación que haya obtenido cada equipo en todas las pruebas.

Por último, en cuanto al equipo FSULL de la Universidad de La Laguna, fue fundado en 2017 por algunos estudiantes de los grados de ingeniería de la universidad. Después de muchos años de esfuerzo y dedicación, lograron diseñar y fabricar un monoplace eléctrico con el que participaron en la competición de Formula Student Spain en el año 2022, siendo el primer equipo de las Islas Canarias en participar en un evento Formula Student.

4 SOFTWARES UTILIZADOS

A lo largo de la realización del Trabajo de Fin de Grado, se han utilizado una serie de herramientas y programas. Se reúnen en la siguiente lista:

- Word: Programa donde se ha realizado para la redacción del Trabajo de Fin de Grado.
- SolidWorks: Programa utilizado para realizar simulaciones computacionales (CAE) y diseñar los modelos del conducto de refrigeración para los discos de freno (CAD).
- Hoja de cálculo de Google: Programa utilizado para la realización de los cálculos analíticos y gráficas.
- Google Colab: Programa que permite programar y ejecutar Python. Se ha utilizado para la realización de algunas gráficas.
- Ultimaker Cura: Programa utilizado para estudiar el proceso de fabricación del conducto de freno en impresora 3D.

5 COMPORTAMIENTO DEL MONOPLAZA DE FSULL DURANTE EL PROCESO DE FRENADO

Para comenzar, es fundamental comprender el comportamiento del monoplaza durante el proceso de frenado. Este estudio se centra en conocer qué componentes constituyen el sistema de frenado del vehículo, entender su funcionamiento y, por último, evaluar las prestaciones más relevantes.

5.1 Elementos y funcionamiento del sistema de frenado del monoplaza FSULL.

El mecanismo de un sistema de frenado hidráulico consiste en transmitir la fuerza que ejerce el conductor en el pedal a las pinzas de freno. Para ello, el pedal está conectado con una bomba de freno, el cual se encarga de aumentar la presión del circuito para accionar los pistones de las pinzas de freno, provocando el movimiento de las pastillas y el contacto con los discos.

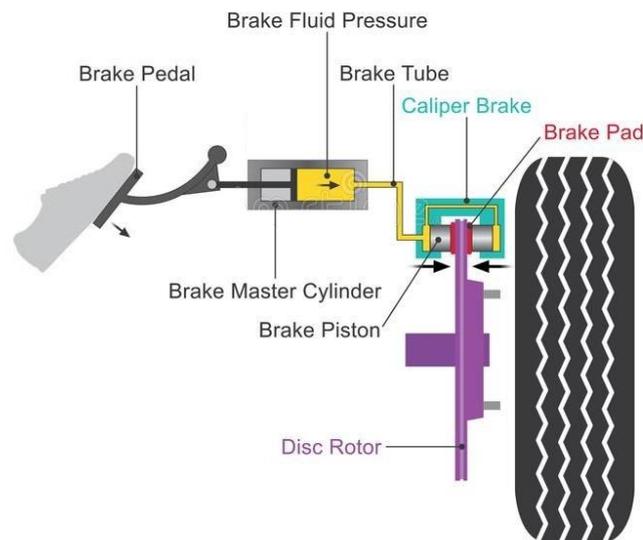


Figura 1. Funcionamiento de un sistema de frenos hidráulico.

En cuanto al sistema de frenado del equipo FSULL-Dynamics de la Universidad de La Laguna, el circuito está dividido en dos líneas, una para el eje delantero y otra para el eje trasero. Para ello, se utilizan dos bombas de freno, que se conectan al pedal gracias al repartidor de frenado, que se encarga de distribuir la fuerza que aplica el conductor en el pedal a cada bomba de freno. En la siguiente figura se presenta un esquema del circuito del monoplaza:

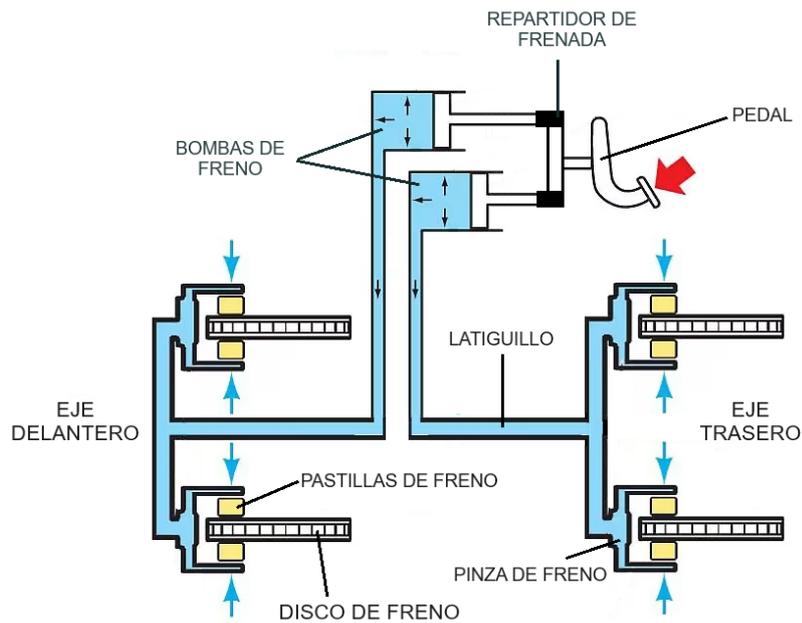


Figura 2. Circuito del sistema de frenos del monoplaza.

A continuación, se procede a explicar cada uno de los elementos que forman parte del sistema de frenado.

5.1.1 Pedal de freno

El pedal de freno es el elemento encargado en transmitir y potenciar la fuerza que ejerce el conductor hacia las bombas de freno.

Para conseguir este aumento de fuerza, se produce el fenómeno físico de la Ley de la Palanca, que viene caracterizado por el parámetro ratio del pedal.

El ratio del pedal es la relación que tiene la distancia del eje de rotación del pedal hasta el punto donde el conductor aplica la fuerza en el pedal y la distancia del eje del pedal hasta el cilindro maestro de la bomba de freno. Concretamente, el ratio del pedal de freno del monoplaza del equipo es 4,05.

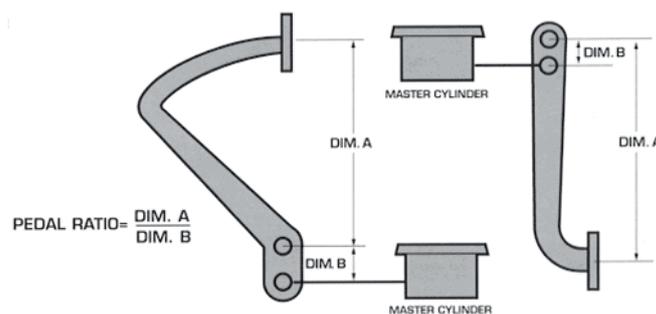


Figura 3. Ratio del pedal.

Si se realiza un diagrama de cuerpo libre sobre el pedal y se estudian las fuerzas que se aplican sobre él, se obtiene que la fuerza que se aplica en el cilindro maestro es igual a la fuerza que aplica el conductor por el ratio del pedal.

$$F_{tot,pedal}(N) = F_{pedal} \cdot ratio = F_{pedal} \cdot \frac{distancia\ pedal - eje}{distancia\ cil.\ maestro - eje}$$

Donde:

- F_{pedal} (N) es la fuerza que aplica el conductor sobre el pedal.

5.1.2 Repartidor de frenada

La principal función del repartidor de frenada o balance bar es ajustar la presión de los circuitos hidráulicos. En el caso del monoplaza de FSULL, el circuito se divide en dos líneas, de modo que el repartidor ajusta las presiones de los circuitos del eje delantero y trasero. El objetivo de este es asegurar una distribución óptima de la fuerza de frenado y mejorar la estabilidad y el control del vehículo durante la frenada.

El ajuste se realiza moviendo la barra hacia uno de los lados para así adaptar las presiones. Normalmente, se utiliza un reparto donde se ejerce mayor fuerza en el eje delantero, por lo que siguiendo el esquema de la figura 4, se desplazaría la barra hacia el cilindro maestro del eje delantero, hasta conseguir la distribución entre L1 y L2 deseada.

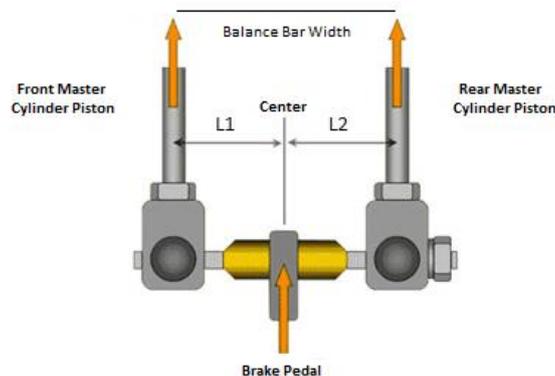


Figura 4. Funcionamiento de un repartidor de frenada.

En la siguiente figura se muestra el pedal de freno y el repartidor de frenada que utiliza el equipo FSULL.



Figura 5. Pedal de freno y repartidor de frenada del vehículo.

5.1.3 Bomba de freno.

La bomba de freno se encarga en recibir la fuerza del pedal y transmitirla a los latiguillos para aumentar la presión del circuito.

Para determinar la presión resultante con la que se queda el circuito, después de ejercer una fuerza en el pedal debido al accionamiento del cilindro maestro de la bomba de freno, se utiliza la siguiente expresión:

$$p_d(MPa) = \frac{F_{tot,pedal} \cdot \alpha}{\pi \cdot \left(\frac{D_{bomba,d}}{2}\right)^2}, \text{ Presión en eje delantero}$$

$$p_t(MPa) = \frac{F_{tot,pedal} \cdot (1 - \alpha)}{\pi \cdot \left(\frac{D_{bomba,t}}{2}\right)^2}, \text{ Presión en eje trasero}$$

Donde:

- α es el repartidor de frenada elegido para el eje delantero.
- $D_{bomba,d}$ (mm) es el diámetro del cilindro maestro de la bomba utiliza para el eje delantero.

- $D_{bomba,t}$ (mm) es el diámetro del cilindro maestro de la bomba utilizada para el eje trasero.

Las bombas utilizadas para ambos ejes por parte del equipo de Formula Student de la ULL son el modelo 75-Series de la marca Tilton Racing, con un diámetro del cilindro maestro de 19,05 mm (3/4 in) y fabricadas en aluminio con un revestimiento de anodizado negro con el objetivo de evitar desgaste y corrosión.



Figura 6. Bomba de freno Triton 75-Series.

5.1.4 Latiguillos hidráulicos.

Los latiguillos hidráulicos tienen como función principal transferir la presión del sistema de frenos entre los componentes del sistema mediante el líquido de frenos. Por tanto, deberán de ser capaces de resistir las presiones a la que se ve sometida.



Figura 7. Latiguillos hidráulicos del vehículo.

5.1.5 Pinzas de freno.

La pinza de freno es el componente encargado en sostener las pastillas de freno y empujarlas para que hagan contacto con el disco de freno.

El funcionamiento se basa en el incremento de presión del circuito hidráulico debido a la acción del conductor de pisar el pedal de freno. Este aumento de presión provoca que los pistones de la pinza realicen un movimiento lineal, generando una fuerza mecánica que desplaza las pastillas de freno hacia el disco.

Una vez el conductor deja de presionar el pedal, la presión del circuito disminuye, permitiendo que los pistones de la pinza vuelvan a su posición de origen y que las pastillas de freno dejen de estar en contacto con el disco.

Si se conoce la presión del circuito hidráulico y el número y el diámetro de los pistones que tiene la pinza, se puede obtener la fuerza total que ejerce la pinza sobre el disco de freno.

$$F_{pinza} (N) = n^{\circ} pistones \cdot p_d \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_{piston}}{2}\right)^2$$

Donde:

- $n^{\circ} pistones$ de la pinza de freno.
- D_{piston} (mm) es el diámetro de los pistones de la pinza de freno.

El modelo utilizado son pinzas de la marca JJuan Racing, fabricadas en aluminio fundido a presión, con dos pistones de 32 mm cada uno y una presión máxima de trabajo de 70 bar.



Figura 8. Pinza de freno JJuan.

5.1.6 Pastillas de freno.

Las pastillas de freno son las encargadas en generar la fricción sobre el disco para que se produzca la desaceleración del vehículo. Durante este proceso se produce la transformación de la energía cinética del vehículo a energía calorífica.

Según el fabricante de las pinzas de freno, las pastillas que se deben utilizar deben de seguir las siguientes características: ser fabricadas por las empresas SBS, RQ3 o HH, tener una superficie de contacto de 13cm^2 y las dimensiones de la siguiente figura:

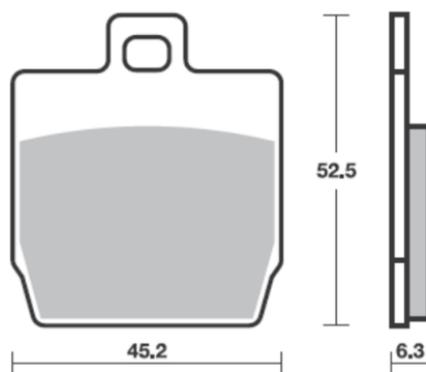


Figura 9. Modelo de las pastillas de freno.

5.1.7 Discos de freno.

Los discos de freno, aparte de ser los encargados en transformar la energía cinética en energía calorífica, deben de ser capaces de transmitir todo ese calor a la atmósfera lo más rápido posible para que no se generen problemas de sobrecalentamiento, ya que provocaría que se perdiese efectividad en el proceso de frenado o incluso que no se consiga frenar.

El material de fabricación de los discos de freno es la fundición gris. Se trata de un tipo de hierro que contiene alto contenido de carbono y se caracteriza por tener muy buenas propiedades para la disipación del calor. Además, gracias a su alto contenido en carbono, hace que los discos sean resistentes al desgaste.

Por otra parte, es importante conocer que existen distintos tipos de discos. En primer lugar, están los discos de freno sólidos, como el de la figura 10. Estos discos de frenos son los más simples y baratos. Normalmente se utilizan en turismos pequeños, concretamente en las ruedas traseras, ya que son discos que no son capaces de disipar el calor eficazmente en comparación con otros.



Figura 10. Disco de freno sólido.

En segundo lugar, están los discos de freno ventilados, que están compuestos de dos discos separados por unos canales radiales que permiten su ventilación y una capacidad de disipación del calor mayor. Estos discos se utilizan en turismos en los ejes delanteros, ya que es donde se ejerce una mayor fuerza de frenado y requiere una mayor disipación del calor. Para vehículos muy pesados, se puede dar el caso de que se utilicen estos discos también en el eje trasero.



Figura 11. Disco de freno ventilado.

En tercer lugar, se encuentran los discos de frenos perforados, rayados o una combinación de ambos. Los discos perforados se utilizan principalmente para reducir el peso de la pieza, mejorar la liberación de gases y partículas generadas por la fricción entre las pastillas y el disco, y aumentar la capacidad de disipación del calor. Además, en condiciones húmedas permiten que el agua se escape más fácilmente. Sin embargo, un

punto desfavorable de este tipo de discos es que si se alcanzan temperaturas y tensiones muy altas repetidamente, son más propensos a desarrollar grietas.



Figura 12. Disco de freno perforado.

Por otro lado, los discos rayados cumplen una función similar, aunque presenten diferencias a los discos perforados. Un disco rayado tiene una capacidad de disipación de calor ligeramente inferior frente a un disco perforado, pero ofrece una mayor resistencia mecánica. Esta característica es especialmente relevante en situaciones de máxima exigencia, como en competiciones deportivas.



Figura 13. Disco de freno rayado.

Por último, están los discos perforados y rayados que buscan tener un equilibrio entre los dos anteriores. Estos combinan la buena capacidad de disipación del calor de los discos perforados con la resistencia mecánica de los discos rayados. Su principal uso se encuentra en vehículos de competición y gama alta, donde una mayor potencia y altas velocidades

exigen un rendimiento superior de los discos en comparación con los turismos convencionales.

En cuanto al disco que tiene el vehículo FSULL-Dynamics, se trata de un disco perforado de la marca NG Brakes, con un espesor de 4 mm y un diámetro exterior de 182,5 mm. El material del disco es fundición gris y su diseño es el siguiente:

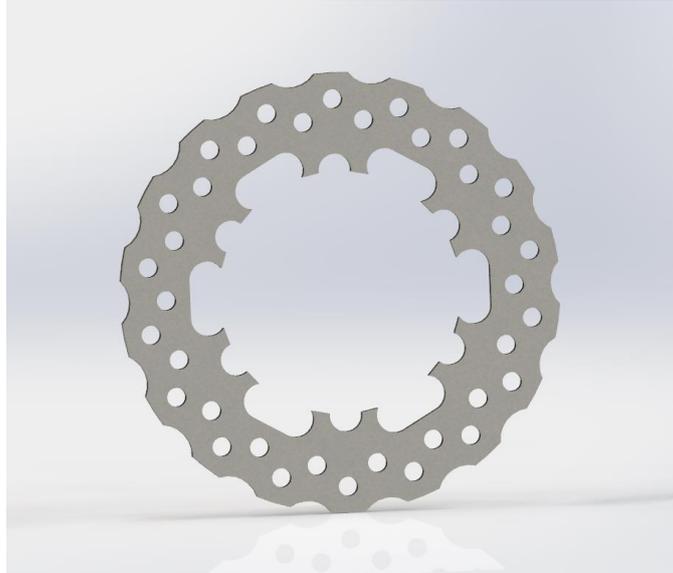


Figura 14. Disco de freno NG Brakes.

Para finalizar, para los cálculos analíticos es importante conocer cuál es la fuerza de fricción que se genera en los discos, ya que estas fuerzas son las que generan el par de frenado del vehículo.

La fuerza de fricción es el resultado del producto entre las fuerzas que aplican las pastillas sobre el disco por el movimiento de los pistones de la pinza y el coeficiente de fricción de las pastillas de freno.

$$F_{disco}(N) = F_{pinza} \cdot \mu_{pastilla}$$

Donde:

- $\mu_{pastilla}$ es el coeficiente de fricción de las pastillas de freno.

Con este valor, es posible calcular el momento generado en cada disco y, por tanto, determinar el momento de frenado total del vehículo, que será la suma de los momentos de los cuatro discos de freno.

$$M_f (N \cdot m) = F_{disco} \cdot \frac{D_{disco}}{2}, \quad \text{Momento de frenado en un disco}$$

$$M_{f,total} (N \cdot m) = M_{f,dd} + M_{f,di} + M_{f,td} + M_{f,ti}, \quad \text{Momento de frenado total}$$

5.2 Análisis de las prestaciones

Para evaluar las prestaciones del monoplaza del equipo de la Universidad de La Laguna, se ha incluido una explicación detallada sobre los fundamentos teóricos del sistema de frenado, así como los métodos para calcular y analizar el comportamiento del vehículo. Este contenido se encuentra en el Anexo I.

5.2.1 Resultados obtenidos y conclusiones

Para comenzar, se ha podido determinar todas las fuerzas que afectan en el proceso de frenado del coche, considerando que se viene de una velocidad inicial de 105 km/h y se corre en una superficie plana.

Tabla 1. Fuerzas que intervienen en la frenada del vehículo.

Resistencia al avance por rodadura, F_r (N)	44,15
Resistencia aerodinámica F_{xa} (N)	164,65
Efecto pendiente F_g (N)	-
Fuerza de frenado máxima F_f (N)	4708,8

Una vez conocidas estas fuerzas, partiendo de la ecuación fundamental de frenado, se ha obtenido el valor de la desaceleración máxima: 16,40 m/s². En comparación con otros vehículos de la competición, se trata de un valor razonable para las características que tienen estos monoplazas.

En cuanto al tiempo y la distancia de frenado, los resultados son los siguientes:

- Tiempo de frenada: 1,78 segundos.
- Distancia de frenada: 25,94 m.

Estos resultados se obtienen bajo condiciones ideales, donde el vehículo ejerce una desaceleración máxima sin que se bloqueen las ruedas en ningún momento. En estas condiciones, se alcanza el par máximo de frenado posible: 711,34 N·m en el eje delantero y 245,49 N·m en el eje trasero.

En cuanto a la distribución de pesos, se han calculado dos escenarios: cuando el vehículo está detenido y cuando realiza la frenada máxima posible.

- Distribución de pesos estática: 50% eje delantero y 50% eje trasero.
- Distribución de pesos dinámica: 74,36% eje delantero y 25,64 eje trasero.

Debido al fenómeno de transferencia de carga durante el proceso de frenado, se produce una sobrecarga del peso en el eje delantero y una descarga en el eje trasero. Por lo tanto, para este vehículo, el reparto de frenada más adecuado es un 75% para el eje delantero y un 25% para el eje trasero. Esta distribución asegura que el vehículo aproveche al máximo su capacidad de frenado sin que se produzca una pérdida de agarre de los neumáticos y se bloqueen.

Por último, se comparten gráficas donde se localizan una serie de valores interesantes a la hora de conocer el comportamiento del vehículo durante la frenada. La primera de ellas (Figura 15) refleja el par de frenado que realiza el vehículo respecto a la fuerza que aplica el conductor en el pedal.

Par de frenado frente a la fuerza aplicada en el pedal

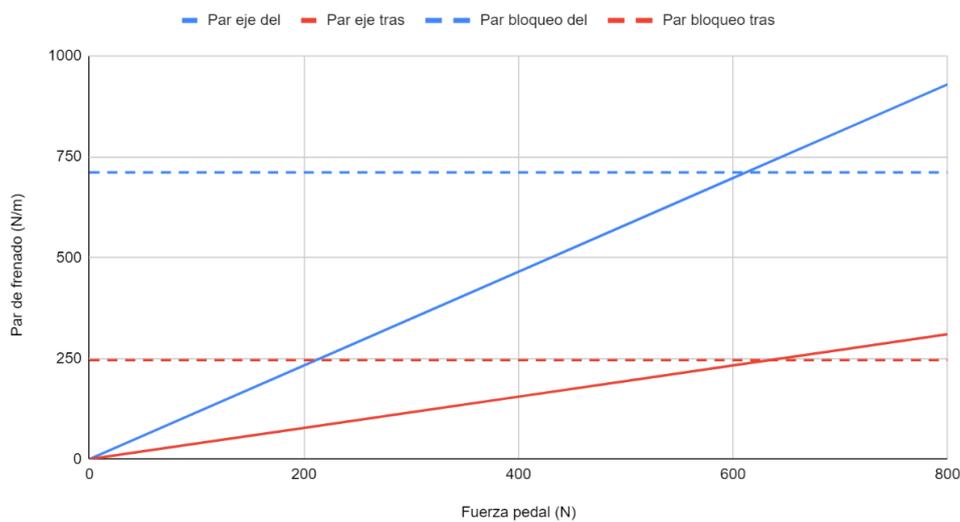


Figura 15. Par de frenado frente a la fuerza aplicada en el pedal.

Esta gráfica confirma el óptimo funcionamiento del sistema de frenado con una configuración del reparto de fuerzas de 75% en el eje delantero y 25% en el eje trasero, ya que permite que el vehículo logre una gran capacidad de frenado sin que se bloqueen las ruedas. Aproximadamente, a partir de los 620 N de fuerza aplicada sobre el pedal, se produce el bloqueo en ambos ejes.

Por otra parte, al analizar el siguiente gráfico, se puede cuantificar la desaceleración del vehículo en función de la fuerza aplicada en el pedal. Como se observa, el valor de la desaceleración es directamente proporcional a la fuerza aplicada por el conductor, presentando una pendiente constante.

Desaceleración frente a la fuerza aplicada en el pedal

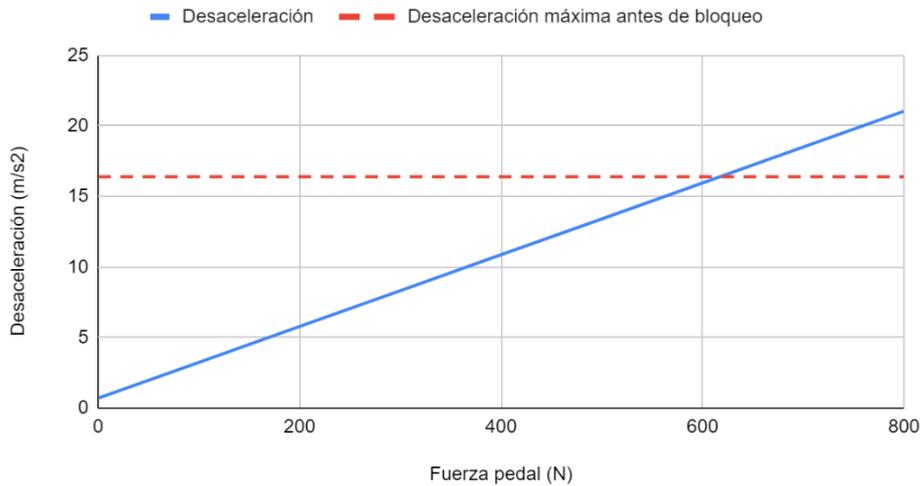


Figura 16. Desaceleración frente a la fuerza aplicada en el pedal.

Por último, se presenta la distancia de frenado del vehículo en función de la velocidad a la que circula, aplicando siempre la capacidad máxima de frenado del coche.

Distancia de frenado frente la velocidad inicial del vehículo

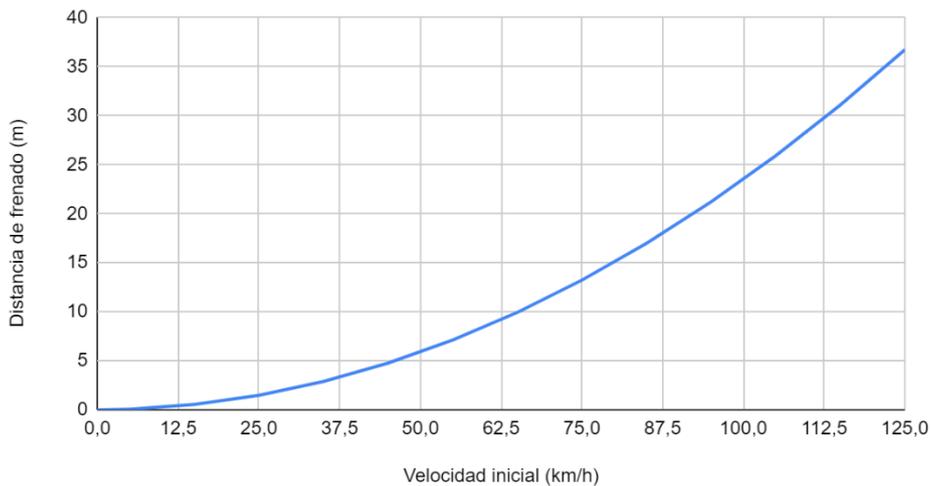


Figura 17. Distancia de frenado frente a la velocidad inicial del vehículo.

5.3 Análisis térmico

En este apartado se realiza un análisis térmico donde se incluye el cálculo de la potencia térmica generada por el vehículo y la temperatura máxima alcanzada por los discos durante el proceso de frenado.

Conocer la distribución de temperatura y la generación de calor del vehículo es un factor crucial para poder evaluar el rendimiento y la eficiencia del sistema de frenado, para así poder evitar problemas por fallos térmicos.

5.3.1 Resultados obtenidos y conclusiones

A partir de los cálculos realizados en el Anexo I, se ha determinado que la energía cinética producida por el vehículo durante el proceso de frenado es de 127633,34 J. Esta energía debe ser transformada en energía calorífica y disipada por los discos de freno.

Tomando que el vehículo se detiene en 1,78 segundos desde una velocidad inicial de 105 km/h, la potencia calorífica generada es 71704,12 W.

Por otra parte, para calcular la temperatura máxima que alcanzan los discos de freno, se asume una distribución de pesos durante el frenado de 75% en el eje delantero y 25% en el eje trasero. Los resultados indican que la energía calorífica que debe disipar el eje delantero es de 95725,01 J, mientras que el eje trasero debe disipar 31908,33 J. Por consiguiente, al tener dos discos por cada eje, se obtiene el calor que disipa cada disco:

- Eje delantero: 47862,51 J por disco.
- Eje trasero: 15954,17 J por disco.

Por último, utilizando las propiedades físicas de los discos de freno, se calculan las temperaturas máximas alcanzadas por los discos:

- Temperatura máxima de los discos delanteros: 293,64 °C.
- Temperatura máxima de los discos traseros: 124,55 °C.

A continuación, se comparte un gráfico donde se observa la temperatura que alcanzan los discos tras el proceso de frenado dependiendo de la velocidad inicial a la que circulaba el vehículo.

Temperatura máxima de los discos de freno del frente a la velocidad inicial del vehículo

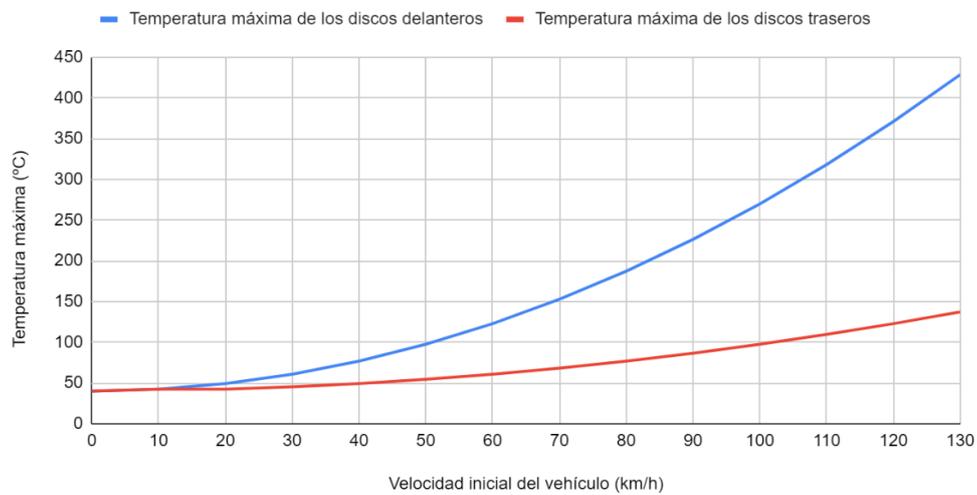


Figura 18. Temperatura máxima de los discos de freno frente a la velocidad inicial.

Gracias a este gráfico, se observa con más facilidad que los discos delanteros alcanzan temperaturas significativamente más altas que los discos traseros debido a la mayor carga que soportan en el frenado.

6 ESTUDIO COMPUTACIONAL DEL PROCESO DE CALENTAMIENTO DE UN DISCO DE FRENO

Para realizar el estudio del proceso de calentamiento de un disco de freno durante una frenada, es importante recordar el fundamento teórico con el que se demuestra la distribución de temperaturas de los discos de freno.

El aumento de temperatura que sufren los discos viene dado de la transformación de energía cinética provocada por el vehículo en movimiento en energía calorífica, que será disipada principalmente por los discos de freno.

$$Ec = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot V_v^2 \rightarrow Q = m_{discos} \cdot c_p \cdot \Delta T_{discos}$$

De este modo, se deduce de la expresión anterior que cuanto mayor sea la masa y la velocidad inicial a la que corre el vehículo, mayor será el incremento de temperatura de los discos. Por otro lado, si la masa de los discos es mayor, el incremento de temperatura será menor.

$$\Delta T_{discos} = \frac{\frac{1}{2} \cdot m_v \cdot V_v^2}{m_{discos} \cdot c_p}$$

Concretamente, en este apartado se estudia el calentamiento de los discos de freno delanteros durante un proceso de frenada del vehículo de Formula Student de la Universidad de La Laguna. Además, se realiza una comparación entre el disco de freno perforado que tiene el coche y un disco de freno sólido, el cual deberá tener un menor aumento de temperatura frente al disco perforado, según el fundamento teórico comentado anteriormente.

En cuanto a la metodología para llevar a cabo el estudio computacional del proceso de calentamiento de los discos de freno, inicialmente se utiliza la herramienta de análisis estructural térmico de régimen transitorio. Esta metodología se basa en el cálculo de la distribución de temperaturas de una estructura sólida aplicando el modelo de elementos finitos.

Sin embargo, este mismo estudio también se realiza partiendo de las ecuaciones de Navier-Stokes mediante la simulación computacional de fluidos (CFD). Este tipo de simulaciones implican una mayor dificultad a la hora de configurar las condiciones de contorno. Sin embargo, en ciertos tipos de estudios, permiten realizar simulaciones que se asemejan más a las condiciones físicas reales.

Al finalizar el estudio, se tendrá la distribución de temperatura de los discos durante el proceso de frenado de ambos tipos de simulaciones, con los que se podrán observar y comparar las diferencias que hay en los resultados de un análisis estructural térmico de régimen transitorio y la simulación computacional de fluidos.

Por último, hay que destacar que la situación de frenada que se va a estudiar en este apartado es la siguiente: el vehículo parte de una velocidad inicial de 105 km/h, realiza una frenada durante 5 segundos y recorre un total de 100 metros. Aparte, se considera que la temperatura inicial del disco es de 40°C.

Para obtener más información detallada sobre las simulaciones realizadas en este estudio, incluyendo la metodología empleada y los parámetros configurados, se recomienda consultar el Anexo II.

6.1 Simulación del calentamiento de los discos (Análisis térmico de régimen transitorio)

A continuación, se presentan los resultados obtenidos del estudio sobre el calentamiento del disco utilizando la herramienta de análisis estructural térmico de régimen transitorio, siguiendo concretamente la metodología explicada en el apartado 4 del Anexo 2.

6.1.1 Resultados obtenidos

En primer lugar, se estudia los resultados obtenidos del disco de freno perforado. Tras la simulación, se ha obtenido que la temperatura máxima del disco tras la frenada es 326,60 °C, un valor de casi 30°C más alto que al teórico obtenido anteriormente en el apartado 5.3.1.

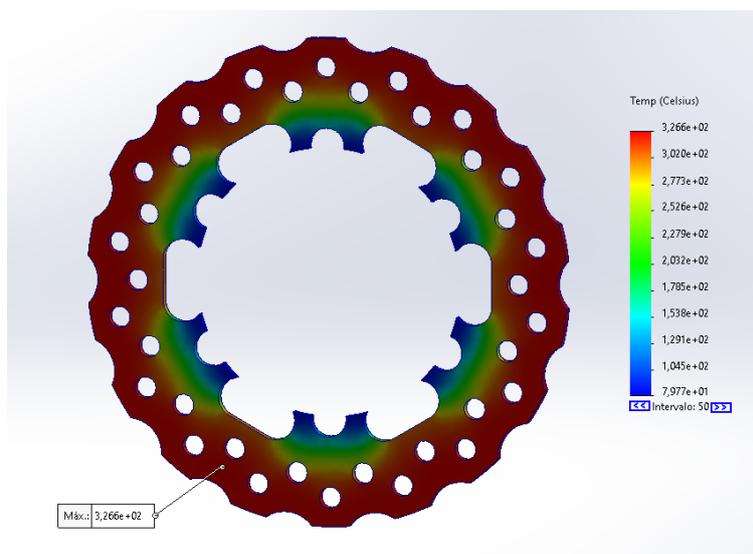


Figura 19. Temperatura máxima del disco perforado.

Por parte del disco sólido, con esta simulación se ha obtenido una temperatura máxima de 279,90 °C. Con esto, se corrobora que en mismas condiciones, si la masa de los discos es mayor, el aumento de temperatura que sufre el disco es menor, como se demostró al inicio del apartado 6.

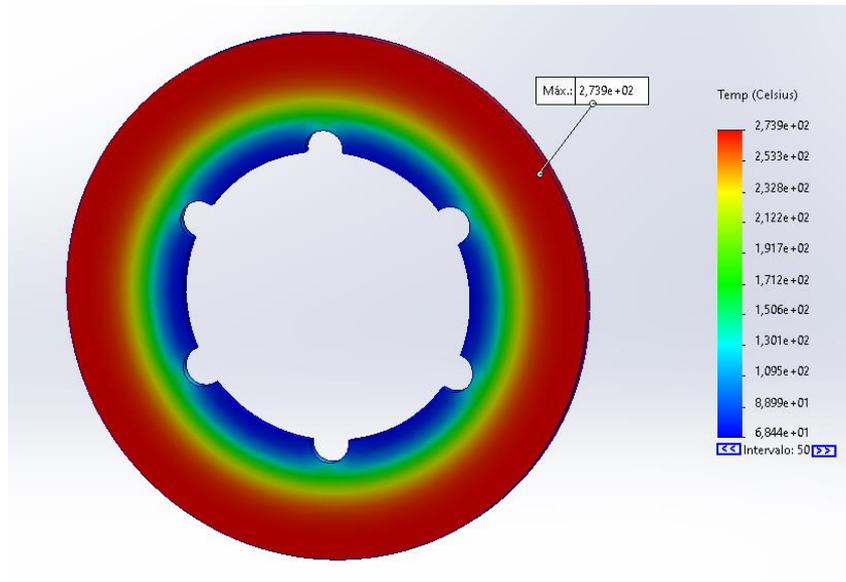


Figura 20. Temperatura máxima del disco sólido.

Por último, se presenta un gráfico con la diferencia de temperaturas entre los dos tipos de disco en el análisis estructural térmico de régimen transitorio realizado con la herramienta Simulation de SolidWorks.

Temperatura máxima del disco de freno frente al tiempo de frenado (Análisis térmico de régimen transitorio)

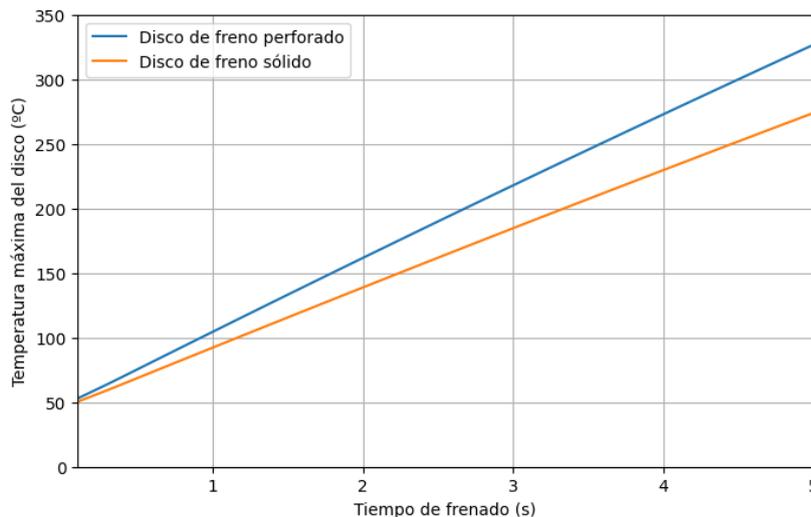


Figura 21. Comparación de temperaturas máximas del disco en análisis térmico de régimen transitorio.

6.2 Simulación del calentamiento de los discos (CFD)

Por parte del estudio del calentamiento de los discos utilizando la simulación computacional de fluidos, se aplica la metodología explicada en el apartado 5 del Anexo II, de modo que, a continuación, se obtienen los resultados de estas simulaciones.

6.2.1 Resultados obtenidos

Para comenzar, se estudian los resultados del calentamiento del disco de freno perforado. En la siguiente figura se representa el comportamiento del flujo de aire sobre el disco de freno:

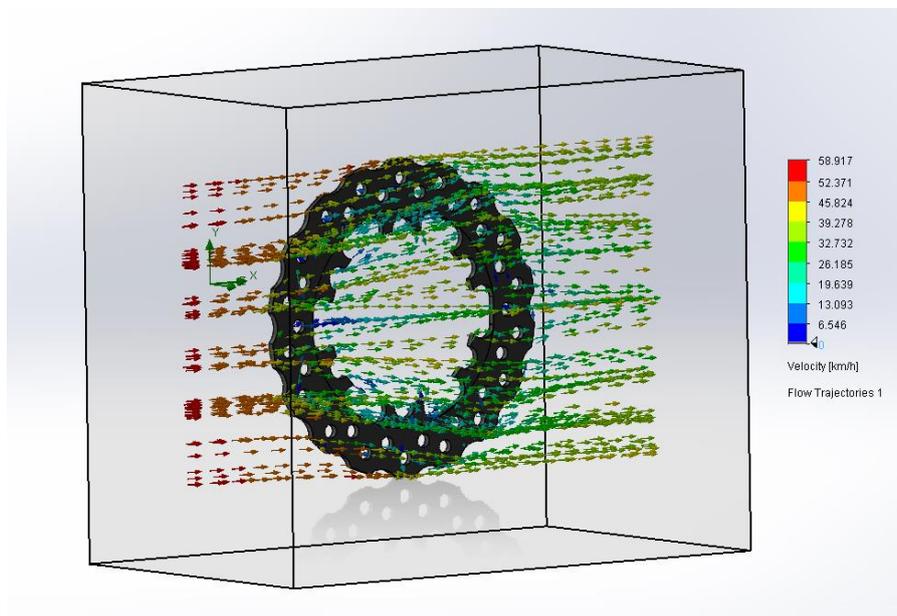


Figura 22. Comportamiento del flujo de aire sobre el disco de freno perforado.

En cuanto al calentamiento del disco, se muestra en la figura 23 que la temperatura máxima alcanzada es 334,50 °C. En comparación a los resultados analíticos, se observa una diferencia del 14%.

Además, si se compara el resultado con el análisis estructural térmico que se hizo anteriormente, se han obtenido valores muy similares. De este modo, se puede concluir que para este tipo de estudios se pueden utilizar ambos tipos de simulaciones, ya que se van a obtener resultados similares.

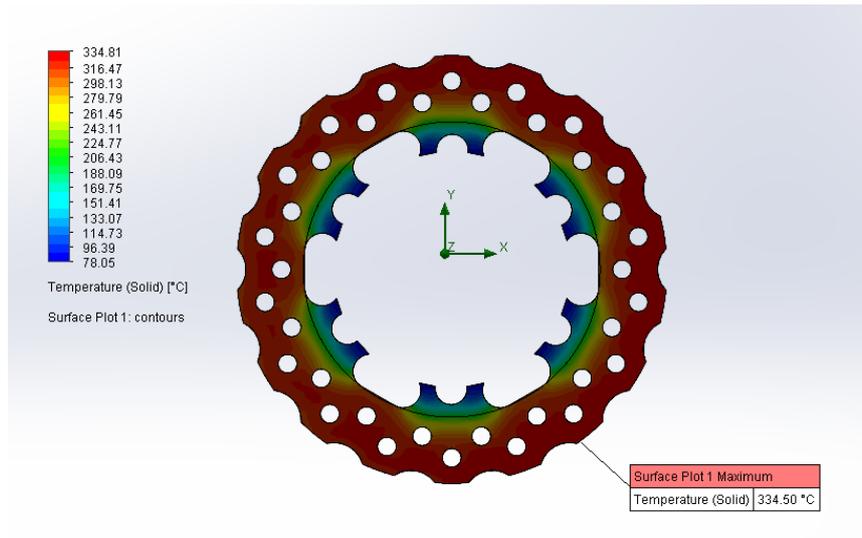


Figura 23. Temperatura máxima del disco de freno perforado.

En cuanto al disco sólido, el comportamiento del flujo frente al disco es similar, como se ve en la siguiente figura:

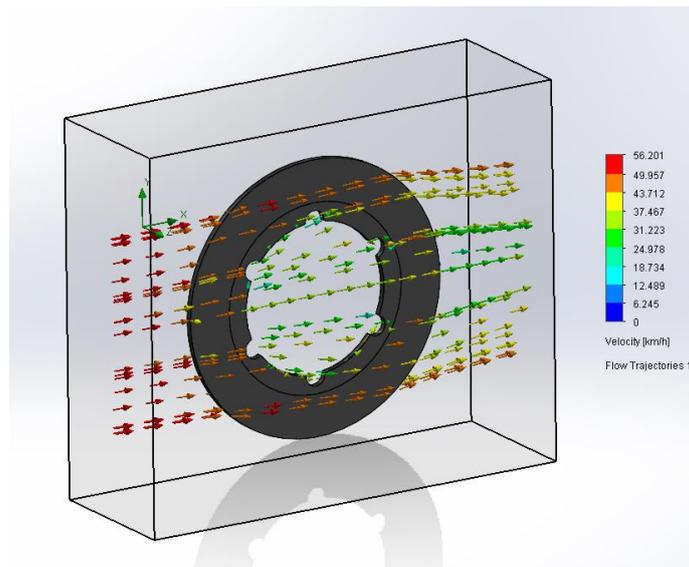


Figura 24. Comportamiento del flujo de aire frente al disco de freno sólido.

La temperatura máxima obtenida en la simulación de flujo es de 279,08 °C. Comparando este resultado con la temperatura máxima teórica de este disco, 224,02 °C, se obtiene que hay un incremento del error respecto al disco perforado, ya que con este disco se obtiene un error casi del 25%.

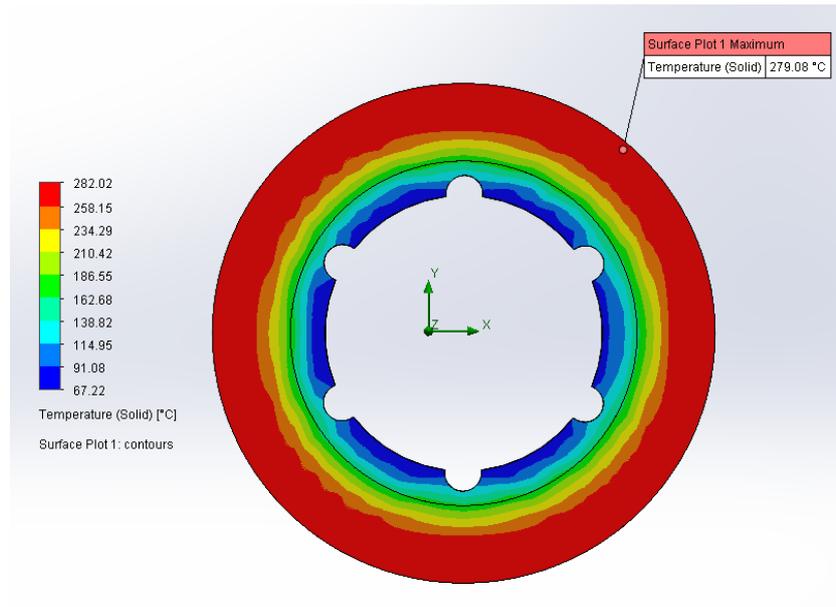


Figura 25. Temperatura máxima del disco de freno sólido.

Para finalizar con este estudio, se comparte una gráfica donde se representa la evolución de la temperatura máxima de los discos de freno perforado y sólido durante el proceso de frenado que se ha estudiado.

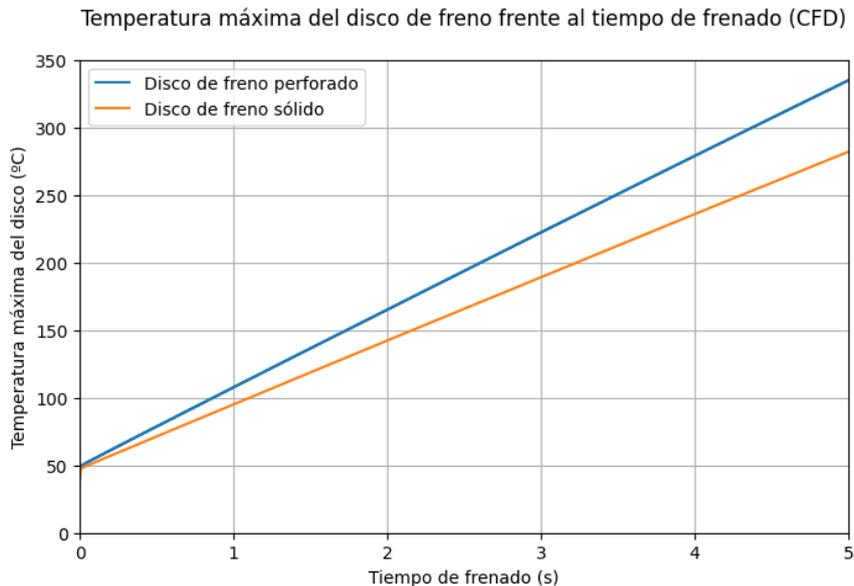


Figura 26. Comparación de temperaturas máximas del disco en análisis CFD.

El incremento de temperatura es mayor en los discos de freno perforados debido a que su masa es menor respecto a las del disco sólido. Por ello, se observa una pendiente más pronunciada en el gráfico. En cuanto a la temperatura máxima, se registra una diferencia entre ambos discos del 19,85%.

6.3 Conclusiones

Tras realizar las simulaciones para estudiar el comportamiento de los discos de freno sólido y perforado, se han llegado a una serie de conclusiones.

En primer lugar, se cumple que los discos sólidos alcanzan temperaturas máximas menores debido a que la masa de este es mayor. En concreto, esta diferencia es de unos 50°C entre el disco de freno sólido y el disco perforado. Por tanto, se podría deducir que sería más recomendable utilizar discos de freno sólidos. Sin embargo, también es necesario estudiar el comportamiento de enfriamiento de ambos discos, ya que, si los discos sólidos no son capaces de disipar este calor correctamente, se producirían problemas de sobrecalentamiento en los discos que conllevarían una pérdida de eficiencia y rendimiento en la frenada, además de requerir un reemplazo más frecuente de los discos por una reducción de su vida útil. Por tanto, será esencial estudiar el comportamiento térmico durante el enfriamiento de ambos tipos de disco para conocer qué modelo sería más recomendable utilizar.

Además, se ha comprobado que la diferencia entre los resultados de la simulación CFD y el análisis estructural térmico de régimen transitorio es casi inapreciable. Por ende, para la realización de este tipo de simulaciones, donde se estudia el calentamiento de una estructura sólida, se puede utilizar ambos métodos, ya que se obtienen resultados válidos.

A continuación, para concluir con este punto, se comparte una gráfica donde se puede ver la corta diferencia entre los dos tipos de simulaciones del calentamiento de los discos de freno.

Comparación de temp. máximas de los discos entre simulación CFD y análisis térmico de régimen transitorio

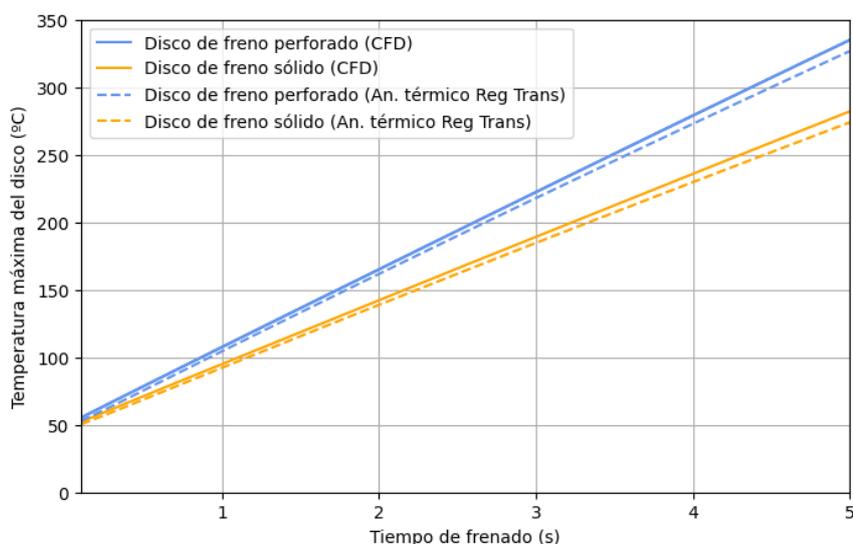


Figura 27. Comparación entre los resultados de la simulación CFD y el análisis térmico de régimen transitorio.

7 ESTUDIO COMPUTACIONAL DEL PROCESO DE ENFRIAMIENTO DE UN DISCO DE FRENO

En el siguiente apartado se lleva a cabo una comparación entre el enfriamiento de un disco de freno perforado y un disco de freno sólido. Posteriormente, una vez se haya determinado qué tipo de disco es más adecuado para el monoplaza, se estudia si se puede aumentar el efecto de enfriamiento con la incorporación de un conducto de ventilación.

En este caso, se ha decidido utilizar la simulación computacional de fluidos, puesto que se ha incluido al modelo el neumático, la llanta y la pinza de freno del vehículo, con el objetivo de realizar una simulación más próxima a las condiciones reales a las que se somete el disco durante el proceso de enfriamiento.



Figura 28. Ensamblaje para simulación del enfriamiento del disco.

En este caso, las condiciones que se simulan son: el vehículo corre a 105 km/h durante 30 segundos a velocidad constante, tras haber realizado un proceso de frenado donde se alcanzó la temperatura máxima en el disco. En el caso del disco perforado, la temperatura inicial del disco perforado es 334,5°C y la del disco sólido es 279,08°C.

De nuevo, para conocer en profundidad la metodología utilizada en este estudio, se recomienda consultar el Anexo II. En este caso, a partir del apartado 6.

7.1 Resultados del proceso de enfriamiento de un disco de freno perforado y un disco de freno sólido

En primer lugar, en cuanto al disco de freno perforado, se comparte la trayectoria del flujo de aire durante este proceso de enfriamiento:

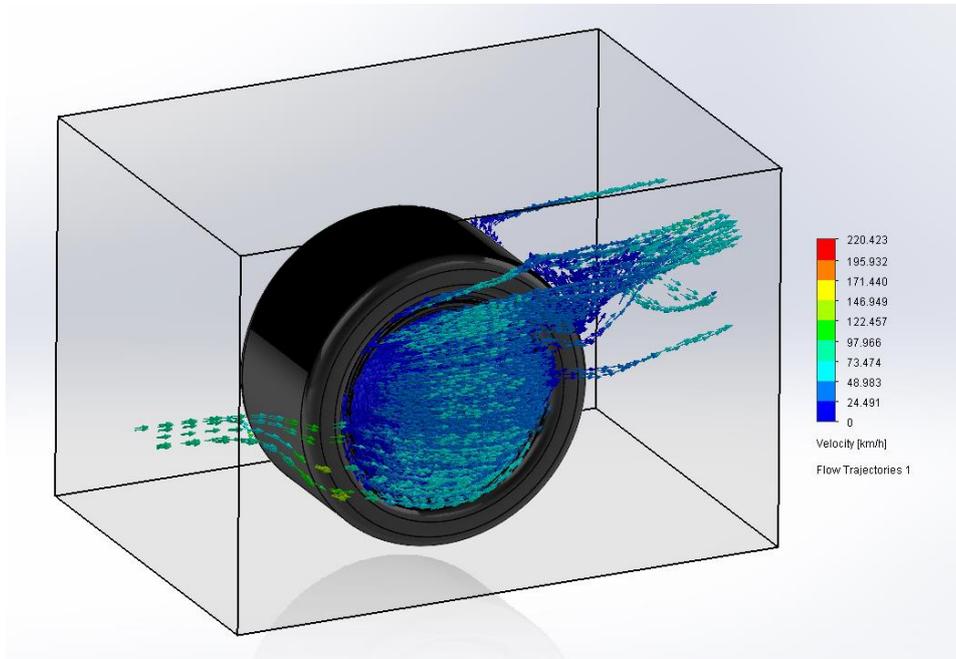


Figura 29. Trayectoria del flujo de aire sobre el disco de freno perforado.

Como se puede observar, el flujo de aire que está en contacto con el disco genera un efecto “remolino” en el interior de la llanta, lo que provoca que el aire esté más tiempo en contacto con el disco de freno. Para este estudio, este efecto es positivo debido a que esto ayudará a disipar más rápido el calor que se ha generado durante el proceso de frenado.

Por parte de la simulación del disco sólido, se genera un efecto casi idéntico, de modo que el comportamiento del flujo frente a ambos discos es muy similar.

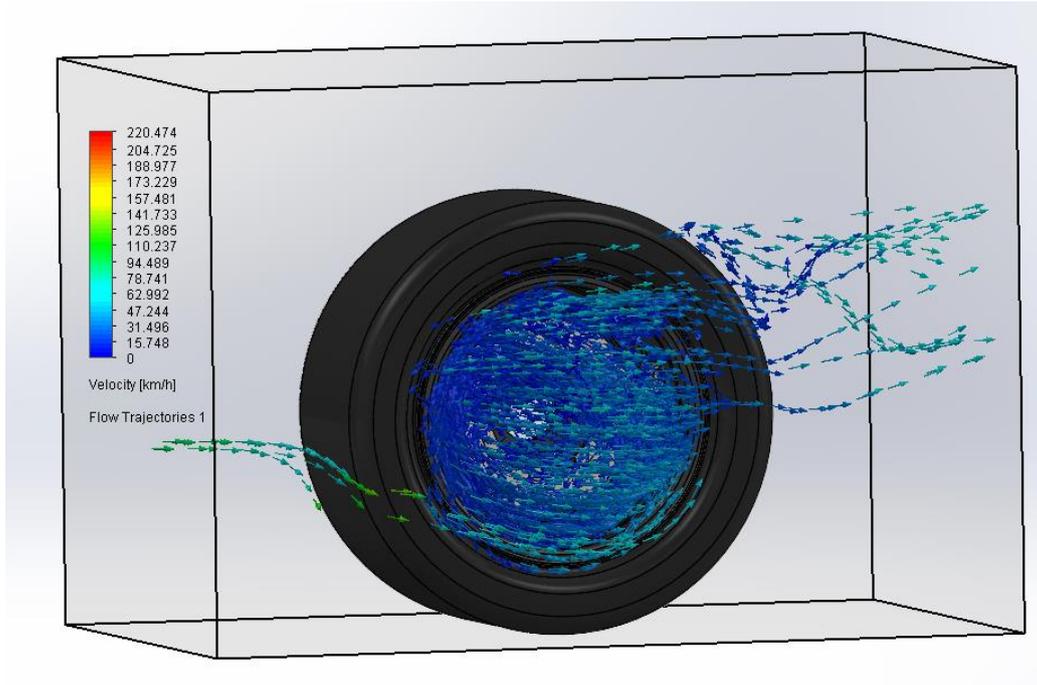


Figura 30. Trayectoria del flujo de aire sobre el disco de freno sólido.

Sin embargo, aunque el comportamiento del flujo sea muy similar en ambos casos, se encuentra una gran diferencia en cuanto al enfriamiento de cada tipo de los discos. Por parte del disco de freno perforado, se parte de una temperatura máxima inicial de 334,50 °C y tras el proceso de 30 segundos de enfriamiento, se consigue una temperatura mínima de 255,30°C. En términos cuantitativos, se ha conseguido reducir la temperatura un 23,67%. Se trata de un valor muy alto si lo comparamos con el disco sólido, que sólo consigue rebajar un 13,75%, pasando de 279,08 °C a 240,72 °C.

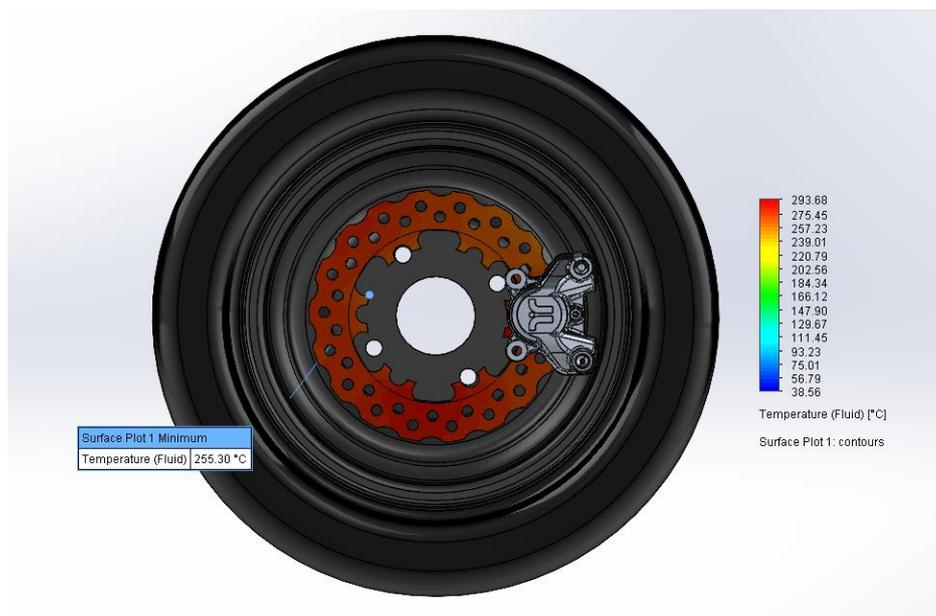


Figura 31. Temperatura mínima del disco perforado tras el proceso de enfriamiento.

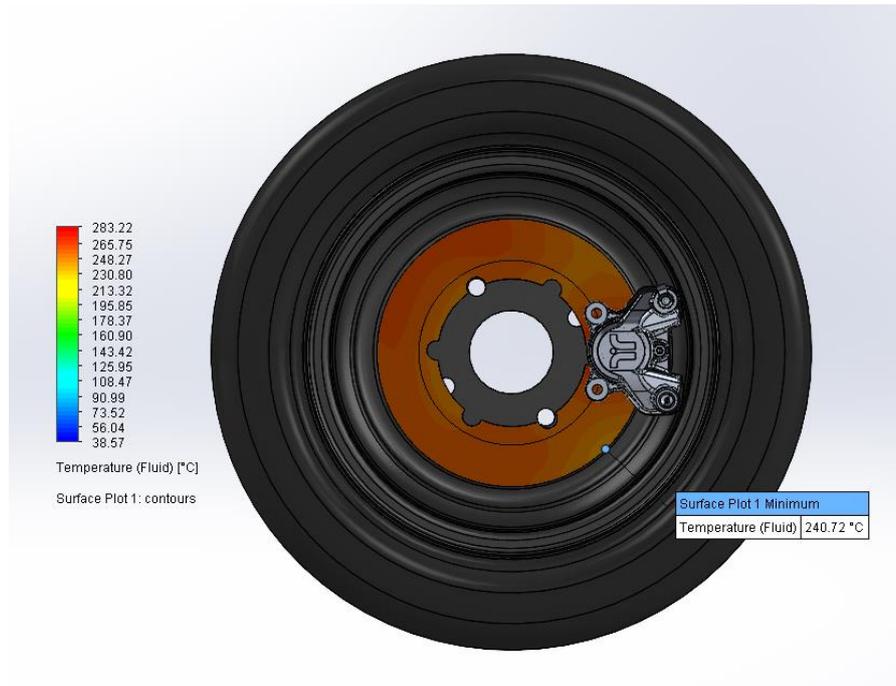


Figura 32. Temperatura mínima del disco sólido tras el proceso de enfriamiento.

Esta diferencia se debe a la geometría de ambos discos. El disco perforado, debido a los orificios que tiene, permite un mayor flujo de aire a través del disco, lo que provoca que haya mayor superficie de contacto entre el disco con el aire, facilitando un enfriamiento más rápido y eficaz.

En contraste, el disco de freno sólido, aunque posee una mayor masa que provoca una mejor capacidad de absorción inicial del calor, tiene grandes limitaciones en cuanto a su capacidad de disipación térmica. El no tener perforaciones provoca una retención mayor de calor, que puede provocar sobrecalentamiento más rápido en situaciones de uso intensivo.

Por último, se presenta un gráfico que evidencia la diferencia en el comportamiento de los discos durante el proceso de enfriamiento. Se puede observar una mayor capacidad de enfriamiento en la curva del disco de freno perforado, reflejada por una pendiente mucho más pronunciada frente a la curva del disco de freno sólido.

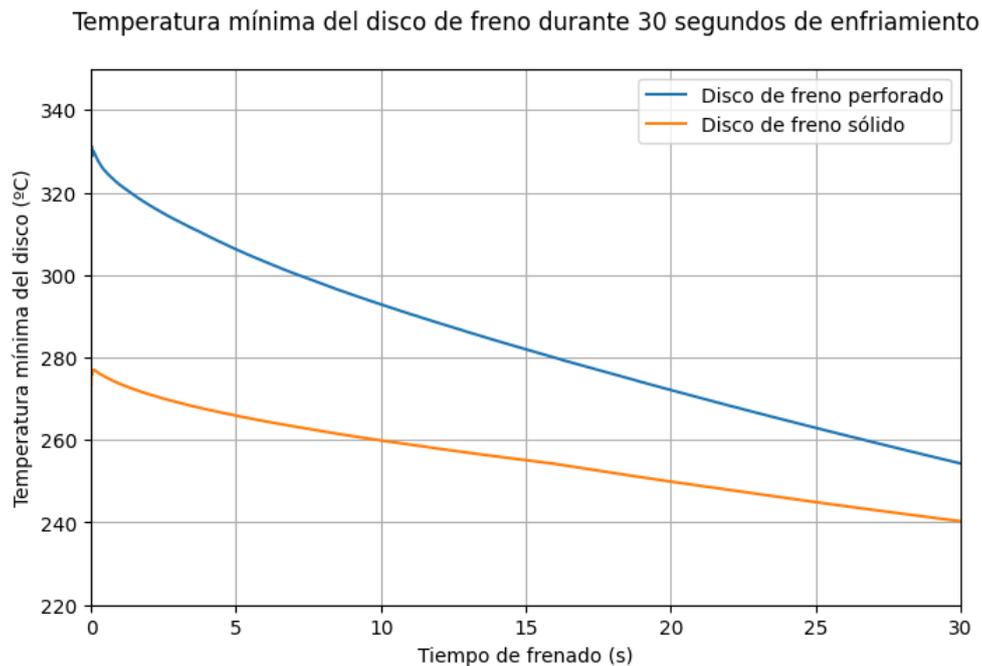


Figura 33. Temperatura mínima de los discos de freno durante el proceso de enfriamiento.

En resumen, el gráfico refleja la superioridad del disco perforado en disipación de calor de forma eficiente y rápida, fundamental en situaciones de frenado. Por lo que este tipo de disco son los más adecuados para el monoplaza de FSULL-Dynamics, dado al intenso uso en competición que demanda una gran capacidad de disipación térmica.

7.2 Efecto de un conducto de refrigeración en el sistema de frenado

Como se ha comentado anteriormente, la disipación de calor por parte de los discos de freno es un factor crucial durante el proceso de frenado para conseguir un máximo rendimiento del vehículo durante una competición. Por ello, aparte de seleccionar unos discos perforados, con los que se consigue una buena disipación, es posible aumentar este efecto si se instala un conducto de refrigeración.

Con un conducto de refrigeración se conseguiría redirigir el flujo de aire expresamente al disco de freno, de modo que se produciría un efecto de convección forzada sobre el disco permitiendo que disipe más calor que antes.

Para ello, se ha decidido diseñar un conducto de prueba para comprobar si efectivamente la utilización de este elemento aumenta la disipación de calor por parte de los discos de freno.

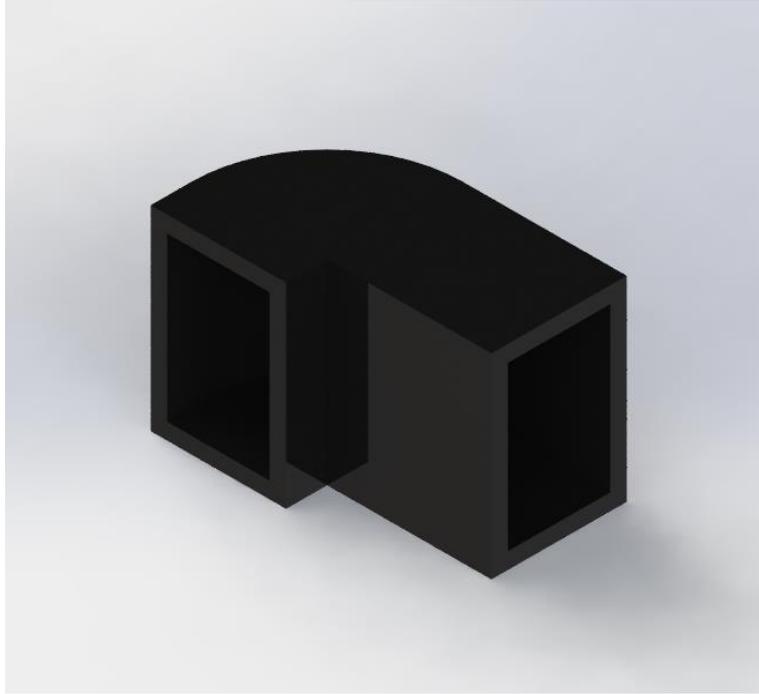


Figura 34. Conducto de refrigeración de prueba.



Figura 35. Ensamblaje con el conducto de refrigeración de prueba.

Para este estudio, se aplican exactamente las mismas condiciones que en el apartado anterior. La única diferencia es que en este caso la temperatura inicial del disco es 300°C y que se incorpora en el ensamblaje el conducto de prueba.

7.2.1 Estudio del enfriamiento del disco con la inclusión de un conducto de refrigeración

Para comenzar la comparación, es necesario conocer la temperatura mínima del disco de freno perforado tras un proceso de enfriamiento de 30 segundos partiendo de una temperatura inicial de 300°C es 230,86 °C.



Figura 36. Temperatura mínima final tras un proceso de enfriamiento de 30 segundos.

Por parte de la simulación de flujo, antes de comenzar con la temperatura mínima del disco, es interesante comentar la diferencia de la trayectoria del flujo entre una simulación y otra.

Mientras que, sin la incorporación del conducto, el flujo tiene un comportamiento similar al de la figura 29 mostrada anteriormente. Con el estudio de la simulación donde se incluye el conducto de refrigeración, se encuentra una gran diferencia.

En la figura 38 se muestra que la incorporación del conducto permite redirigir el aire hacia el disco de freno. Esto permite que haya un mayor flujo de aire en contacto con el disco, lo que lo que facilita la disipación de calor de este.

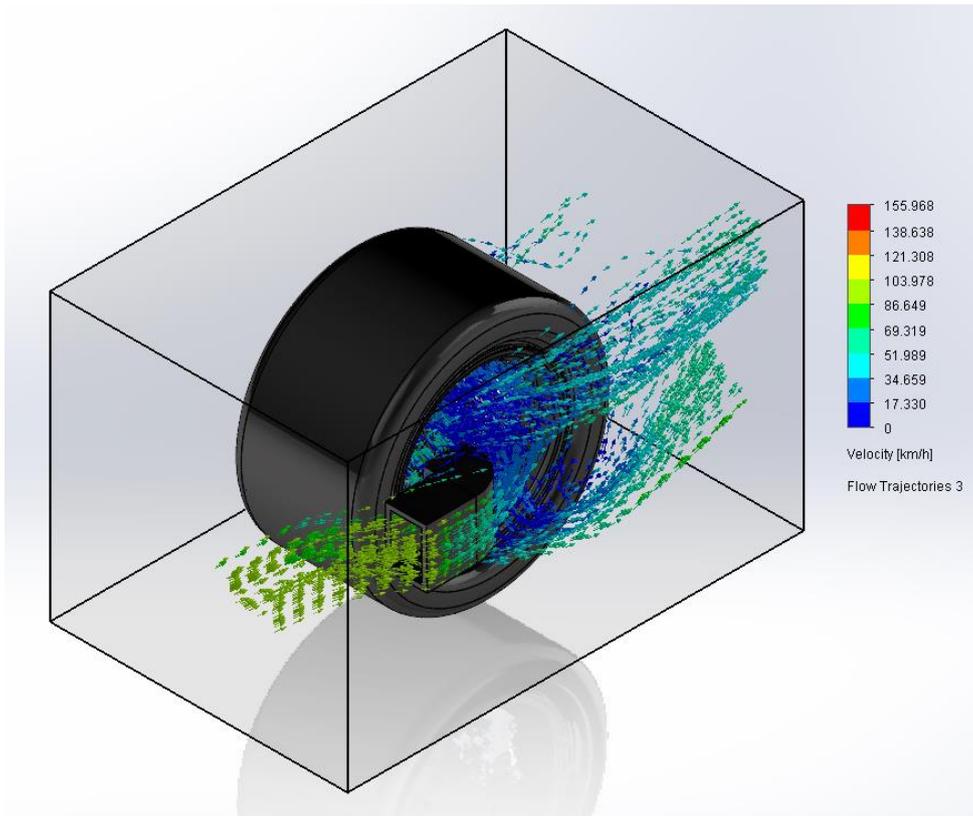


Figura 37. Trayectoria del flujo de aire que hace contacto con el disco de freno.

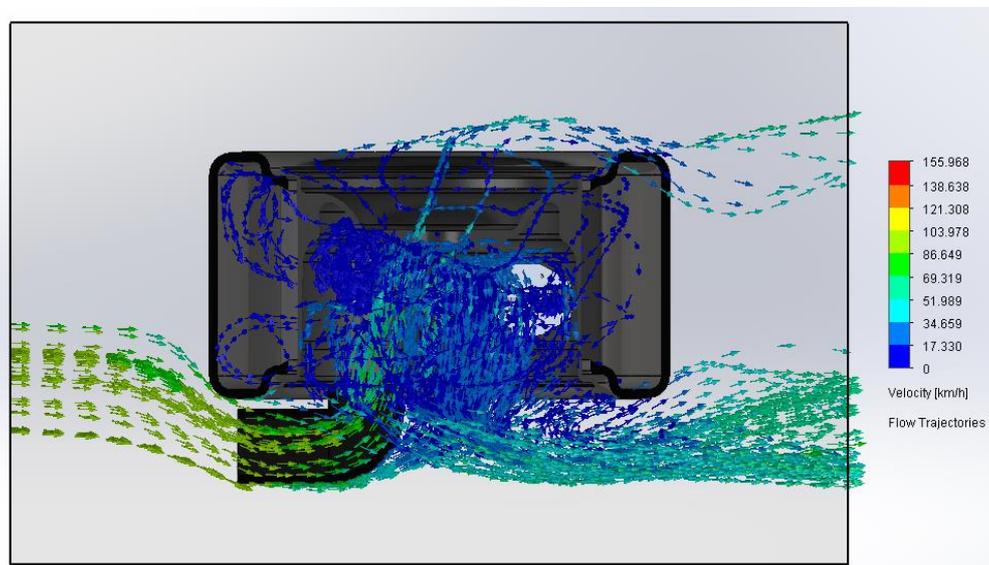


Figura 38. Comportamiento del flujo de aire con la incorporación del conducto de refrigeración.

En la siguiente figura se comparte el resultado de la distribución de temperaturas del disco tras el proceso de enfriamiento:

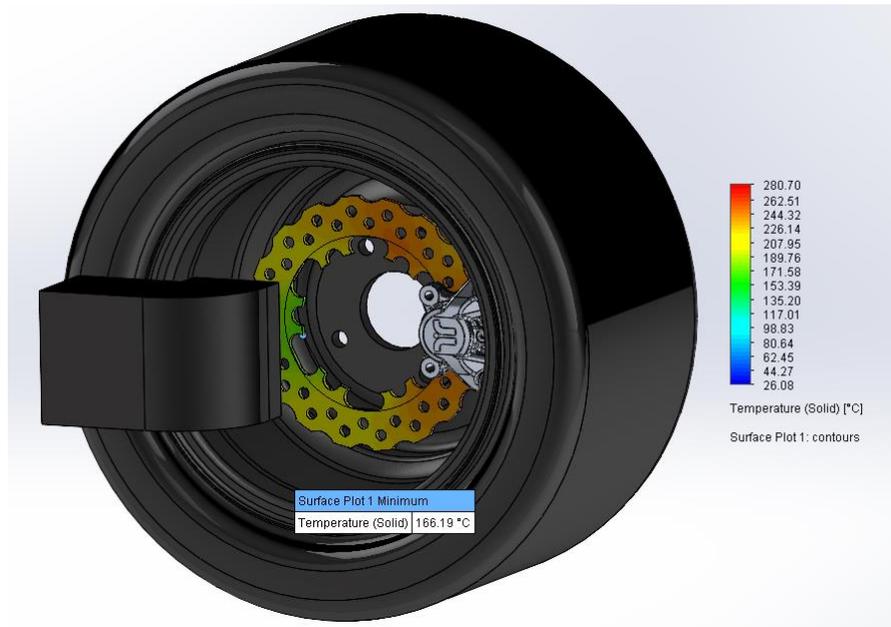


Figura 39. Distribución de temperaturas del disco de freno tras el proceso de enfriamiento.

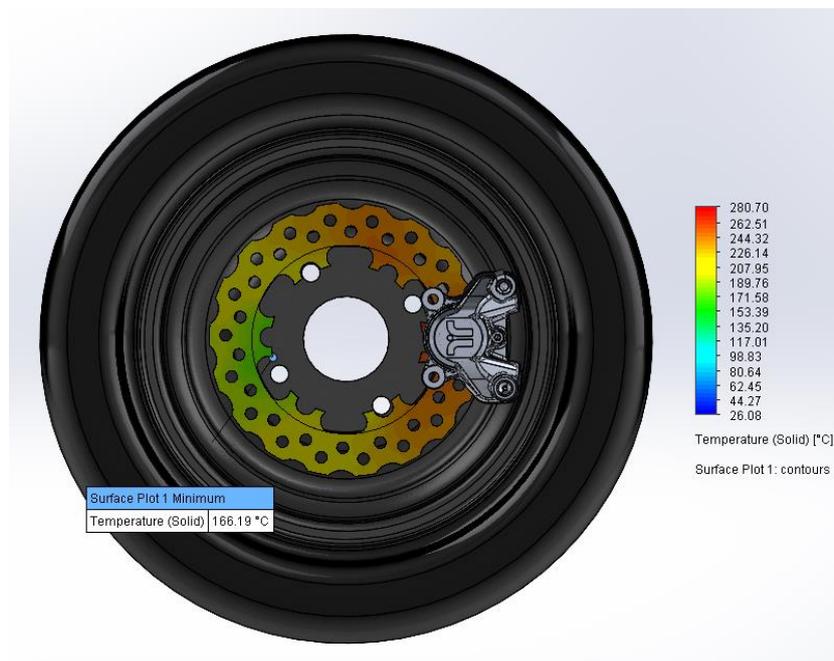


Figura 40. Distribución de temperaturas del disco de freno tras el proceso de enfriamiento (Con conducto de refrigeración oculto).

Con estas simulaciones se muestran los grandes resultados obtenidos gracias a la incorporación de un conducto de refrigeración, consiguiendo rebajar la temperatura del disco unos 65 °C gracias al efecto del conducto.

Por último, es interesante representar gráficamente la mejora del enfriamiento del disco gracias a la incorporación del conducto de refrigeración, donde se exponen las curvas de enfriamiento de tres simulaciones, una con el disco perforado y el conducto, otra sólo con el disco perforado y otra con el disco sólido, partiendo todos de las mismas condiciones iniciales.

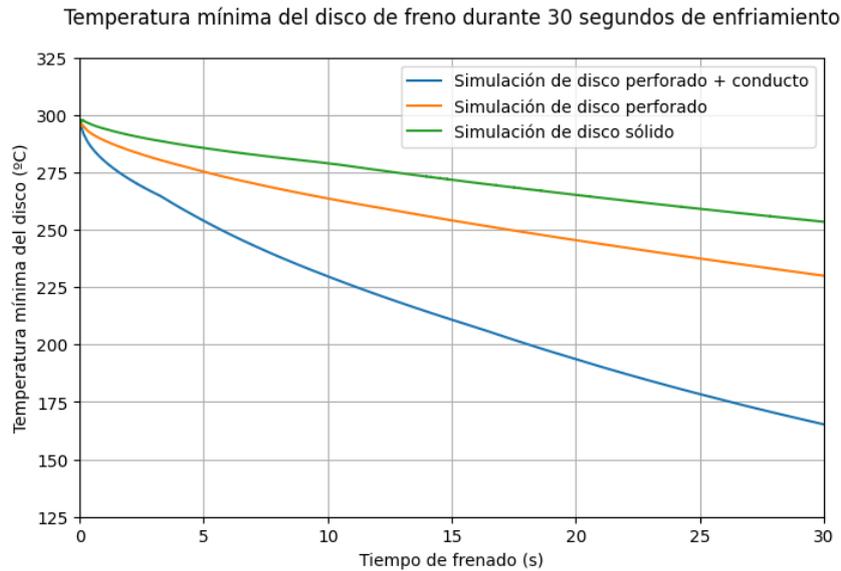


Figura 41. Curvas de enfriamiento de las tres simulaciones.

Gracias a este gráfico, es más representativo la mejora de la disipación de calor de los discos por la inclusión de un conducto de freno, ya que la curva de esta simulación refleja una pendiente mucho mayor en comparación con las otras dos.

Por tanto, tras la realización de este estudio, se ha llegado a la conclusión de que el uso de un conducto de refrigeración es una solución muy efectiva cuando se desea aumentar la disipación de calor de los discos de freno.

8 DISEÑO DE UN CONDUCTO DE REFRIGERACIÓN PARA EL VEHÍCULO DE FORMULA STUDENT DE LA ULL

Una vez realizados distintos estudios del comportamiento del sistema de frenado del monoplaza y analizar los discos de freno para determinar cuáles son los más útiles para el equipo, el siguiente paso es diseñar un conducto de refrigeración.

El objetivo de este conducto es permitir su instalación en el monoplaza y su uso por parte del equipo cuando sea necesario. Como se ha demostrado anteriormente, en situaciones de máxima exigencia durante los procesos de frenado, la incorporación de conductos de refrigeración será crucial para lograr una disipación del calor más rápida y eficiente.

Para diseñar el conducto de refrigeración, tras realizar una investigación de distintos modelos utilizados en otros equipos, se propone un prototipo con distintos tipos de boca de entrada del flujo, para así poder estudiar cuál de ellos sería el más adecuado para el equipo, buscando una balanza entre rendimiento y coste de fabricación.

8.1 Conductos de refrigeración de frenos en vehículos FSAE.

Como primer paso en el diseño de un conducto de refrigeración, se ha investigado cómo son los conductos de otros vehículos FSAE. Esto servirá para tomar referencias y poder realizar un diseño adecuado para este tipo de vehículos.

En las siguientes figuras se comparten distintos modelos de conductos utilizados por varios equipos de Formula Student.



Figura 42. Conducto de freno de un equipo de Formula SAE Japan.



Figura 43. Conducto de freno del equipo e-Tech Racing.



Figura 44. Conducto de freno del equipo BCN eMotorsport.

En general, todos los conductos tienen un diseño similar, con una boca que rodea la llanta y el neumático y dirige el viento hacia el disco de freno. En la figura 42, se observa que el conducto se encuentra atornillado a la mangueta del vehículo, por lo que podría ser una opción a la hora de realizar el diseño.

Por otro lado, hay que destacar que estos tres conductos han sido fabricados en impresión 3D, lo que reduce significativamente los costos de fabricación en comparación con otros métodos. Por ejemplo, en Formula 1, los conductos están hechos de fibra de carbono, lo que aumenta el presupuesto de su fabricación considerablemente.

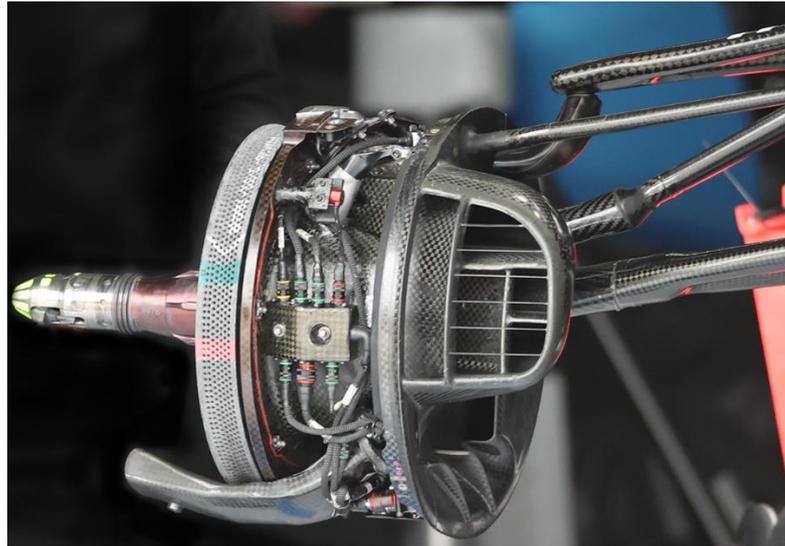


Figura 45. Conducto de refrigeración de frenos de un Formula 1.

En cuanto al material, el conducto de la figura 44 ha utilizado PAHT CF15 (poliamida de alta temperatura con 15% fibra de carbono). Este material que combina alta resistencia térmica y química con muy buenas propiedades mecánicas, permitiendo que las piezas fabricadas sean más rígidas y duraderas, y operen a temperaturas de hasta 180°C.

8.2 Dimensiones de referencia

Para la implementación del conducto de refrigeración en el monoplaza, se debe que diseñar un conducto que se integre con el resto de los componentes, para que no interfiera con la funcionalidad del resto de elementos.

Por ello, en primer lugar, se localiza la zona donde se instala el disco de freno para encontrar posibles lugares donde se puede instalar el conducto de refrigeración.

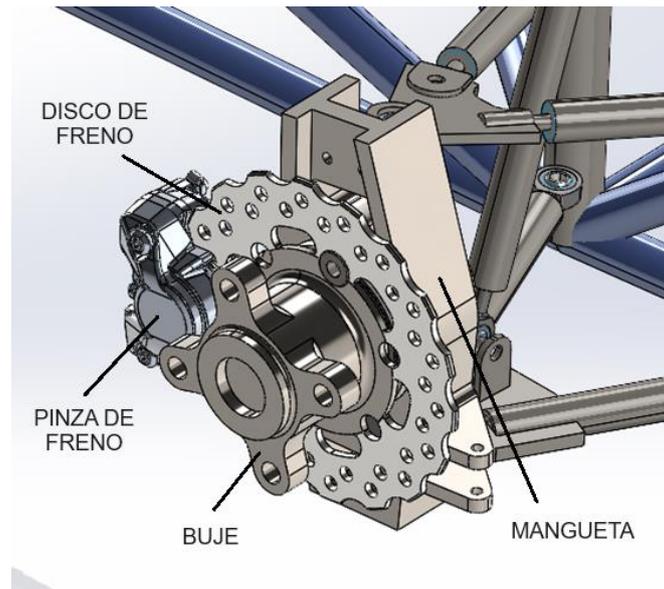


Figura 46. Instalación del disco de freno delantero derecho en el monoplaza (1).

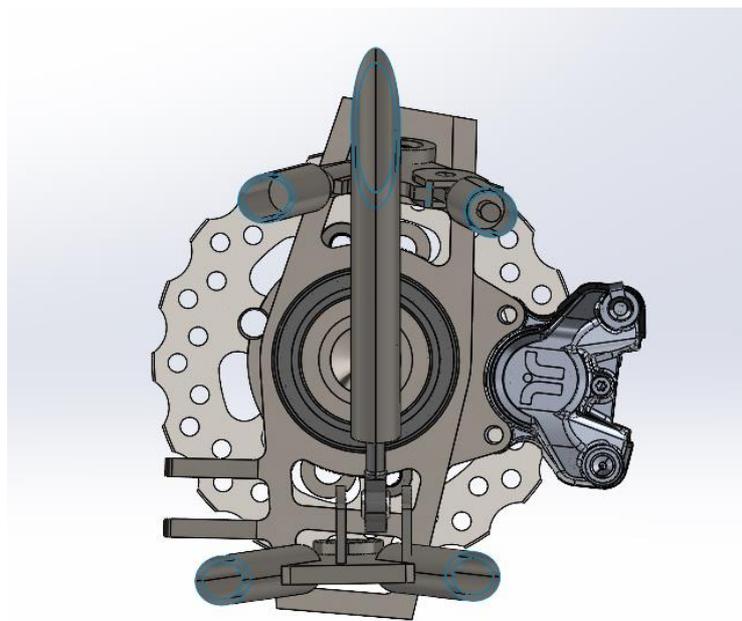


Figura 47. Instalación del disco de freno delantero derecho en el monoplaza (2).

Tras conocer cómo es el ensamblaje del disco de freno, se ha decidido que el conducto de refrigeración se instale en la zona de la mangueta indicada en la siguiente figura, ya que es la única zona donde se podría instalar un conducto de refrigeración sin interferir con los brazos de suspensión y dirección, la pinza de freno y el buje:

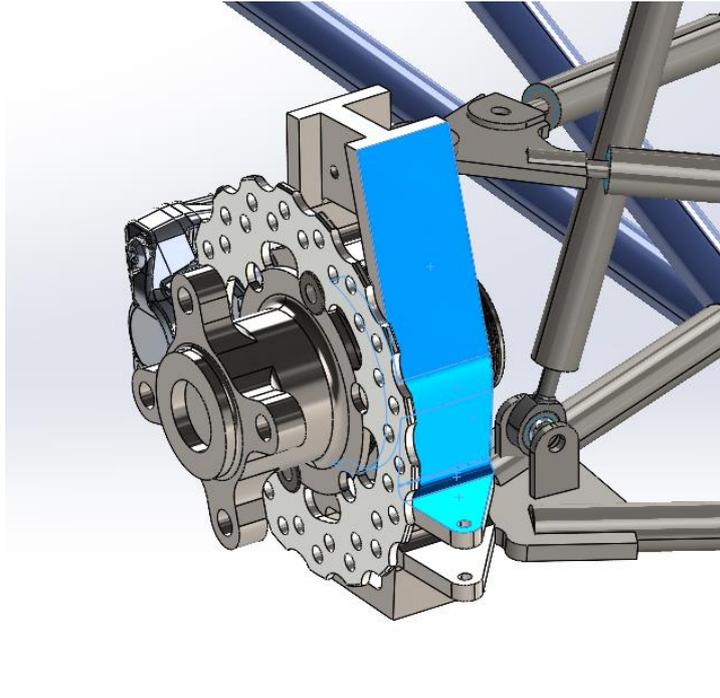


Figura 48. Zona de instalación del conducto de refrigeración.

8.3 Modelos iniciales

A continuación, se presenta el modelo inicial que se ha diseñado para el monoplace de la universidad.

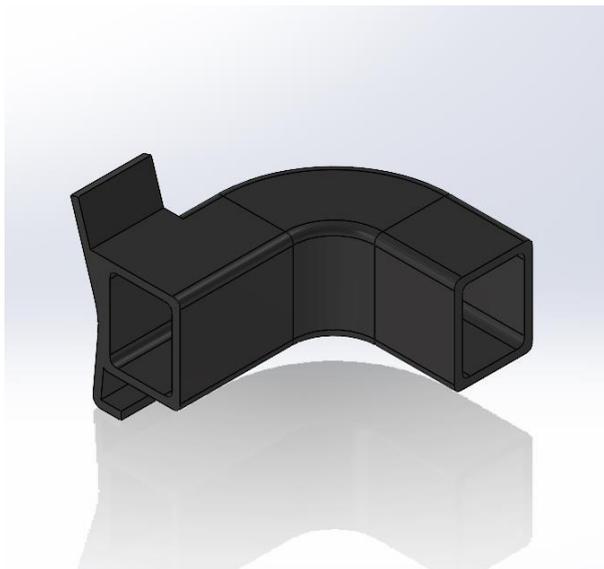


Figura 49. Modelo inicial del conducto de refrigeración.

Se trata de un diseño que no requiere anclajes adicionales en la mangueta. En su lugar, el conducto se apoya sobre la mangueta, siguiendo su forma para integrarse lo mejor posible. La instalación se realizaría con dos bridas que sujeten el conducto a la mangueta, teniendo un ensamblaje final como en las figuras 50 y 51:

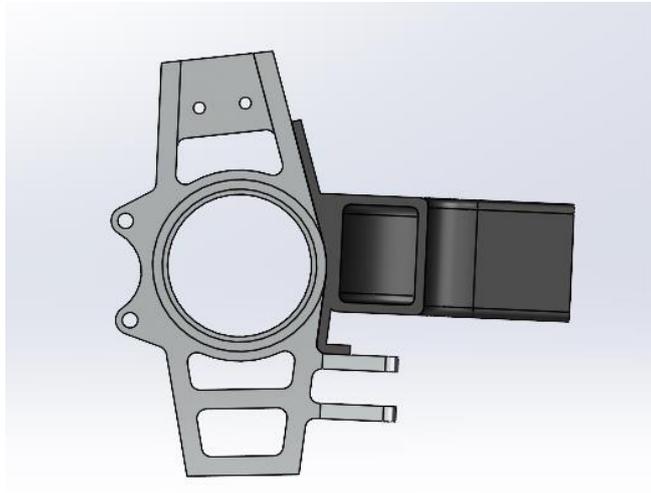


Figura 50. Colocación del conducto de freno sobre la mangueta (1).

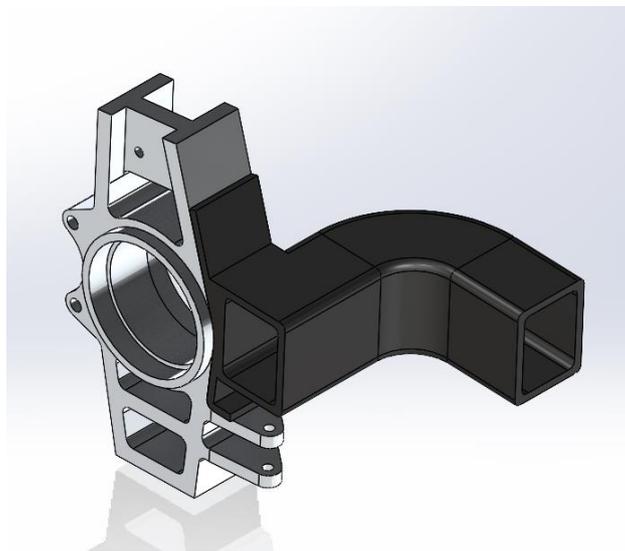


Figura 51. Colocación del conducto de freno sobre la mangueta (2).

En cuanto a las dimensiones del diseño, se ha verificado que el conducto no interfiera con el resto de los elementos del vehículo, como pueda ser la llanta, el neumático y los brazos de suspensión y dirección (Figura 52 y 53).

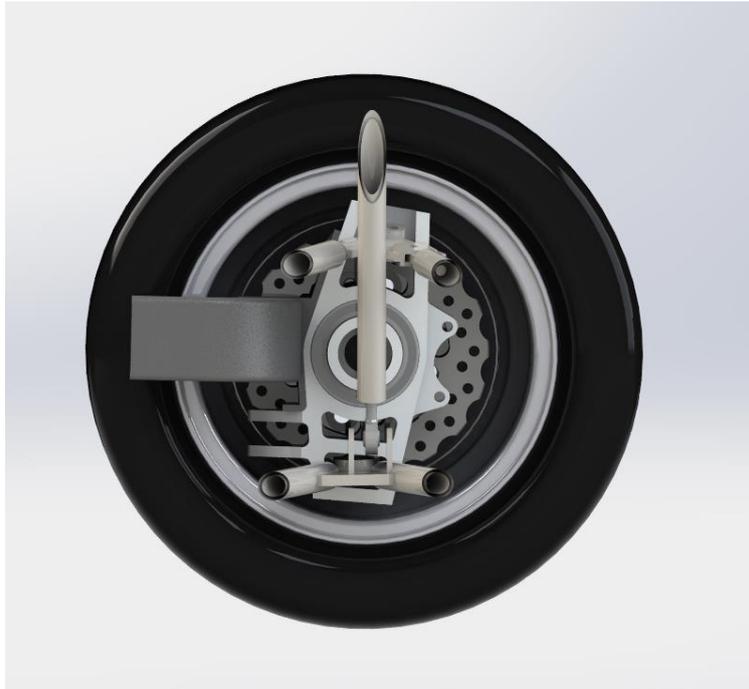


Figura 52 . Posición del conducto de refrigeración (1).

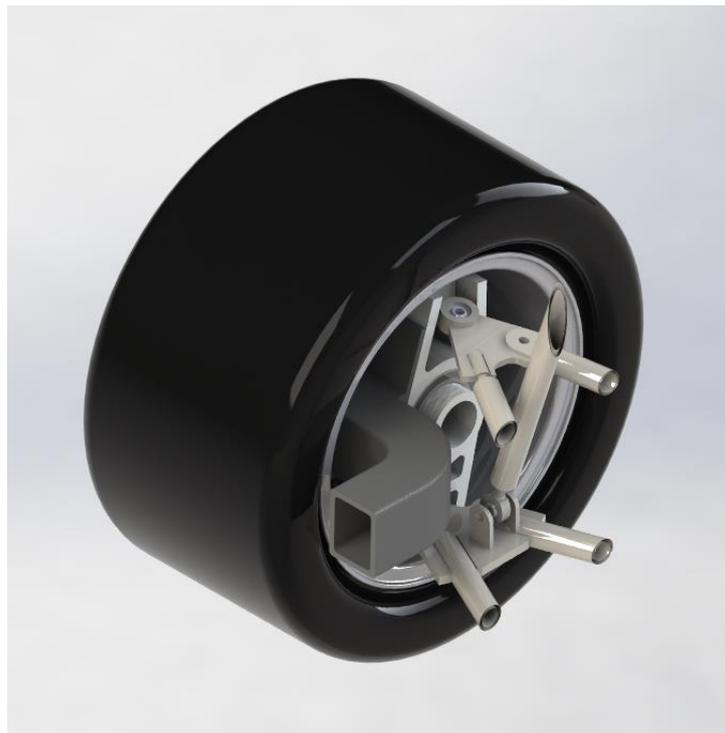


Figura 53. Posición del conducto de refrigeración (2).

También es más importante que la boca de salida del flujo de aire apunte directamente hacia el disco de freno, para maximizar la reducción de temperatura del disco y mejorar la disipación del calor tras el proceso de frenado.

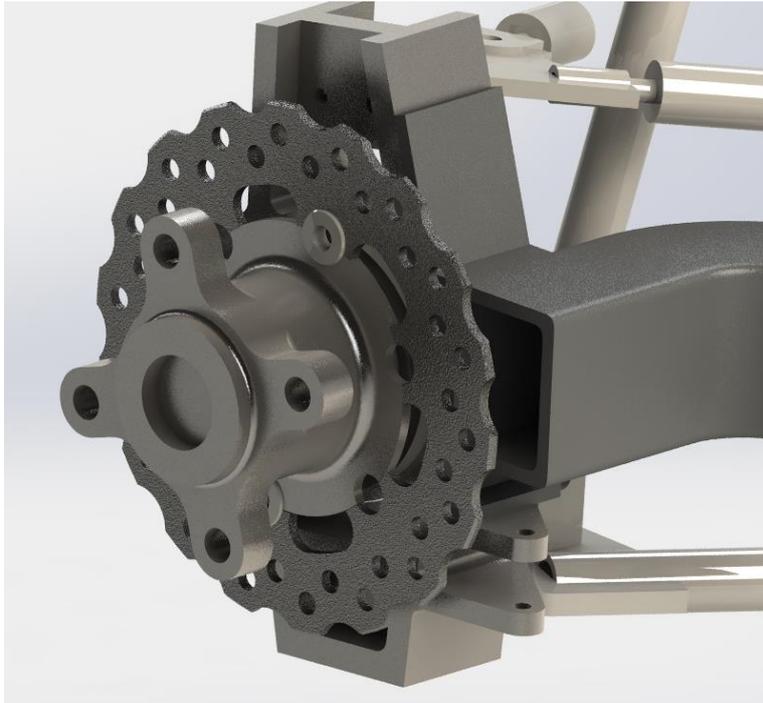
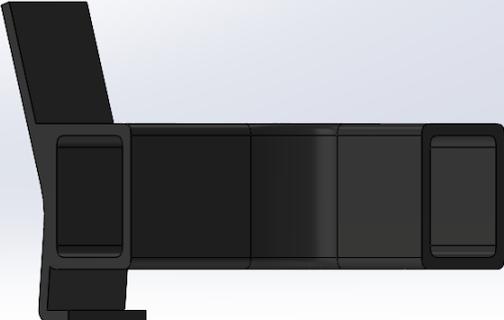
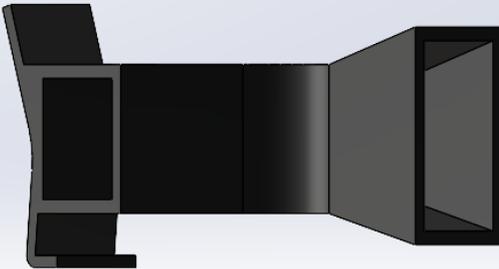
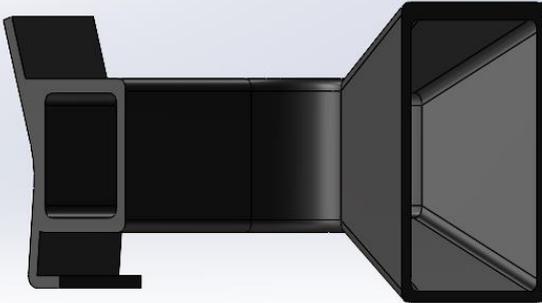


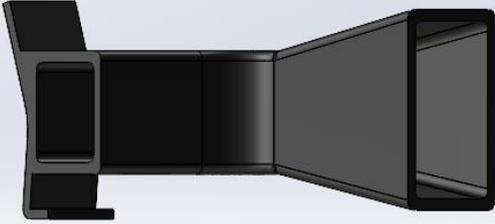
Figura 54. Orientación de la boca del conducto hacia el disco de freno.

Teniendo en cuenta todos estos factores, este modelo deberá de garantizar un enfriamiento eficiente del disco y mantener su integridad estructural. Por ello, la integración del conducto de freno en el vehículo es fundamental para que no se produzca interferencias con otros componentes y se mantenga un funcionamiento del vehículo óptimo durante la competición.

Por último, partiendo del modelo inicial, se ha realizado tres diseños más donde se modifica la boca de entrada del flujo, con el fin de realizar unas simulaciones y conocer cuál es el óptimo, con el que se consigue un mayor efecto de enfriamiento sobre el disco.

Tabla 2. Conductos de refrigeración diseñados.

Conducto	Diseño	Breve descripción
Conducto 1		<p>Conducto de refrigeración con soporte adaptado para instalación en la manguera delantera, con boca de entrada y salida del flujo de mismas dimensiones (50x40x50 mm).</p>
Conducto 2		<p>Conducto de refrigeración con soporte adaptado para instalación en la manguera delantera, con boca de entrada mayor (78,5x40x50 mm) a la boca de salida del flujo (50x40 mm).</p>
Conducto 3		<p>Conducto de refrigeración con soporte adaptado para instalación en la manguera delantera, con boca de entrada mayor (108,5x70x50 mm) a la boca de salida del flujo (50x40 mm).</p>

Conducto 4		Conducto de refrigeración con soporte adaptado para instalación en la manguera delantera, con boca de entrada mayor (88,5x50x100 mm) a la boca de salida del flujo (50x40 mm).
------------	--	--

8.4 Simulaciones CFD del enfriamiento del disco de freno con la incorporación de los conductos de refrigeración

Los estudios del enfriamiento del disco con la incorporación de los conductos de refrigeración se han realizado tomando las mismas condiciones utilizadas en el apartado 7.2. El ensamblaje utilizado tiene los siguientes componentes: el neumático, la llanta, la pinza de freno, el disco de freno y el conducto de refrigeración.

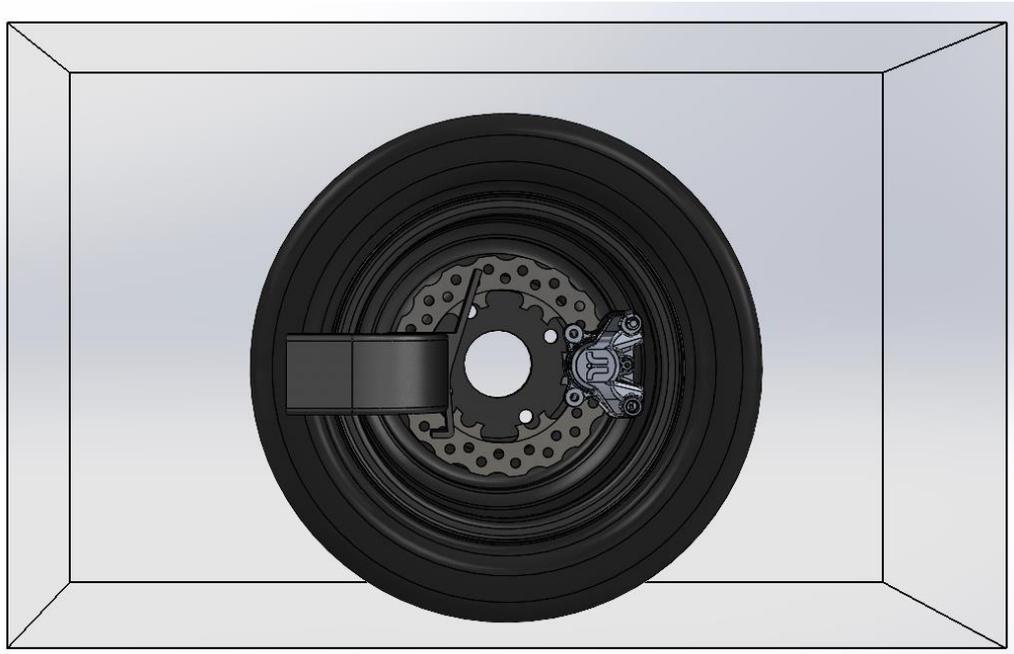


Figura 55. Ensamblaje para simulación.

8.4.1 Resultados obtenidos y conclusiones

A continuación, se presenta una tabla y un gráfico con los resultados obtenidos en las simulaciones de los cuatro conductos de refrigeración. En la tabla se muestra la temperatura mínima conseguida por el disco de freno y en la figura la curva de enfriamiento del disco de freno.

Tabla 3. Temperaturas mínimas del disco según el tipo de conducto utilizado.

Modelo de conducto	Temperatura mínima del disco °C
Conducto 1	162,78
Conducto 2	150,37
Conducto 3	164,09
Conducto 4	158,95

Temperatura mínima del disco de freno durante 30 segundos de enfriamiento

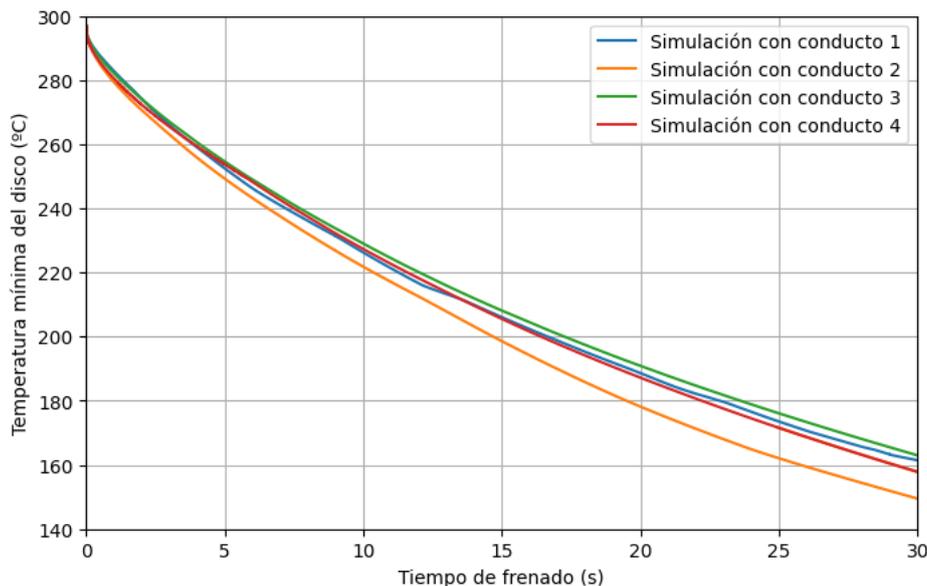


Figura 56. Curvas de enfriamiento del disco según el tipo de conducto utilizado.

Con estos resultados, se ha obtenido que el modelo que consigue un mayor enfriamiento es el conducto 2. Por tanto, se va a estudiar el comportamiento del flujo en el interior del conducto para entender por qué se obtienen mejores resultados y, además, compararlo con el resto para ver sus diferencias.

En la siguiente figura se representa el paso del flujo por el interior del conducto 2. Como se puede observar, el flujo es uniforme. Además, se produce un aumento de

velocidad del flujo, lo que intensifica el efecto de convección cuando el aire entra en contacto con el disco, resultando un mayor enfriamiento.

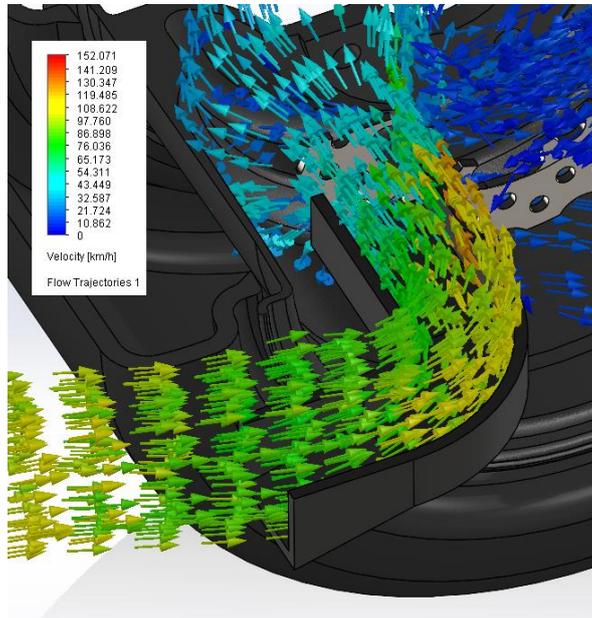


Figura 57. Flujo de aire en el interior del conducto 2.

Al estudiar los otros conductos, se observan ciertas diferencias que afectan a la eficacia del enfriamiento. En el caso del conducto 1, aunque se tiene un comportamiento bastante similar al conducto 2, se observa que una disminución de la velocidad del flujo en algunas zonas, provocando que el enfriamiento sea menor.

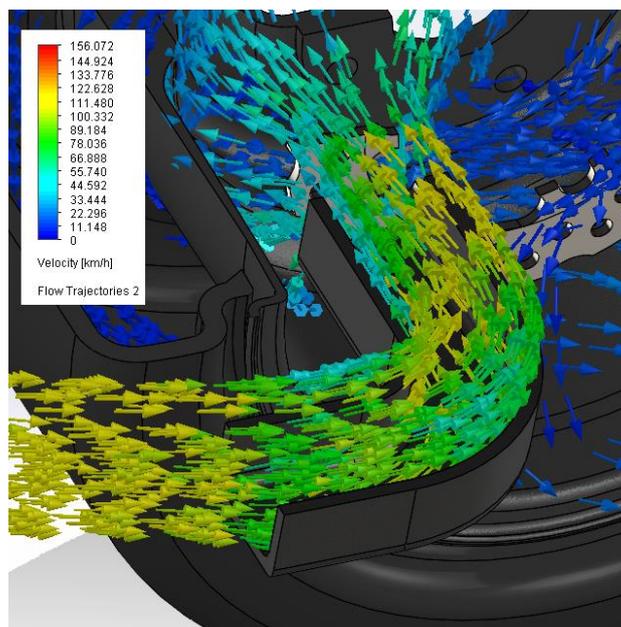


Figura 58. Flujo de aire en el interior del conducto 1.

En cuanto al conducto 3 (Figura 59), el diseño de la boca de entrada del flujo provoca una significativa reducción de la velocidad de entrada. Este mismo efecto se produce en el conducto 4 (Figura 60), provocando, de nuevo, una reducción de la eficiencia en la refrigeración del disco de freno.

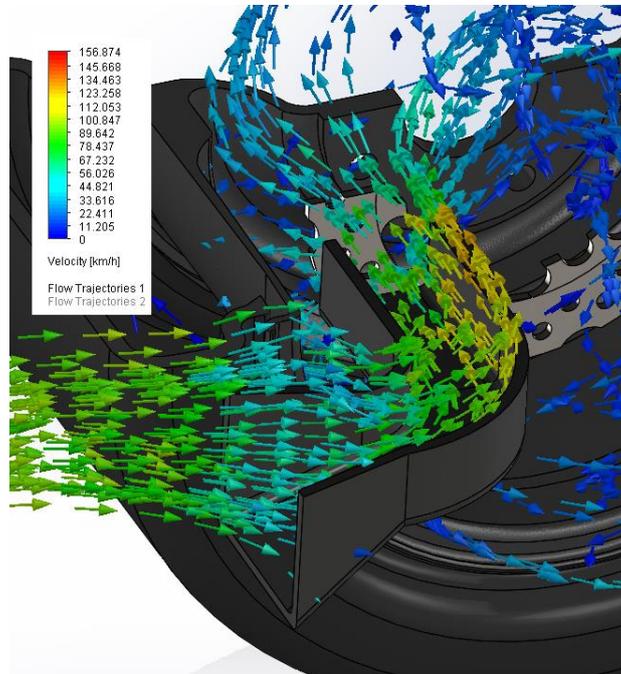


Figura 59. Flujo de aire en el interior del conducto 3.

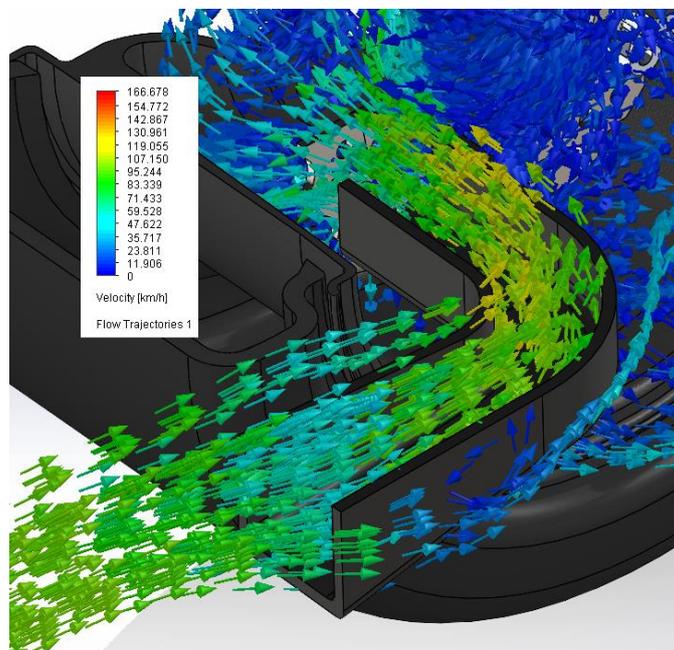


Figura 60. Flujo de aire en el interior del conducto 4.

Por tanto, tras haber realizado las simulaciones con los cuatro tipos de conductos, se propone el conducto 2 como solución para mejorar el enfriamiento de los discos de freno

del equipo FSULL, ya que es el conducto con el que se ha conseguido un mayor enfriamiento, obteniendo una temperatura mínima del disco de freno de 150,37 °C.

8.5 Diseño final del conducto de refrigeración

En este apartado, se presenta el diseño final del conducto de refrigeración en el vehículo, donde se ve cómo queda integrado en el vehículo, cómo instalarlo y cómo fabricarlo.

8.5.1 Ensamblaje del conducto de refrigeración final en el vehículo.

A continuación, se presenta distintas figuras que muestran cómo queda integrado el conducto de freno con el monoplaza.

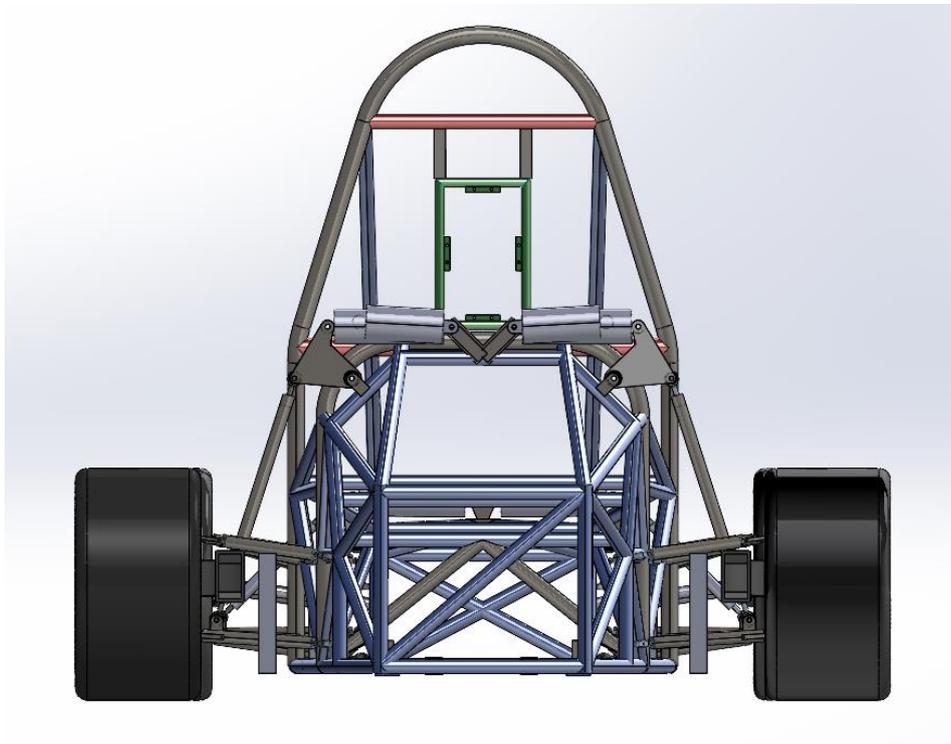


Figura 61. Ensamblaje del vehículo con los conductos de refrigeración finales.

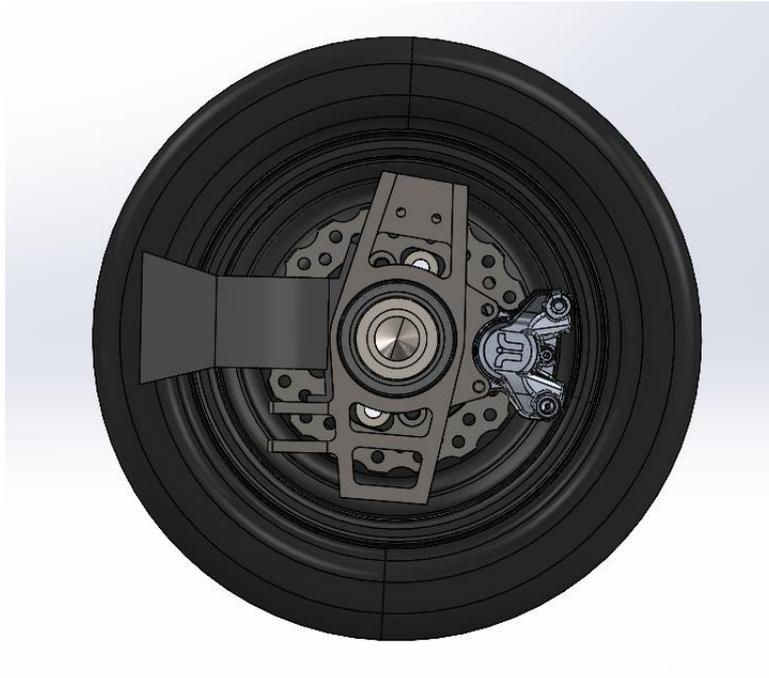


Figura 62. Ensamblaje del conducto de refrigeración final con el conjunto de rueda (1).

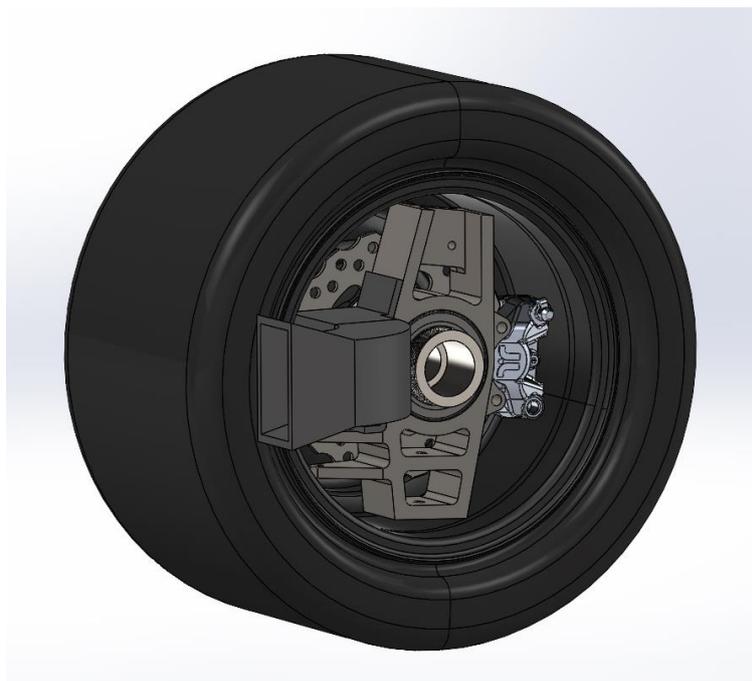


Figura 63. Ensamblaje del conducto de refrigeración final con el conjunto de rueda (2).

Una vez determinada la ubicación del conducto, se explica cómo se debe instalar. Para ello, se utilizarán dos bridas que se colocan entre la mangueta y el soporte del conducto, tal y como se observa en las siguientes figuras:

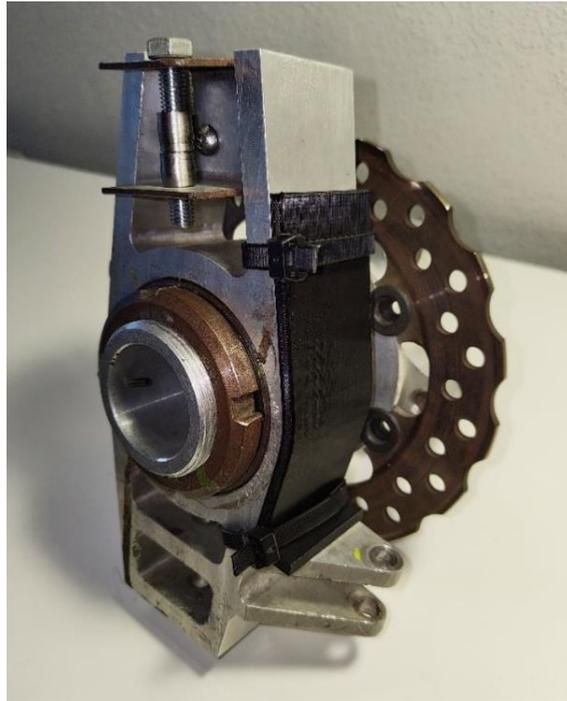


Figura 64. Instalación del conducto en la mangueta (1).



Figura 65. Instalación del conducto en la mangueta (2).

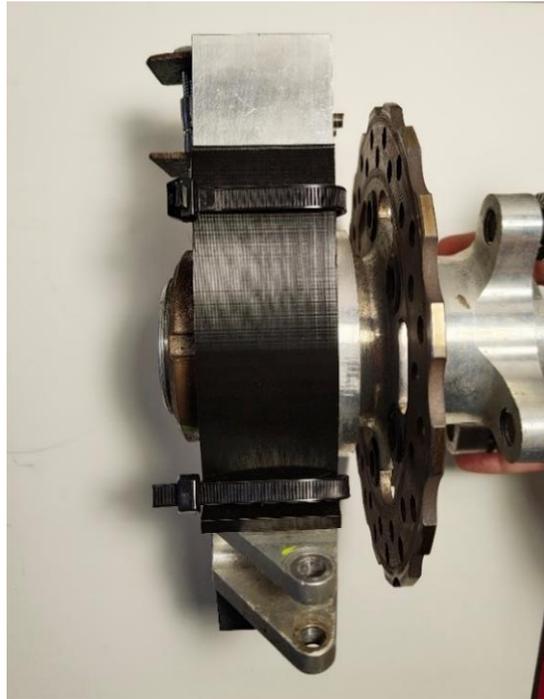


Figura 66. Instalación del conducto en la mangueta (3).

Esta instalación debe ser probada en circuito, ya que podría someterse a vibraciones que podrían desajustar la instalación. Sin embargo, se ha escogido este tipo de instalación para no tener que taladrar ni atornillar la mangueta y así no comprometer sus propiedades mecánicas.

8.5.2 Proceso de fabricación del conducto de refrigeración

Para fabricar el conducto se utilizará una impresora 3D. Primero, se debe preparar el archivo gcode, el cual es utilizado por las impresoras 3D y contiene toda la configuración necesaria poder realizar la impresión de los modelos. Para esto, se utiliza el Ultimaker Cura, un software gratuito que permite realizar la configuración para la impresión de forma rápida y sencilla.

El primer paso es exportar desde SolidWorks el archivo del conducto de refrigeración a STL, que define la geometría de objetos CAD excluyendo propiedades como color, texturas o propiedades físicas.

Luego, se abre el archivo STL en Ultimaker Cura, donde se debe haber configurado la impresora que se va a utilizar. Una vez cargado el modelo, se configuran los parámetros de impresión, que dependerán del material del filamento, la geometría de la pieza y el tipo de acabado deseado.

El material de impresión será PAHT CF15, por lo que se deben consultar las especificaciones del fabricante para conocer la temperatura debe tener la boquilla y la cama, el material de la cama, el diámetro y el material de la boquilla y la velocidad de impresión.

Parámetros recomendados de procesamiento para impresión 3D	
Temperatura de la boquilla	260 – 280 °C / 500 – 536 °F
Temperatura de la cámara de impresión	-
Temperatura de la cama	100 – 120 °C / 212 – 248 °F
Material de la cama	PEI o vidrio
Diámetro de la boquilla	≥ 0,6 mm, rubí o endurecida
Velocidad de impresión	30 - 80 mm/s

Figura 67. Parámetros recomendados para filamento PATH CF15.

En cuanto a la geometría de la pieza, se ha decidido colocarla en una posición que reduzca el tiempo de impresión. Además, incluirán soportes, obteniendo el siguiente modelo de impresión:

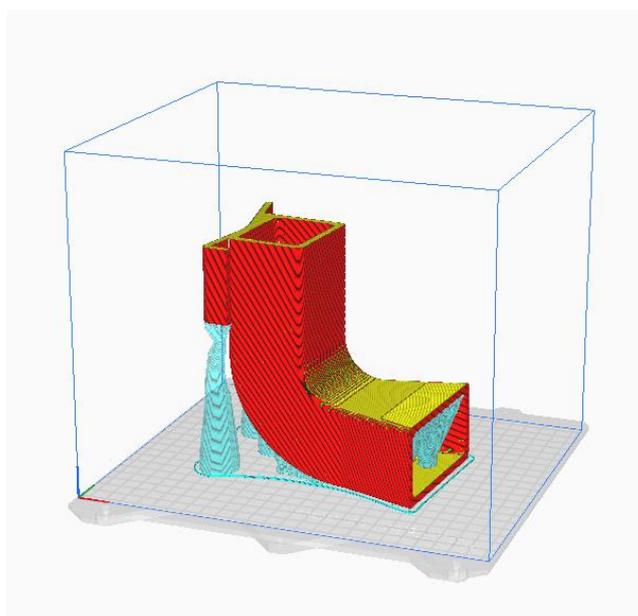


Figura 68. Modelo de impresión del conducto de refrigeración.

Finalmente, se ha escogido la altura de capa de 0,3 mm y un relleno del 20%, logrando un equilibrio entre un buen acabado superficial y una buena resistencia mecánica. Con estas características y utilizando la impresora Prusa i3 Mk3, disponible en la BiblioLab de la Universidad de La Laguna, la pieza se podrá fabricar en 10 horas y 34 minutos, utilizando un total de 162 g de material.

8.5.3 Resultado final

Finalmente, una vez explicado cómo se fabrica y se instala el conducto de refrigeración, se comparte el resultado del prototipo que se ha fabricado, donde su única diferencia con la pieza que se debería instalar en el coche es su material, ya que este prototipo se ha impreso en PLA.

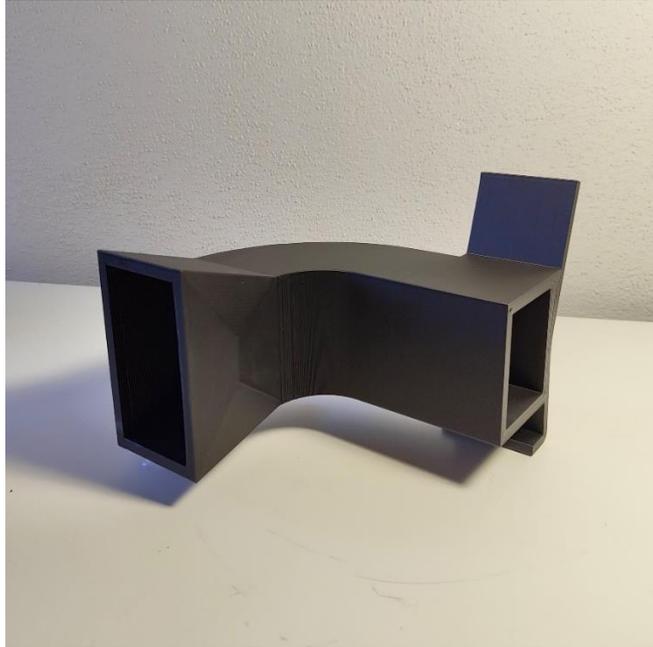


Figura 69. Prototipo final del conducto de refrigeración.

En las siguientes figuras se muestra cómo queda instalado el conducto en la mangueta, utilizando dos bridas.

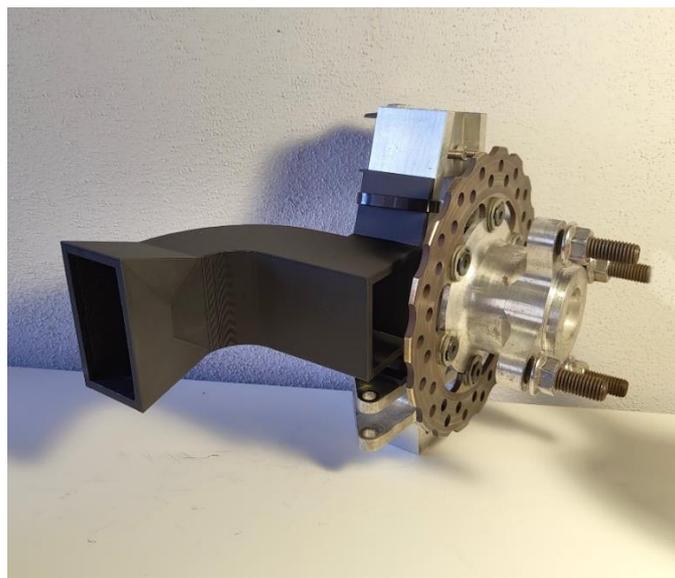


Figura 70. Ensamblaje del conducto de refrigeración (1).

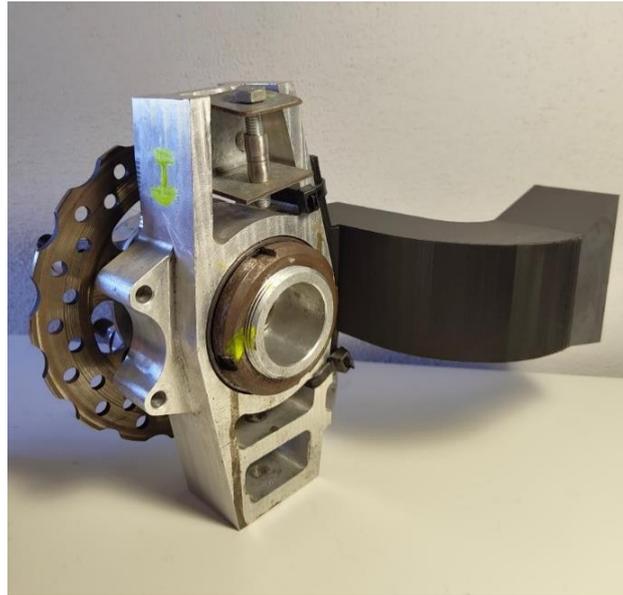


Figura 71. Ensamblaje del conducto de refrigeración (2).

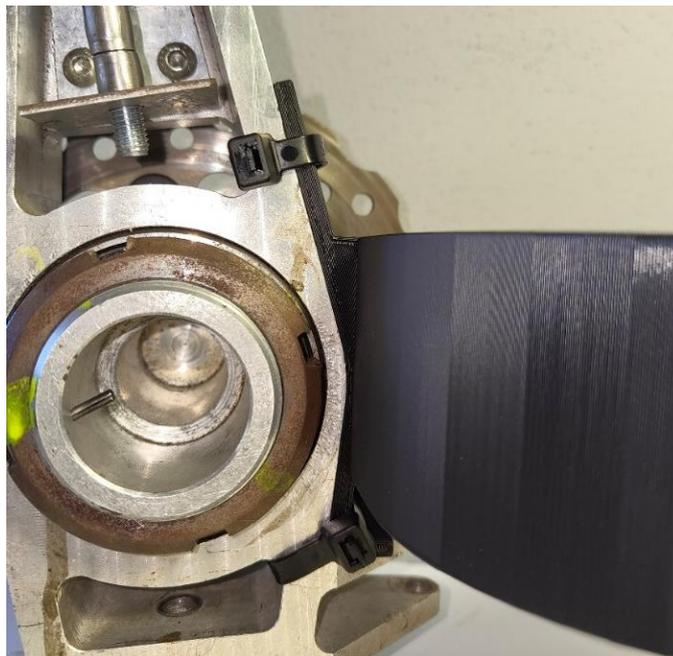


Figura 72. Detalle de cómo se colocan las bridas de sujeción.

Por último, se muestra cómo la boca de salida del flujo de aire queda bien ubicada para que el flujo haga contacto directo con el disco de freno.

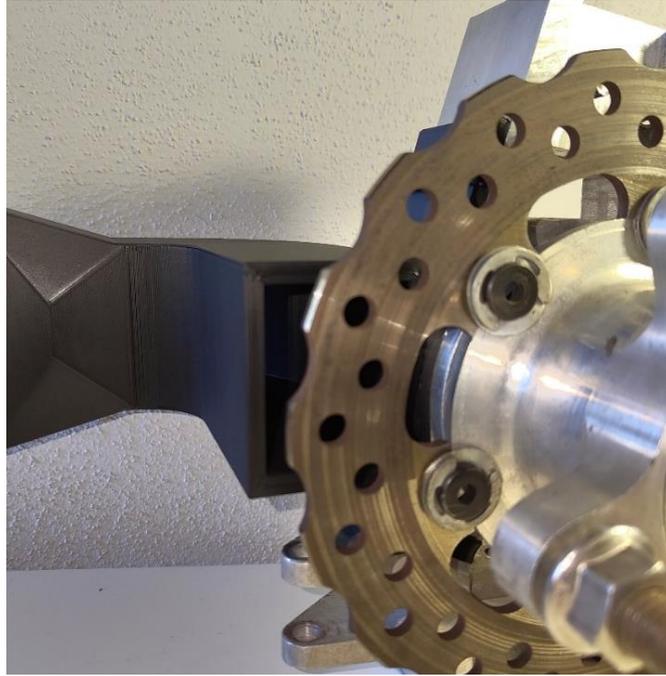


Figura 73. Detalle de la boca de salida del conducto.

9 CONCLUSIONES

En el presente proyecto se ha llevado a cabo un estudio del comportamiento del sistema de frenado de Formula Student de la Universidad de La Laguna, haciendo hincapié en el análisis térmico de los discos de freno en condiciones de frenada.

Utilizando los conceptos fundamentales de un sistema de frenado, detallados en el Anexo I, se evaluaron las características y el rendimiento del monoplaza durante un proceso de frenada.

A través de simulaciones realizadas según la metodología explicada en el anexo II, se llevó a cabo un análisis térmico de los discos de freno. Se observó que durante las frenadas se alcanzan temperaturas elevadas que podrían comprometer el rendimiento y eficiencia del sistema de frenado.

Se estudió la capacidad de refrigeración de los discos de freno mediante una serie de simulaciones, donde los resultados mostraron que la capacidad de enfriamiento de los discos no es suficiente para asegurar unas condiciones óptimas de funcionamiento.

Como solución a este problema, se propuso la incorporación de un conducto de refrigeración para los discos de freno, con el objetivo de resolver el problema de sobrecalentamiento y aumentar la eficiencia del proceso de enfriamiento.

Para ello, se demostró mediante simulaciones la efectividad del uso de este tipo de conductos y se diseñó un prototipo con el que los discos de freno aumentan la capacidad de enfriamiento.

Por último, se presentó cómo se debe fabricar, con qué material y cómo se debe ensamblar el conducto de refrigeración para su correcto funcionamiento.

10 BIBLIOGRAFÍA Y REFERENCIAS

- [1] Limpert, R. (1999). *Brake Desing and Safety*. SAE Internacional.
- [2] Luque, P., Álvarez, D., y Vera, C. (2004). *Ingeniería del automóvil. Sistemas y comportamiento dinámico*. Paraninfo.
- [3] Milliken, W. F., y Milliken, D. L. (1995). *Race car vehicle dynamics*. SAE International.
- [4] Rojas, V., Pancha, J., Romero, V. y Lema, J. (2021)- *Análisis de la eficiencia de un disco de freno convencional ventilado con respecto a un disco hiperventilado mediante mecanizado*. Ingenius, N.º25, (enero-junio), pp. 62-69. <https://doi.org/10.17163/ings.n25.2020.06>
- [5] García León, R. A., Echavez Díaz, R. D. y Flórez Solano, E. (2018). *Análisis termodinámico de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209*. INGE CUC, vol. 14, no. 2, pp.9-18, 2018. <http://doi.org/10.17981/ingecuc.14.2.2018.01>
- [6] *Para ETSEIB Motorsport, las piezas impresas en 3D conducen a la línea de meta*. (s.f). BCN3D. <https://www.bcn3d.com/es/etseib-motorsport-formula-student-piezas-impresas-3d/>
- [7] García-León, R. A. (2017) *Estudio térmico en tres frenos de disco ventilados, utilizando el análisis de elementos finitos*. DYNA 84 (200) 19-27, 2017.
- [8] *Formula Student World*. (s.f). Formula Student Spain. <https://www.formulastudent.es/home/formula-student/>
- [9] *Formula Student Rules 2024*. (s.f). Formula Student Germany. https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2024/rules/FS-Rules_2024_v1.1.pdf

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGÍA**

Grado en Ingeniería Mecánica

**ANEXO I: FUNDAMENTOS TEÓRICOS Y CÁLCULOS
ANALÍTICOS DEL SISTEMA DE FRENADO**

Trabajo de Fin de Grado

TÍTULO

**ESTUDIO DEL SISTEMA DE FRENADO Y
COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LOS
DISCOS DE FRENO DE UN MONOPLAZA DE
FORMULA STUDENT**

AUTOR

David Tort Valencia

TUTORA ACADÉMICA

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Julio de 2024

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN Y DATOS INICIALES	2
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS DEL SISTEMA DE FRENADO DE UN VEHÍCULO	3
2.1	Ecuación fundamental del frenado	4
2.1.1	Resistencia al avance por rodadura	5
2.1.2	Resistencia aerodinámica	5
2.1.3	Efecto de pendiente	6
2.1.4	Fuerza de frenado	6
3	CÁLCULO ANALÍTICO DE LAS FUERZAS QUE INTERVIENEN DURANTE LA FRENADA DEL VEHÍCULO	8
3.1	Resistencia al avance por rodadura	8
3.2	Resistencia aerodinámica	8
3.3	Efecto de pendiente	9
3.4	Fuerza de frenado	9
4	ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES.	10
4.1	Tiempo y distancia de frenado	10
4.2	Distribución de pesos. Efecto de la transferencia de peso	11
4.2.1	Distribución estática de pesos	11
4.2.2	Distribución de pesos en la dinámica de un proceso de frenado	12
5	CÁLCULO ANALÍTICO SOBRE EL ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES.....	13
5.1	Desaceleración del vehículo.....	13
5.2	Tiempo y distancia de frenado	13
5.3	Distribución de pesos	13
6	ANÁLISIS TÉRMICO.	15
6.1.1	Potencia térmica	15
6.1.2	Temperatura máxima del disco de freno	15
7	CÁLCULOS ANALÍTICOS SOBRE EL ANÁLISIS TÉRMICO.....	17
7.1	Potencia térmica	17
7.2	Temperatura máxima del disco de freno	17

1 INTRODUCCIÓN Y DATOS INICIALES

Para la realización de los cálculos en este anexo, se decide que el vehículo partirá de una velocidad inicial de 105 km/h y se considera que se corre en una superficie plana.

Por otro lado, en este punto se recopilan los datos iniciales para poder llevar a cabo los cálculos de los siguientes apartados. Cabe destacar que los datos relacionados con el vehículo de la Universidad de La Laguna han sido aportados por miembros del equipo.

Tabla 1. Datos sobre el monoplaza de FSULL-Dynamics.

Masa del vehículo m_v (kg)	300
Batalla L (m)	1,716
Distante entre eje delantero y CG L_1 (m)	0,858
Distante entre eje trasero y CG L_2 (m)	0,858
Distante entre eje delantero y CG h (m)	0,25
Coefficiente de fricción entre neumático y asfalto $\mu_{m\acute{a}x}$ (-)	1,6
Coefficiente de fricción entre pastilla y disco $\mu_{pastilla}$ (-)	0,4
Aceleración de la gravedad g ($\frac{m}{s^2}$)	9,81

2 FUNDAMENTOS TEÓRICOS DEL SISTEMA DE FRENADO DE UN VEHÍCULO

El sistema de frenado se trata de un componente fundamental tanto para la seguridad del conductor y sus pasajeros como para el rendimiento en los vehículos de competición.

Su principal función es reducir la velocidad o detener por completo el vehículo. Aplicando el principio de conservación de energía, derivada de la primera ley de la termodinámica, el sistema de frenado absorbe la energía cinética del vehículo en movimiento y la disipa como energía calorífica a través de la fricción entre las pastillas y los discos de freno. Por lo tanto, cuanto mayor sea la capacidad de disipación de calor de los discos de freno, mayor será la capacidad de frenado del vehículo.

En resumen, sabiendo que la energía cinética de un cuerpo en movimiento es:

$$\text{Energía cinética (J)} = Ec = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot V_v^2 \quad (\text{Ec. 1})$$

Donde:

- m_v (kg) es la masa del vehículo.
- V_v ($\frac{m}{s}$) es la velocidad del vehículo.

Y el sistema de frenado del vehículo genera un trabajo de frenado que permite disipar la energía cinética transformándola en energía calorífica, que se representa con la siguiente expresión:

$$\text{Energía calorífica (J)} = Q = m_{componentes} \cdot c_p \cdot \Delta T_{componentes} \quad (\text{Ec. 2})$$

Donde:

- $m_{componentes}$ (kg) es la masa de los componentes que absorben energía.
- c_p ($\frac{J}{kg \cdot K}$) es el calor específico de los componentes que absorben energía.
- $\Delta T_{componentes}$ (K) es el incremento de temperatura que sufren los componentes.

Igualando ambas expresiones, se puede demostrar la ley de conservación de energía que se produce en el sistema de frenado:

$$\frac{1}{2} \cdot m_v \cdot V_v^2 = m_{componentes} \cdot c_p \cdot \Delta T_{componentes} \quad (\text{Ec. 3})$$

Con esta relación, se deduce que el incremento de temperatura será directamente proporcional a la masa del vehículo. Esto implica que cuanto mayor sea el peso del vehículo, mayor será el incremento de temperatura de los componentes encargados en disipar el calor generado. Además, dado que la velocidad está elevada al cuadrado, un pequeño aumento en la velocidad provocará un gran incremento de temperatura.

2.1 Ecuación fundamental del frenado

Para la implementación de esta ecuación, se plantea un estudio donde el vehículo circula en línea recta y no sufre acciones laterales, despreciando los efectos de la suspensión. A continuación, se representa en la figura 1 cómo se plantea el análisis para la determinación de la ecuación fundamental del frenado.

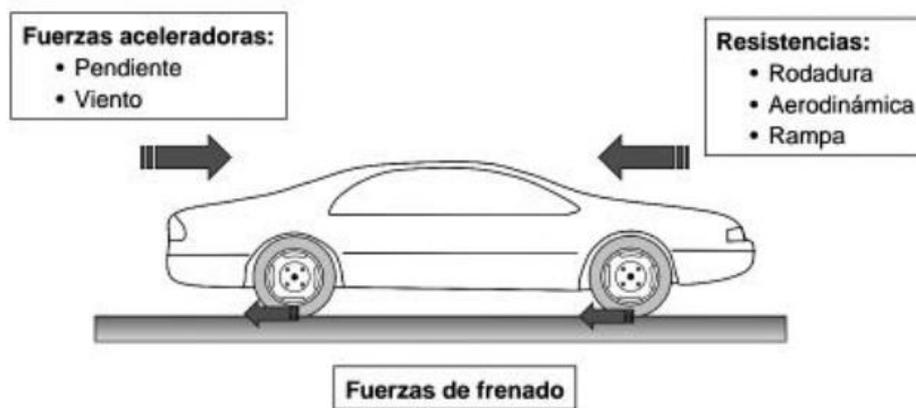


Figura 1. Fuerzas de frenado de un vehículo.

La ecuación fundamental del frenado viene dada por el equilibrio de fuerzas que favorecen y se oponen al movimiento del vehículo, que deberá ser igual al producto de la masa del vehículo con la desaceleración del vehículo.

$$\sum F_{resist} - \sum F_{accel} + F_f = m_v \cdot a \quad (\text{Ec. 4})$$

Donde:

- $\sum F_{resist}$ (N) son las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo.
- $\sum F_{accel}$ (N) son las fuerzas que favorecen al movimiento del vehículo.
- F_f (N) es la fuerza de frenado total que se generan entre las ruedas y la calzada provocadas por el sistema de frenos.
- a ($\frac{m}{s^2}$) es la desaceleración del vehículo.

Como se puede observar, se considera positivo todo efecto que se oponga al movimiento del vehículo y, positivo, todo aquel que favorezca al movimiento.

A continuación, se van a definir cada una de las fuerzas afectan al vehículo durante el proceso de frenado.

2.1.1 Resistencia al avance por rodadura

Cuando un neumático rueda sobre una superficie se produce un esfuerzo de rodadura que provoca una deformación por parte del neumático y de la superficie. Como resultado, la energía mecánica asociada a estas deformaciones se debe disipar en forma de calor, lo que produce el calentamiento del neumático.

La resistencia a la rodadura de un vehículo se puede expresar como una fuerza horizontal resultante del producto entre el peso total del vehículo y el coeficiente de resistencia a la rodadura.

$$F_r(N) = P \cdot f_r = m \cdot g \cdot f_r \quad (\text{Ec. 5})$$

Donde:

- $P (N)$ es el peso total del vehículo.
- f_r es el coeficiente de resistencia a la rodadura.

2.1.2 Resistencia aerodinámica

La resistencia aerodinámica de un vehículo tiene un efecto importante durante la frenada de un vehículo cuando se vienen de velocidades elevadas. Sin embargo, se podría considerar despreciables si se circula a velocidades bajas.

Esta fuerza de resistencia depende de algunas características del vehículo como su forma y el área frontal, así como la densidad del aire y la velocidad de circulación.

$$F_{xa}(N) = \frac{1}{2} \cdot \rho_{aire} \cdot C_x \cdot A_f \cdot V_v^2 \quad (\text{Ec. 6})$$

Donde:

- $\rho_{aire} \left(\frac{kg}{m^3}\right)$ es la densidad del aire.
- C_x es el coeficiente aerodinámico del vehículo.
- $A_f (m^2)$ es el área frontal del vehículo.

- $V_v \left(\frac{m}{s} \right)$ es la velocidad del vehículo.

2.1.3 Efecto de pendiente

El efecto de pendiente se produce cuando el vehículo circula sobre una superficie inclinada con un ángulo θ . Debido al peso del vehículo, se genera una fuerza gravitatoria que actuará como resistencia o fuerza aceleradora dependiendo del ángulo de la pendiente.

$$F_g(N) = P \cdot \text{sen}\theta \quad (\text{Ec. 7})$$

Donde:

- θ ($^\circ$) es el ángulo de la pendiente.

El ángulo se considera positivo al subir una pendiente, haciendo que la fuerza gravitatoria actúe como una resistencia. Por el contrario, cuando el ángulo es negativo, el vehículo desciende una pendiente y la fuerza gravitatoria se convierte en una fuerza aceleradora.

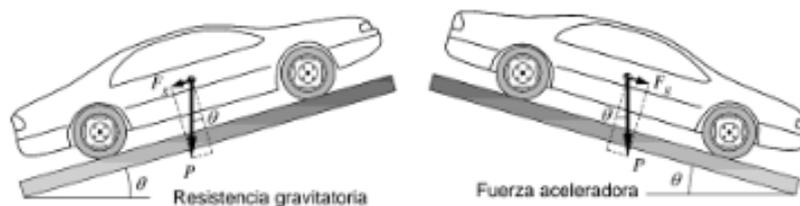


Figura 2. Representación de la fuerza generada por el efecto pendiente.

2.1.4 Fuerza de frenado

La fuerza de frenado es la que se desarrolla entre el neumático y el asfalto como reacción al par que se opone al movimiento del vehículo producido por el contacto entre los discos de frenos y las pastillas. Sin embargo, esta fuerza de frenado está limitada por la adherencia que tiene el neumático con la calzada. En caso de que se supere este límite, se producirá el bloqueo de las ruedas.

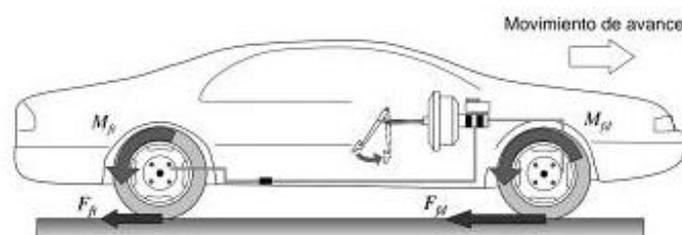


Figura 3. Representación de la fuerza de frenado.

Por tanto, para cuantificar la fuerza de frenado, se utiliza la siguiente expresión:

$$F_f = \begin{cases} \frac{M_f}{r_{neum}} = \frac{F_{disco} \cdot r_{disco}}{r_{neum}} \leq F_{adh\ máx} = P \cdot \mu_{máx}, & \text{Sin bloqueo de rueda} \\ F_z \cdot \mu_d, & \text{Con bloqueo de rueda} \end{cases} \quad (\text{Ec. 8})$$

Donde:

- M_f ($N \cdot m$) es momento de frenado que se genera por el contacto entre los discos y las pastillas.
- r_{neum} (m) es el radio del neumático.
- F_{disco} (N) es la fuerza que generan las pastillas sobre el disco de freno.
- r_{disco} (m) es el radio del disco de freno.
- $\mu_{máx}$ es el coeficiente de adherencia máximo que tiene el neumático con la calzada.
- μ_d es el coeficiente de adherencia superior al máximo permitido por el neumático y la calzada.

3 CÁLCULO ANALÍTICO DE LAS FUERZAS QUE INTERVIENEN DURANTE LA FRENADA DEL VEHÍCULO

Como se explicó en el apartado 2.1 de este Anexo, durante el proceso de frenado hay ciertos factores que afectan al vehículo durante el proceso de frenado. En este punto, se procede a calcular estas fuerzas para el coche de la universidad.

3.1 Resistencia al avance por rodadura

Para el cálculo de la resistencia al avance por rodadura, es esencial conocer el coeficiente de resistencia a la rodadura que tiene el vehículo.

Tabla 2.4 Coeficientes de resistencia al avance

Tipo de vehículo	Superficie		
	Hormigón o asfalto	Dureza media	Arena
Turismos	0,015	0,08	0,30
Camiones	0,012	0,06	0,25
Tractores	0,02	0,04	0,20

Figura 4. Tabla con los coeficientes de resistencia al avance por rodadura.

Al observar la tabla de la figura 4, se tomará un coeficiente de resistencia al avance por rodadura de 0,015 para el monoplaza. Esta decisión se basa en que la superficie de carrera siempre será asfalto, y el tipo de vehículo más similar dentro de las opciones es el turismo.

Con este dato, ya se puede calcular la fuerza generada por la resistencia al avance por rodadura:

$$F_r = P \cdot f_r = m \cdot g \cdot f_r = 300 \cdot 9,81 \cdot 0.015 = 44,15 \text{ N} \quad (\text{Ec. 9})$$

3.2 Resistencia aerodinámica

En este caso, para poder calcular la resistencia aerodinámica que se ejerce sobre el vehículo durante el proceso de frenado, es necesario conocer el área frontal del vehículo, el coeficiente aerodinámico, la densidad del aire y la velocidad de circulación.

Tabla 2. Datos para el cálculo de la fuerza aerodinámica en frenada.

Área frontal del vehículo A_f (m^2)	1
Coeficiente aerodinámico del vehículo C_x (-)	0,3
Densidad del aire ρ_{aire} ($\frac{kg}{m^3}$)	1,29

Velocidad del vehículo $V_v \left(\frac{km}{h}\right)$	105
Velocidad del vehículo $V_v \left(\frac{m}{s}\right)$	29,17

Una vez recogidos estos datos, la fuerza de resistencia aerodinámica es:

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \cdot \rho_{aire} \cdot C_x \cdot A_f \cdot V_v^2 = \frac{1}{2} \cdot 1,29 \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 29,17^2 = 164,65 \text{ N} \quad (\text{Ec.10})$$

3.3 Efecto de pendiente

Como se comenta en el primer apartado, se ha supuesto que el vehículo corre sobre una superficie plana, por lo que se será despreciable este efecto en los cálculos.

3.4 Fuerza de frenado

En este apartado se va a calcular la fuerza de frenado máxima que podrá ejercer el vehículo sin que se produzca el fenómeno de bloqueo de las ruedas, de modo que dicha fuerza vendrá dada por el producto entre el peso total del vehículo y el coeficiente de fricción máximo que tiene el neumático con el asfalto.

$$F_f = F_{adh \text{ máx}} = P \cdot \mu_{máx} = 300 \cdot 9,81 \cdot 1,6 = 4708,8 \text{ N} \quad (\text{Ec.11})$$

4 ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES.

En este apartado se explica cómo determinar tres factores fundamentales del sistema de frenado: la distancia de frenado, el tiempo de frenado y el reparto de frenado óptimo para el vehículo.

4.1 Tiempo y distancia de frenado

Para poder obtener la distancia de frenado, se debe que tener en cuenta todas las fuerzas de frenado que intervienen en el vehículo durante el proceso de frenado, para poder obtener, en primer lugar, a que ritmo desacelera el coche. Por tanto, partiendo de la ecuación fundamental de frenado, primero se calcula la desaceleración del vehículo.

$$a \left(\frac{m}{s^2} \right) = \frac{F_f + F_g + F_r + F_{xa}}{m} \quad (\text{Ec.12})$$

Donde:

- F_f (N) es la fuerza de frenado total del vehículo.
- F_g (N) es la fuerza debida al efecto pendiente.
- F_r (N) es la fuerza debida al efecto de rodadura.
- F_{xa} (N) es la fuerza debida a la resistencia aerodinámica.

Una vez se conoce a qué ritmo desacelera el vehículo, se puede calcular el tiempo que tarda en frenar desde una velocidad inicial V_0 hasta detenerse por completo.

$$a = \frac{V_0}{t} \rightarrow t(s) = \frac{V_0}{a} \quad (\text{Ec.13})$$

Donde:

- $t(s)$ es el tiempo de frenado del vehículo.
- $a \left(\frac{m}{s^2} \right)$ es la desaceleración del vehículo.
- $V_0 \left(\frac{m}{s} \right)$ es la velocidad inicial del vehículo.

Por último, para determinar la distancia total de frenado a partir de la velocidad inicial y el tiempo de frenado, se integra la función de velocidad respecto al tiempo, obteniendo la siguiente expresión:

$$V(t) = \frac{dS}{dt} = V_0 - a \cdot t \rightarrow S = \int_0^t V(t) dt \quad (\text{Ec.14})$$

$$S(m) = \int_0^t (V_0 - a \cdot t) dt = V_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 \quad (\text{Ec.15})$$

4.2 Distribución de pesos. Efecto de la transferencia de peso

En este apartado se explicará cuál es la distribución de pesos estática de un vehículo y la distribución de pesos dinámica durante el proceso de frenado.

4.2.1 Distribución estática de pesos

En primer lugar, para realizar el estudio de la distribución estática de pesos, se debe conocer el peso del vehículo, su centro de gravedad y la batalla (distancia entre eje delantero y eje trasero).

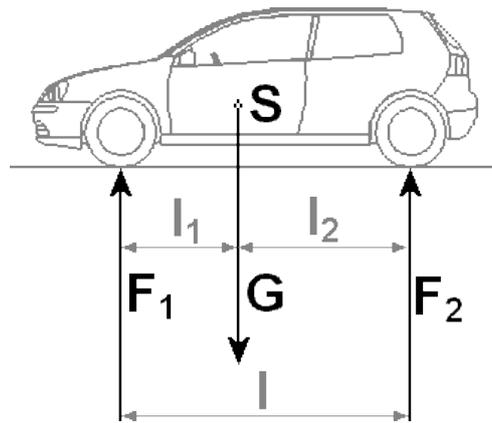


Figura 5. Distribución estática de pesos de un vehículo.

Con estos datos, para calcular cuál es el peso correspondiente en cada eje, se realiza un sumatorio de momentos en cada uno, lo que permite determinar el peso que soporta cada eje.

$$\sum M_{eje\ delantero} = 0 \rightarrow -P \cdot L_1 + P_t \cdot L = 0 \rightarrow P_t = \frac{P \cdot L_1}{L} \quad (\text{Ec.16})$$

$$\sum M_{eje\ trasero} = 0 \rightarrow P \cdot L_2 - P_1 \cdot L = 0 \rightarrow P_d = \frac{P \cdot L_2}{L} \quad (\text{Ec.17})$$

Por tanto, una vez se conoce el peso que soporta cada eje, se puede conocer cuál es la distribución de pesos estática que tiene el vehículo.

$$\text{Distribución peso eje delantero (\%)} = \frac{P_d}{P} \cdot 100 \quad (\text{Ec.18})$$

$$\text{Distribución peso eje trasero (\%)} = \frac{P_t}{P} \cdot 100 \quad (\text{Ec.19})$$

4.2.2 Distribución de pesos en la dinámica de un proceso de frenado

Durante el proceso de frenado, se produce un efecto de inercia que incrementa la fuerza ejercida sobre el eje delantero mientras disminuye la fuerza en el eje trasero en igual proporción. Este fenómeno, conocido como transferencia de carga, es el que provoca el movimiento de cabeceo en un vehículo durante el frenado.

Para calcular la transferencia de carga, se utiliza la siguiente expresión:

$$TP(N) = \left(\frac{a}{g}\right) \cdot \left(\frac{h}{L}\right) \cdot P \quad (\text{Ec.20})$$

Donde:

- $a \left(\frac{m}{s^2}\right)$ es la desaceleración del vehículo.
- $g \left(\frac{m}{s^2}\right)$ es la aceleración gravitatoria.
- $h (m)$ es la altura desde el suelo al CG del vehículo.
- $L (m)$ es la batalla del vehículo.

Una vez conocido esta transferencia de peso, se puede determinar cuál es la carga que se produce en cada eje y la distribución de pesos durante el proceso de frenado.

$$P_{d,f}(N) = P_d + TP \quad (\text{Ec.21})$$

$$P_{d,t}(N) = P_t - TP \quad (\text{Ec.22})$$

$$\text{Distribución peso eje delantero (\%)} = \frac{P_{d,f}}{P} \cdot 100 \quad (\text{Ec.23})$$

$$\text{Distribución peso eje trasero (\%)} = \frac{P_{t,f}}{P} \cdot 100 \quad (\text{Ec.24})$$

5 CÁLCULO ANALÍTICO SOBRE EL ANÁLISIS DE LAS PRESTACIONES.

Una vez se conoce cómo calcular algunas de las prestaciones más relevantes cuando se estudia el sistema de frenado de un vehículo, se procede a estudiar el monoplaza de Formula Student de la Universidad de La Laguna.

5.1 Desaceleración del vehículo

A partir de la ecuación fundamental de frenado, y conociendo el valor de las fuerzas que intervienen en el proceso de frenado, se puede obtener fácilmente la desaceleración del vehículo.

$$F_r + F_{xa} + F_g + F_f = m_v \cdot a \rightarrow a = \frac{F_f + F_g + F_r + F_{xa}}{m} \quad (\text{Ec.25})$$

$$a = \frac{4708,8 + 44,15 + 165,65}{300} = 16,40 \left(\frac{m}{s^2}\right) \quad (\text{Ec.26})$$

Como se puede observar, el valor de la desaceleración depende principalmente la fuerza de frenado aplicada. En este caso, se está estudiando la fuerza de frenado máxima que el vehículo puede realizar sin que los neumáticos bloqueen. Por lo tanto, el valor de la desaceleración representa el máximo posible que el coche puede alcanzar.

5.2 Tiempo y distancia de frenado

A continuación, se calcula cuanto es el tiempo de frenado que toma el vehículo hasta detenerse por completo, tomando la desaceleración máxima.

$$t = \frac{V_v}{a} = \frac{29,17}{16,40} = 1,78 \text{ s} \quad (\text{Ec.27})$$

Y, por otra parte, se calcula la distancia de frenado:

$$S = V_0 \cdot t - \frac{1}{2} \cdot a \cdot t^2 = 29,17 \cdot 1,78 - \frac{1}{2} \cdot 16,4 \cdot 1,78^2 = 25,94 \text{ m} \quad (\text{Ec.28})$$

5.3 Distribución de pesos

En primer lugar, se calcula la distribución estática de pesos que tiene el coche, siguiendo las indicaciones del apartado 4.4.2.1 de la Memoria.

$$P_d = \frac{P \cdot L_2}{L} = \frac{300 \cdot 9,81 \cdot 0,858}{1,716} = 1471,50 \text{ N} \quad (\text{Ec.29})$$

$$P_t = \frac{P \cdot L_1}{L} = \frac{300 \cdot 9,81 \cdot 0,858}{1,716} = 1471,50 \text{ N} \quad (\text{Ec.30})$$

Por tanto, una vez conocido el peso que soporta cada eje, se puede obtener la distribución de pesos que tiene el vehículo en parado:

$$\text{Distribución peso eje delantero (\%)} = \frac{P_d}{P} \cdot 100 = \frac{1471,5}{300 \cdot 9,81} \cdot 100 = 50\% \quad (\text{Ec.31})$$

$$\text{Distribución peso eje trasero (\%)} = \frac{P_t}{P} \cdot 100 = \frac{1471,5}{300 \cdot 9,81} \cdot 100 = 50\% \quad (\text{Ec.32})$$

Por otro lado, para un proceso de frenada, el reparto de pesos es distinto, ya que se sobrecarga el eje delantero y se libera el trasero.

Primero se debe calcular la transferencia de peso que se genera:

$$TP(N) = \left(\frac{a}{g}\right) \cdot \left(\frac{h}{L}\right) \cdot P = \left(\frac{16,40}{9,81}\right) \cdot \left(\frac{0,25}{1,716}\right) \cdot 300 \cdot 9,81 = 716,78 \text{ N} \quad (\text{Ec.33})$$

Con ese valor calculado, se determina el peso que soporta cada eje durante el proceso de frenado y la distribución de peso correspondiente:

$$P_{d,f}(N) = P_d + TP = 1471,50 + 716,78 = 2188,28 \text{ N} \quad (\text{Ec.34})$$

$$P_{a,t}(N) = P_t - TP = 1471,50 - 716,78 = 754,72 \text{ N} \quad (\text{Ec.35})$$

$$\begin{aligned} \text{Distribución peso eje delantero (\%)} &= \frac{P_{d,f}}{P} \cdot 100 = \\ &= \frac{2188,28}{300 \cdot 9,81} \cdot 100 = 74,36 \% \end{aligned} \quad (\text{Ec.36})$$

$$\begin{aligned} \text{Distribución peso eje trasero (\%)} &= \frac{P_{a,t}}{P} \cdot 100 = \\ &= \frac{754,72}{300 \cdot 9,81} \cdot 100 = 25,64 \% \end{aligned} \quad (\text{Ec.37})$$

6 ANÁLISIS TÉRMICO.

En este apartado se explica cómo realizar los cálculos de la potencia térmica generada por el vehículo y la temperatura máxima alcanzada por los discos durante el proceso de frenado.

Conocer la distribución de temperatura y la generación de calor del vehículo es un factor crucial para poder evaluar el rendimiento y la eficiencia del sistema de frenado, para así poder evitar problemas por fallos térmicos.

6.1.1 Potencia térmica

Partiendo del concepto explicado en el apartado 2 del Anexo, donde se detalla que el sistema de frenado se encarga de transformar la energía cinética del vehículo en movimiento en energía calorífica disipada por los discos de freno, se puede determinar el trabajo calorífico y, por ende, la potencia calorífica generada durante el proceso de frenado.

Para cuantificar el trabajo calorífico generado, primero se debe calcular la energía cinética producida por el vehículo:

$$E_c (J) = Q (J) = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot V_v^2 \quad (\text{Ec.38})$$

Una vez conocido el trabajo calorífico que genera el vehículo, si se conoce el tiempo de frenado, se puede obtener la potencia calorífica:

$$\dot{Q} (W) = \frac{E_c}{t} = \frac{Q}{t} \quad (\text{Ec.39})$$

Por tanto, para poder cuantificar la potencia térmica que genera el vehículo y que debe ser disipada por los discos de freno, sólo es necesario conocer la masa del vehículo, la velocidad inicial a la que corre y el tiempo de frenado.

6.1.2 Temperatura máxima del disco de freno

En cuanto a la temperatura máxima que alcanzan los discos de freno, primero se debe saber cuáles son los que más se sobrecalientan. Como ya se ha explicado anteriormente, durante el proceso de frenado se produce una sobrecarga en el eje delantero, lo que significa que los discos de freno en el eje delantero sufren mayores esfuerzos respecto a los discos traseros. Por tanto, los discos delanteros tienen que disipar más calor y, en consecuencia, alcanzan temperaturas más elevadas.

Para saber la energía calorífica que disipa el eje delantero, es necesario conocer la distribución de pesos que tiene el vehículo durante la frenada:

$$Q_{eje\ del} (J) = Q \cdot \frac{P_{d,f}}{P} \quad (\text{Ec.40})$$

Una vez se conoce este dato y considerando que hay dos discos de freno en el eje, se distribuye la cantidad de calor equitativamente entre ambos discos, dando lugar a la energía calorífica que cada disco debe disipar:

$$Q_{disco\ del} (J) = \frac{Q_{eje\ del}}{2} \quad (\text{Ec.41})$$

Finalmente, con la expresión de la energía calorífica que disipa un disco de freno del eje delantero, se puede determinar la temperatura máxima del disco a través de la siguiente expresión:

$$Q_{disco}(J) = m_{disco} \cdot c_{p,disco} \cdot \Delta T = m_{disco} \cdot c_{p,disco} \cdot (T_{max} - T_i) \quad (\text{Ec.42})$$

$$T_{max}(^{\circ}C) = \frac{Q_{disco}}{m_{disco} \cdot c_{p,disco}} + T_i \quad (\text{Ec.43})$$

Donde:

- m_{disco} (kg) es la masa del disco de freno.
- c_p ($\frac{J}{kg \cdot ^{\circ}C}$) es el calor específico del disco de freno.
- ΔT ($^{\circ}C$) es el incremento de temperatura que sufre el disco.
- T_{max} ($^{\circ}C$) es la temperatura máxima que consigue alcanzar el disco de freno.
- T_i ($^{\circ}C$) es la temperatura inicial que tiene el disco de freno antes de comenzar a frenar.

7 CÁLCULOS ANALÍTICOS SOBRE EL ANÁLISIS TÉRMICO.

A continuación, se procede a realizar los cálculos analíticos sobre el análisis térmico del vehículo, considerando que el coche circula a 105 km/h y realiza una frenada utilizando su capacidad máxima, por lo que se detiene tras 1,78 segundos.

7.1 Potencia térmica

Para calcular la potencia térmica, primero se debe determinar la energía cinética producida por el vehículo:

$$E_c = Q = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot V_v^2 = \frac{1}{2} \cdot 300 \cdot 29,17^2 = 127633,34 J \quad (\text{Ec.44})$$

A continuación, como se conoce el tiempo en el que el vehículo se detiene, 1,78 segundos, se calcula la potencia calorífica generada:

$$\dot{Q} = \frac{E_c}{t} = \frac{Q}{t} = \frac{127633,34}{1,78} = 71704,12 W \quad (\text{Ec.45})$$

Esta es la potencia calorífica que se genera y que debe ser disipada por los discos de freno cuando el vehículo realiza una frenada utilizando su capacidad máxima, partiendo de una velocidad de 105km/h.

7.2 Temperatura máxima del disco de freno

Para comenzar con el cálculo de la temperatura máxima de los discos de frenos, se debe calcular el trabajo calorífico que deben disipar los discos de cada eje. Para estos cálculos, se asume que la distribución de pesos del vehículo durante el proceso de frenado es del 75% en el eje delantero y del 25% en el eje trasero.

$$Q_{eje\ del} = Q \cdot \frac{P_{d,f}}{P} = 127633,34 \cdot 0,75 = 95725,01 J \quad (\text{Ec.46})$$

$$Q_{eje\ tras} = Q \cdot \frac{P_{d,f}}{P} = 127633,34 \cdot 0,25 = 31908,33 J \quad (\text{Ec.47})$$

Conociendo el trabajo que disipa cada eje, se debe obtener el que disipa cada disco.

$$Q_{disco\ del} = \frac{Q_{eje\ del}}{2} = \frac{95725,01}{2} = 47862,51 J \quad (\text{Ec.48})$$

$$Q_{disco\ tras} = \frac{Q_{eje\ tras}}{2} = \frac{31908,33}{2} = 15954,17 J \quad (\text{Ec.49})$$

Finalmente, para poder calcular la temperatura máxima de los discos, se debe conocer la masa de los discos de freno, el calor específico y la temperatura inicial antes del proceso de frenado. En el caso del vehículo de la universidad, los discos son de fundación gris, tienen un peso de 370 gramos, un calor específico de 510 J/kg·°C y se considera que la temperatura inicial es de 40°C.

Con estos datos, se puede proceder al cálculo de la temperatura máxima de los discos:

$$T_{max,disco\ del} = \frac{Q_{disco\ del}}{m_{disco} \cdot c_{p,disco}} + T_i = \frac{47862,51}{0,370 \cdot 510} + 40 = 293,64\ ^\circ C \quad (Ec.50)$$

$$T_{max,disco\ del} = \frac{Q_{disco\ tras}}{m_{disco} \cdot c_{p,disco}} + T_i = \frac{15954,17}{0,370 \cdot 510} + 40 = 124,55\ ^\circ C \quad (Ec.51)$$

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGIA**

Grado en Ingeniería Mecánica

**ANEXO II: SIMULACIONES COMPUTACIONALES DEL
COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LOS DISCOS DE
FRENO**

Trabajo de Fin de Grado

TÍTULO

**ESTUDIO DEL SISTEMA DE FRENADO Y
ENFRIAMIENTO DE LOS DISCOS DE FRENO
DE UN MONOPLAZA DE FORMULA
STUDENT**

AUTOR

David Tort Valencia

TUTORA ACADÉMICA

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Julio de 2024

ÍNDICE

1	INTRODUCCIÓN Y DATOS INICIALES	2
2	CONDICIONES INICIALES PARA LAS SIMULACIONES.....	3
3	CÁLCULO DE LA POTENCIA CALORÍFICA GENERADA DURANTE EL PROCESO DE FRENADO DE 5 SEGUNDOS	5
4	SIMULACIÓN DEL CALENTAMIENTO DE LOS DISCOS DE FRENO MEDIANTE UN ANÁLISIS ESTRUCTURAL TÉRMICO DE RÉMIGEN TRANSITORIO	6
4.1	Configuración para el análisis térmico de régimen transitorio.	6
5	SIMULACIÓN DEL CALENTAMIENTO DE LOS DISCOS DE FRENO MEDIANTE CFD.....	8
5.1	Configuración para la simulación dinámica de fluidos.....	8
6	SIMULACIÓN DEL ENFRIAMIENTO DE LOS DISCOS DE FRENO MEDIANTE CFD.....	12
6.1	Comparación del proceso de enfriamiento entre el disco de freno sólido y el disco de freno perforado.....	12
6.1.1	Configuración para la simulación CFD.....	12

1 INTRODUCCIÓN Y DATOS INICIALES

Este anexo se utiliza para tener los datos para la realización del estudio computacional del proceso de calentamiento de los discos de freno. Como se comenta en el apartado 6 de la memoria, se estudia la siguiente situación: el vehículo parte de una velocidad inicial de 105 km/h y realiza una frenada durante 5 segundos, recorriendo un total de 100 metros. Además, se considera una temperatura inicial de 40°C.

A continuación, se comparte una tabla donde se recogen los datos necesarios para poder realizar las simulaciones requeridas.

Tabla 1. Datos sobre el monoplaza de FSULL-Dynamics.

Masa del vehículo m_v (kg)	300
Velocidad inicial del vehículo V_v (km/h)	105
Tiempo de frenado t (s)	5
Distancia de frenado d (m)	100
Distribución de pesos eje delantero $\frac{P_{d,f}}{P}$ (-)	0,75

2 CONDICIONES INICIALES PARA LAS SIMULACIONES.

Las simulaciones se llevarán a cabo utilizando dos modelos diferentes de discos de freno. El primer modelo utilizado es el utilizado actualmente por el equipo, con un diámetro de 182,5 cm y un espesor de 4 mm (Figura 1). El segundo modelo es un disco sólido con el mismo diámetro y espesor (Figura 2).

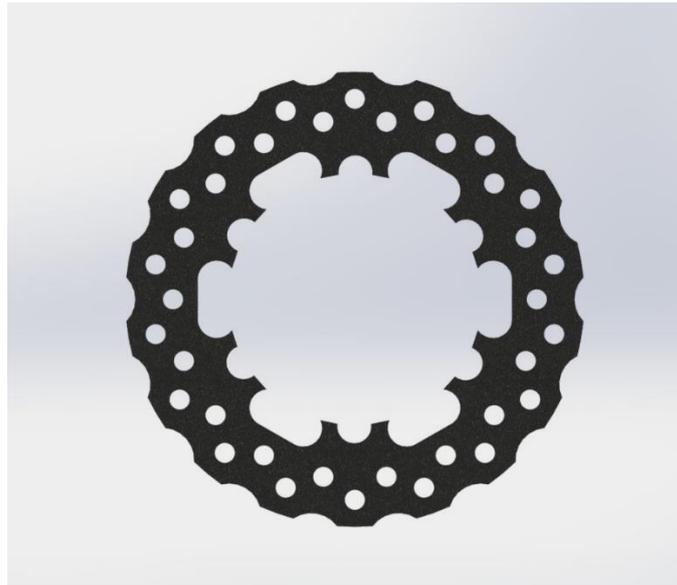


Figura 1. Disco de freno perforado.

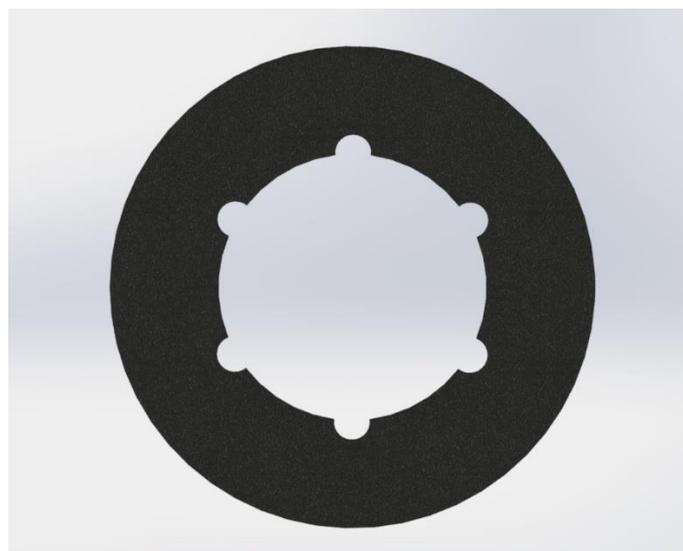


Figura 2. Disco de freno sólido.

También es necesario conocer las propiedades físicas de cada tipo de discos. A continuación, se presentan las propiedades del disco de freno perforado y del disco de freno sólido.

Masa = 370.37 gramos
 Volumen = 51440.21 milímetros cúbicos
 Área de superficie = 33957.30 milímetros cuadrados

Figura 3. Propiedades físicas del disco de freno perforado.

Masa = 509.72 gramos
 Volumen = 70794.08 milímetros cúbicos
 Área de superficie = 39193.27 milímetros cuadrados

Figura 4. Propiedades físicas del disco de freno sólido.

Por último, el material utilizado para los discos es fundición gris, cuyas propiedades en SolidWorks son las siguientes:

Propiedad	Valor	Unidades
Módulo elástico	66178.1	N/mm ²
Coefficiente de Poisson	0.27	N/D
Módulo cortante	50000	N/mm ²
Densidad de masa	7200	kg/m ³
Límite de tracción	151.658	N/mm ²
Límite de compresión	572.165	N/mm ²
Límite elástico		N/mm ²
Coefficiente de expansión térmica	1.2e-05	/K
Conductividad térmica	45	W/(m·K)
Calor específico	510	J/(kg·K)
Cociente de amortiguamiento del material		N/D

Figura 5. Propiedades de fundición gris en SolidWorks.

3 CÁLCULO DE LA POTENCIA CALORÍFICA GENERADA DURANTE EL PROCESO DE FRENADO DE 5 SEGUNDOS

Dadas las condiciones especificadas anteriormente, para un proceso de frenado donde el vehículo se pesa 300 kg y se desplaza a una velocidad de 105 km/h, se genera la siguiente cantidad de energía cinética:

$$E_c = \frac{1}{2} \cdot m_v \cdot V_v^2 = \frac{1}{2} \cdot 300 \cdot 29,17^2 = 127633,34 J \quad (\text{Ec. 1})$$

Y puesto que se ha decidido que el tiempo de frenado será 5 segundos, la potencia calorífica generada será:

$$\dot{Q} = \frac{E_c}{t} = \frac{127633,34}{5} = 25526,67 W \quad (\text{Ec. 2})$$

Por último, para la realización de las simulaciones, se quiere estudiar el caso de un solo disco, en concreto, uno del eje delantero, ya que son los más solicitados. De modo que la potencia generada en un disco delantero es:

$$\dot{Q}_{disco,del} = \frac{\dot{Q} \cdot \frac{P_{d,f}}{P}}{2} = \frac{127633,34 \cdot 0,75}{2} = 9572,50 W \quad (\text{Ec. 3})$$

4 SIMULACIÓN DEL CALENTAMIENTO DE LOS DISCOS DE FRENO MEDIANTE UN ANÁLISIS ESTRUCTURAL TÉRMICO DE RÉGIMEN TRANSITORIO

En este caso, se estudia el calentamiento de los discos de freno utilizando la herramienta Simulation de SolidWorks, ya que permite realizar un análisis térmico de régimen transitorio.

4.1 Configuración para el análisis térmico de régimen transitorio.

En primer lugar, para llevar a cabo este tipo de análisis en SolidWorks hay que especificar, dentro del estudio térmico, que se hará un análisis de régimen transitorio. Además, se especifica que el tiempo de duración del estudio es de 5 segundos.

Tras esto, se debe aplicar el material del sólido (fundición gris) y especificar las condiciones de contorno térmico, ya que SolidWorks Simulation simula la distribución de temperatura en el sólido mediante las ecuaciones de conducción y las condiciones de contorno aplicadas al modelo.

Para esta simulación se aplican las siguientes condiciones:

- La temperatura inicial del disco será de 40 °C.
- La potencia calorífica generada durante el proceso de frenado a lo largo de la superficie de contacto entre las pastillas y el disco de freno obtenida en la ecuación 3 del Anexo (Apartado 3).
- Un flujo de convección aplicada en las caras de todo el sólido. Dicho valor se obtiene de la simulación dinámica de flujo realizada anteriormente, para obtener resultados similares respecto a la simulación CFD.

Por último, al igual que en la simulación CFD, se debe crear el mallado del sólido. En el caso del disco perforado, la malla es la representada en la siguiente figura:

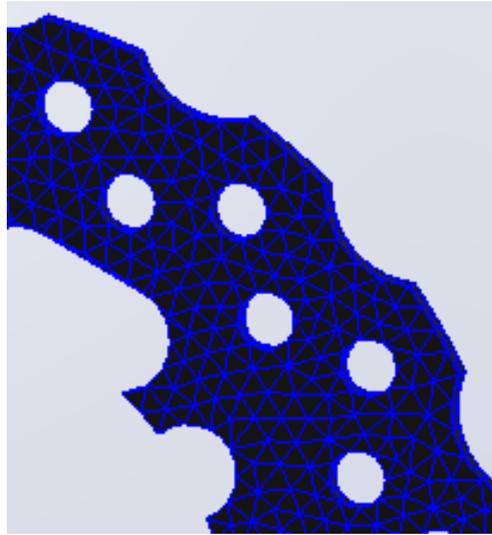


Figura 6. Malla del disco de freno perforado en el análisis térmico de régimen transitorio.

Tras realizar estos pasos, ya se puede proceder a la simulación de este análisis.

5 SIMULACIÓN DEL CALENTAMIENTO DE LOS DISCOS DE FRENO MEDIANTE CFD

El primer estudio de calentamiento de los discos de freno se realizará utilizando la herramienta Flow Simulation de SolidWorks, que es la correspondiente para poder realizar una simulación dinámica de fluidos en este software.

5.1 Configuración para la simulación dinámica de fluidos.

Para la realización de esta simulación, hay que configurar al simulador dependiendo del tipo de estudio que se quiera realizar. En este caso, se realizará un análisis externo donde se tendrán en cuenta las siguientes condiciones físicas: el flujo de un fluido (aire), conducción de calor en los sólidos y simulación dependiente del tiempo.

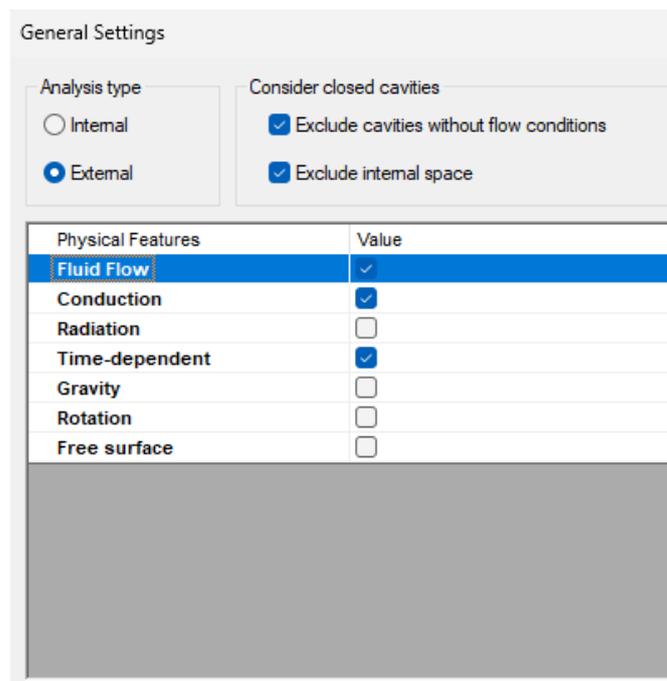


Figura 7. Ajustes generales de la simulación dinámica de fluidos.

En cuanto a las condiciones ambientales, se considera una temperatura es de 40°C y una presión atmosférica de 101,325 kPa. Además, debido a que se trata de una frenada que reduce la velocidad de 105 km/h hasta detenerse, se toma un valor medio de la velocidad del flujo de aire, 52.5 km/h. También se asume que el flujo de aire incide sobre el perfil del disco de freno. En cuanto al tiempo de simulación, como se comentó en la memoria, es de 5 segundos.

Por otra parte, también se debe configurar el dominio computacional. Este dominio es el volumen de espacio por donde el programa simula la dinámica del fluido. Para este primer estudio, el dominio es el estipulado por el cubo gris sombreado de la siguiente imagen:

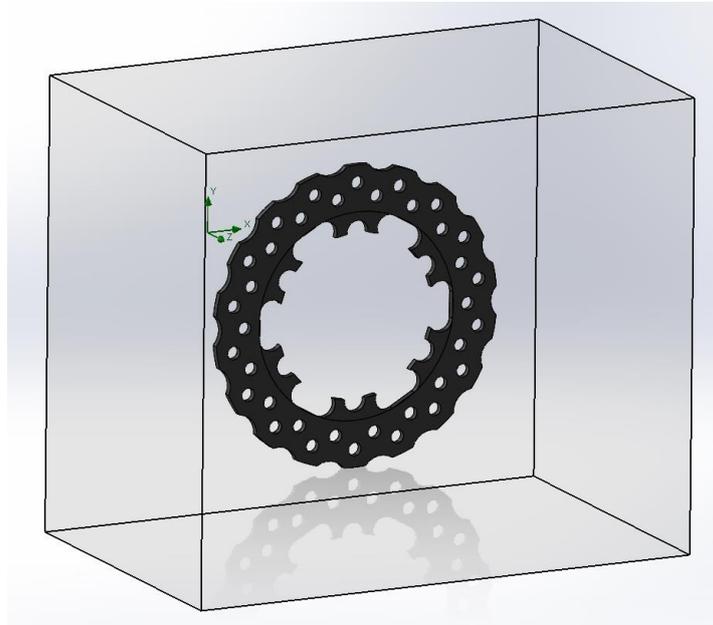


Figura 8. Dominio computacional para la simulación dinámica de fluidos.

Para poder obtener el proceso de calentamiento durante el proceso de frenado, se configura que hay una generación de calor en la zona de contacto entre las pastillas de freno y el disco. Dado que no es posible simular la rotación del disco mientras está en movimiento, se asume que la generación de calor se distribuye uniformemente a lo largo de toda la superficie de contacto entre las pastillas y el disco. El valor de la generación de calor en estas condiciones se calcula en la ecuación 3 de este anexo (Apartado 3).

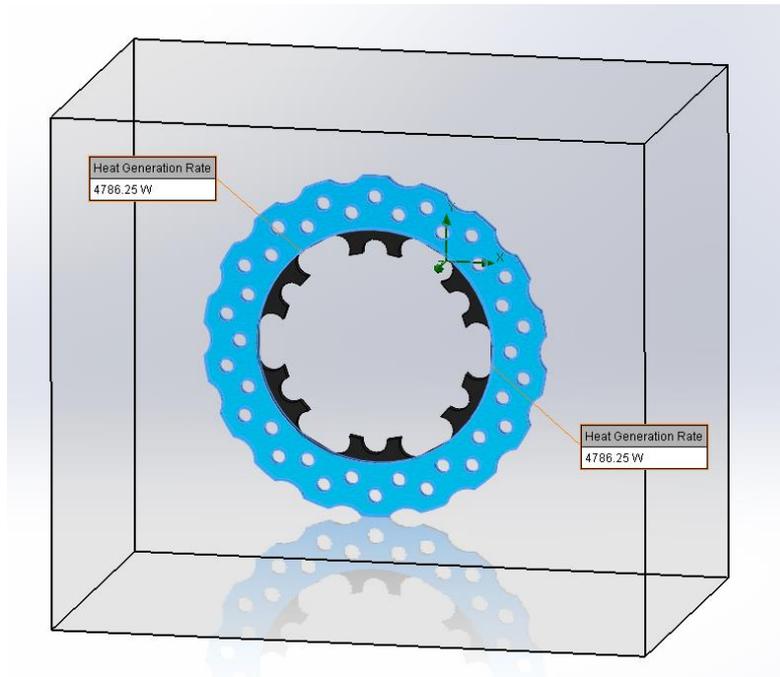


Figura 9. Zona de generación de calor en el disco de freno.

Luego, se deben estipular qué metas se quieren obtener con la simulación. En este caso, al realizar un estudio de calentamiento del disco, lo que nos interesa es la temperatura máxima del disco, por lo que se especifica que se obtenga dicho resultado.

Por último, antes de proceder a la simulación, es necesario crear el mallado del disco. La malla, para una simulación dinámica de flujo, tiene un factor muy importante ya que define los puntos donde se resuelven las ecuaciones de flujo. Por tanto, dependiendo del tipo y la calidad de la malla, se consiguen resultados más precisos.

En el caso de Flow Simulation de SolidWorks, se emplea una malla cartesiana, ya que ofrecen algoritmos más precisos y eficientes. Para el disco del equipo, se ha escogido la siguiente malla, encontrando un equilibrio entre la exactitud de los cálculos y el tiempo de simulación, ya que una mayor definición del sólido incrementa el tiempo necesario para resolver las simulaciones.

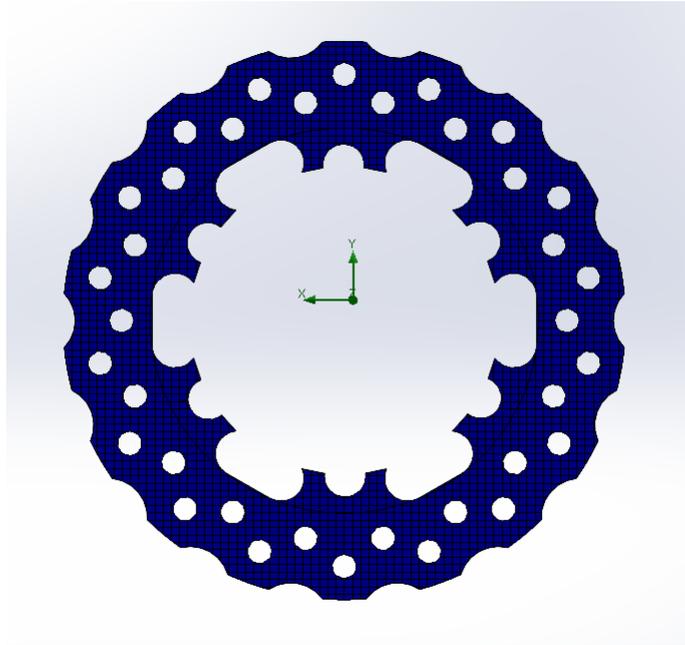


Figura 10. Mallada para el disco de freno perforado.

6 SIMULACIÓN DEL ENFRIAMIENTO DE LOS DISCOS DE FRENO MEDIANTE CFD

En el siguiente apartado se describe la metodología y los parámetros aplicados para la realización de las simulaciones del enfriamiento de los discos de freno utilizando la simulación computacional de fluidos.

6.1 Comparación del proceso de enfriamiento entre el disco de freno sólido y el disco de freno perforado

En este primer apartado, se estudia el proceso de enfriamiento de un disco de freno sólido y un disco de freno perforado. Para ello, se utiliza un ensamblaje que incluye el neumático, la llanta, la pinza de freno y el disco.

6.1.1 Configuración para la simulación CFD.

Para esta simulación, se toma como base la configuración utilizada en el apartado 5.1 de este Anexo. Sin embargo, se realizan una serie de modificaciones para ajustar el estudio a unas condiciones de enfriamiento.

La primera diferencia es la velocidad del flujo de aire, que es 105 km/h. En cuanto a las condiciones ambientales, se toman los mismos valores, una temperatura de 40 °C y una presión atmosférica de 101,325 kPa. Por último, el tiempo de finalización para esta simulación es 30 segundos.

En lo que respecta al dominio computacional, se escoge el volumen que se representa en la siguiente figura:

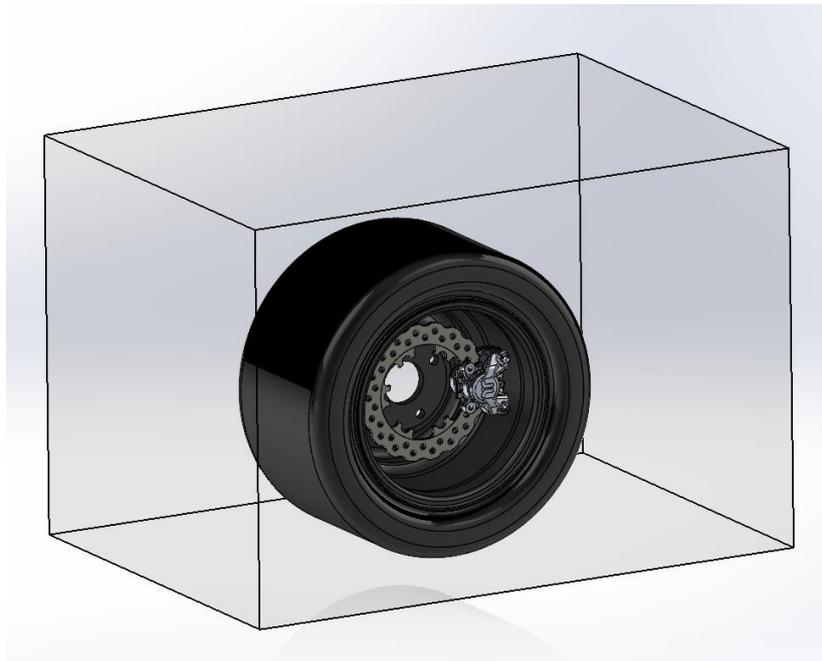


Figura 11. Dominio computacional para la simulación CFD.

A continuación, se escogen los materiales de cada uno de los sólidos que hay en el ensamblaje:

- Material del neumático: Caucho.
- Material de la llanta: Chapa 7075-T6.
- Material de la pinza de freno: Aluminio.
- Material del disco de freno: Fundición gris.

Por parte de las características físicas de estos materiales, se utilizan los valores por defecto de SolidWorks.

Como condiciones iniciales, no se incluye la generación de calor que se produce durante el proceso de frenado, ya que, en este punto, se deduce que las pastillas de freno no están en contacto con el disco. Por tanto, para estudiar el comportamiento de enfriamiento del disco de freno, únicamente se impondrán como condiciones iniciales la temperatura inicial de cada sólido.

- Temperatura inicial del neumático: 100 °C.
- Temperatura inicial de la llanta: 60°C.
- Temperatura inicial de la pinza de freno: 300 °C.

- Temperatura inicial del disco de freno perforado: 334,50 °C.

Cuando se realice la simulación del disco de freno sólido, se cambiará la temperatura del disco de freno a 279,08 °C.

Por parte de las metas a calcular por la simulación, estudiar el enfriamiento del disco interesa conocer la temperatura mínima que alcanza el disco.

Por último, se realiza el mallado de cada uno de los sólidos y se ejecuta la simulación.

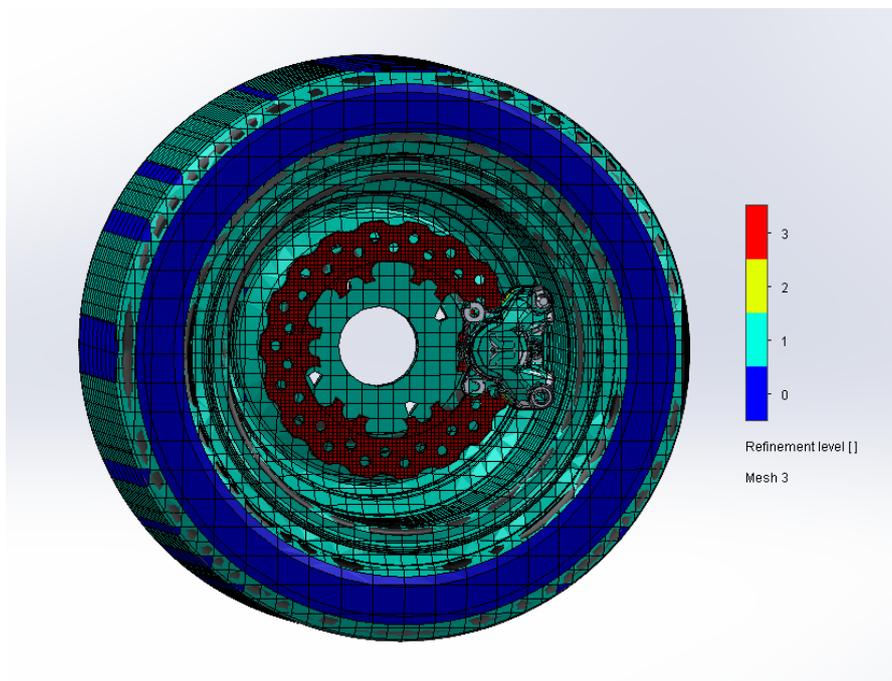


Figura 12. Mallado del ensamblaje completo.

Como se puede observar en la figura 11, los mallados del neumático, la llanta y la pinza de freno no presentan un alto nivel de refinamiento. Esto se debe a que el objetivo principal de este estudio es analizar el comportamiento del disco de freno. Por tanto, este sólido es el único componente que se ha mallado con un mayor nivel de detalle para obtener resultados más precisos. Además, la elección de estos niveles de mallado permite agilizar los tiempos de simulación. Si se hubiera definido el resto de los componentes con más detalle, los tiempos de simulación habrían aumentado significativamente.

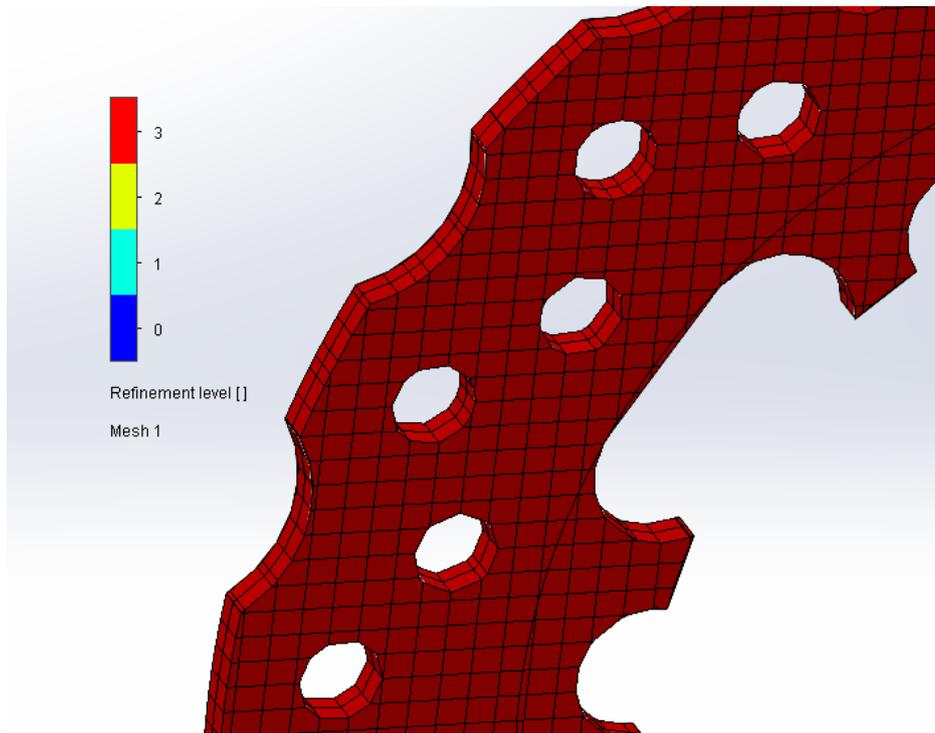


Figura 13. Detalle del mallado del disco de freno perforado.

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGÍA**

Grado en Ingeniería Mecánica

**ANEXO III: CÓDIGO DE LA REALIZACIÓN DE
GRÁFICAS EN PYTHON**

Trabajo de Fin de Grado

TÍTULO

**ESTUDIO DEL SISTEMA DE FRENADO Y
COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LOS
DISCOS DE FRENO DE UN MONOPLAZA DE
FORMULA STUDENT**

AUTOR

David Tort Valencia

TUTORA ACADÉMICA

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Julio de 2024

1° Se cargan las librerías para poder representar gráficos en Python

```
import pandas as pd;
import matplotlib.pyplot as plt;
```

Comparación resultados de la simulación del calentamiento de los discos de freno

2° Se cargan los datos obtenidos en SolidWorks

```
data1=pd.read_excel('/content/drive/MyDrive/Colab Notebooks/Disco perforado calentamiento.xlsx')
data2=pd.read_excel('/content/drive/MyDrive/Colab Notebooks/Disco solido calentamiento.xlsx')

X1=data1.iloc[:,0]
Y1=data1.iloc[:,1]

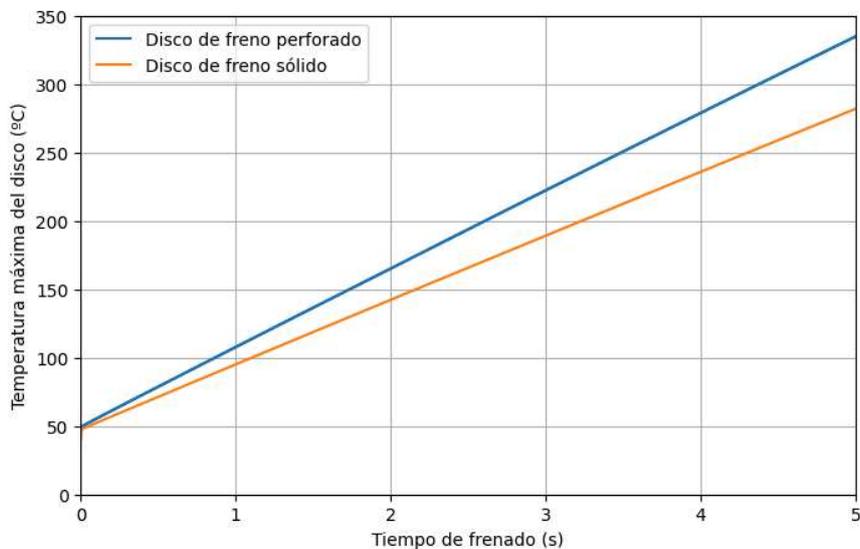
X2=data2.iloc[:,0]
Y2=data2.iloc[:,1]
```

3° Se representa el gráfico deseado

```
plt.figure(figsize=(8,5));
plt.plot(X1,Y1,label='Disco de freno perforado');
plt.plot(X2,Y2,label='Disco de freno sólido');
plt.xlabel('Tiempo de frenado (s)');
plt.ylabel('Temperatura máxima del disco (°C)');
plt.title('Temperatura máxima del disco de freno frente al tiempo de frenado (CFD)',pad=20);
plt.xlim(0,5);
plt.ylim(0,350);
plt.legend();
plt.grid(True);
```



Temperatura máxima del disco de freno frente al tiempo de frenado (CFD)



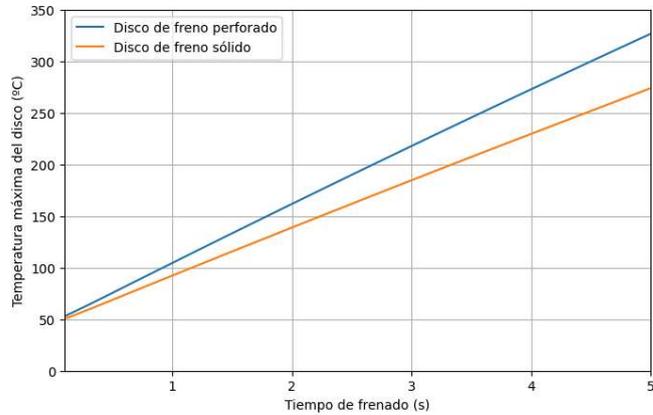
```
data3=pd.read_excel('/content/drive/MyDrive/Colab Notebooks/Estudio termico transitorio Disco perforado.xlsx')
data4=pd.read_excel('/content/drive/MyDrive/Colab Notebooks/Estudio termico transitorio Disco solido.xlsx')
```

```
X3=data3.iloc[:,0]
Y3=data3.iloc[:,1]
```

```
X4=data4.iloc[:,0]
Y4=data4.iloc[:,1]
```

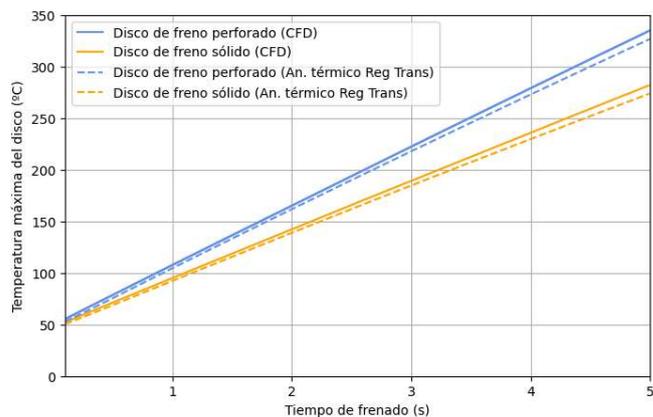
```
plt.figure(figsize=(8,5));
plt.plot(X3,Y3,label='Disco de freno perforado');
plt.plot(X4,Y4,label='Disco de freno sólido');
plt.xlabel('Tiempo de frenado (s)');
plt.ylabel('Temperatura máxima del disco (°C)');
plt.title('Temperatura máxima del disco de freno frente al tiempo de frenado (Análisis térmico de régimen transitorio)',pad=20);
plt.xlim(0.1,5);
plt.ylim(0,350);
plt.legend();
plt.grid(True);
```

→ Temperatura máxima del disco de freno frente al tiempo de frenado (Análisis térmico de régimen transitorio)



```
plt.figure(figsize=(8,5));
plt.plot(X1,Y1,color='cornflowerblue',label='Disco de freno perforado (CFD)');
plt.plot(X2,Y2,color='orange',label='Disco de freno sólido (CFD)');
plt.plot(X3,Y3,'--',color='cornflowerblue',label='Disco de freno perforado (An. térmico Reg Trans)');
plt.plot(X4,Y4,'--',color='orange',label='Disco de freno sólido (An. térmico Reg Trans)');
plt.xlabel('Tiempo de frenado (s)');
plt.ylabel('Temperatura máxima del disco (°C)');
plt.title('Comparación de temp. máximas de los discos entre simulación CFD y análisis térmico de régimen transitorio',pad=20);
plt.xlim(0.1,5);
plt.ylim(0,350);
plt.legend();
plt.grid(True);
```

→ Comparación de temp. máximas de los discos entre simulación CFD y análisis térmico de régimen transitorio



Comparación resultados de la simulación del enfriamiento de los discos de freno

```
data6=pd.read_excel('/content/drive/MyDrive/Colab Notebooks/Enfriamiento 30 seg disco sólido.xlsx')
data5=pd.read_excel('/content/drive/MyDrive/Colab Notebooks/Enfriamiento 30s disco perforado.xlsx')
```

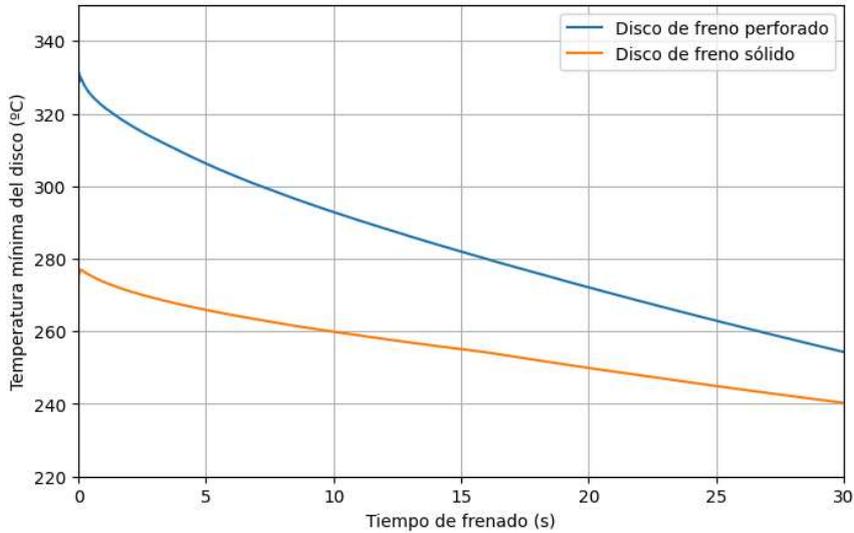
```
X5=data5.iloc[:,0]
Y5=data5.iloc[:,1]
```

```
X6=data6.iloc[:,0]
Y6=data6.iloc[:,1]
```

```
plt.figure(figsize=(8,5));
plt.plot(X5,Y5,label='Disco de freno perforado');
plt.plot(X6,Y6,label='Disco de freno sólido');
plt.xlabel('Tiempo de frenado (s)');
plt.ylabel('Temperatura mínima del disco (°C)');
plt.title('Temperatura mínima del disco de freno durante 30 segundos de enfriamiento',pad=20);
plt.xlim(0,30);
plt.ylim(220,350);
plt.legend();
plt.grid(True);
```



Temperatura mínima del disco de freno durante 30 segundos de enfriamiento



```
data7=pd.read_excel('/content/drive/MyDrive/Colab Notebooks/Disco + conducto prueba (1).xlsx')
data8=pd.read_excel('/content/drive/MyDrive/Colab Notebooks/Disco 300°C.xlsx')
data9=pd.read_excel('/content/drive/MyDrive/Colab Notebooks/Sólido 300°C.xlsx')
```

```
X7=data7.iloc[:,0]
Y7=data7.iloc[:,1]
```

```
X8=data8.iloc[:,0]
Y8=data8.iloc[:,1]
```

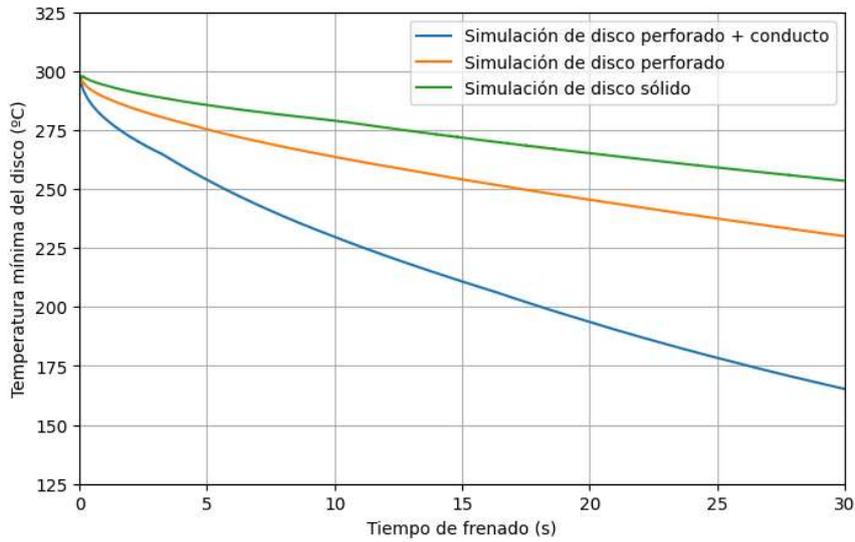
```
X9=data9.iloc[:,0]
Y9=data9.iloc[:,1]
```

Comparación resultados de la simulación del enfriamiento de los discos de freno con conductos

```
plt.figure(figsize=(8,5));
plt.plot(X7,Y7,label='Simulación de disco perforado + conducto');
plt.plot(X8,Y8,label='Simulación de disco perforado');
plt.plot(X9,Y9,label='Simulación de disco sólido');
plt.xlabel('Tiempo de frenado (s)');
plt.ylabel('Temperatura mínima del disco (°C)');
plt.title('Temperatura mínima del disco de freno durante 30 segundos de enfriamiento',pad=20);
plt.xlim(0,30);
plt.ylim(125,325);
plt.legend();
plt.grid(True);
```



Temperatura mínima del disco de freno durante 30 segundos de enfriamiento



```
data10=pd.read_excel('/content/drive/MyDrive/Colab Notebooks/Simulaciones conducto final.xlsx')
```

```
X10=data10.iloc[:,0]
Y10=data10.iloc[:,1]
```

```
X11=data10.iloc[:,2]
Y11=data10.iloc[:,3]
```

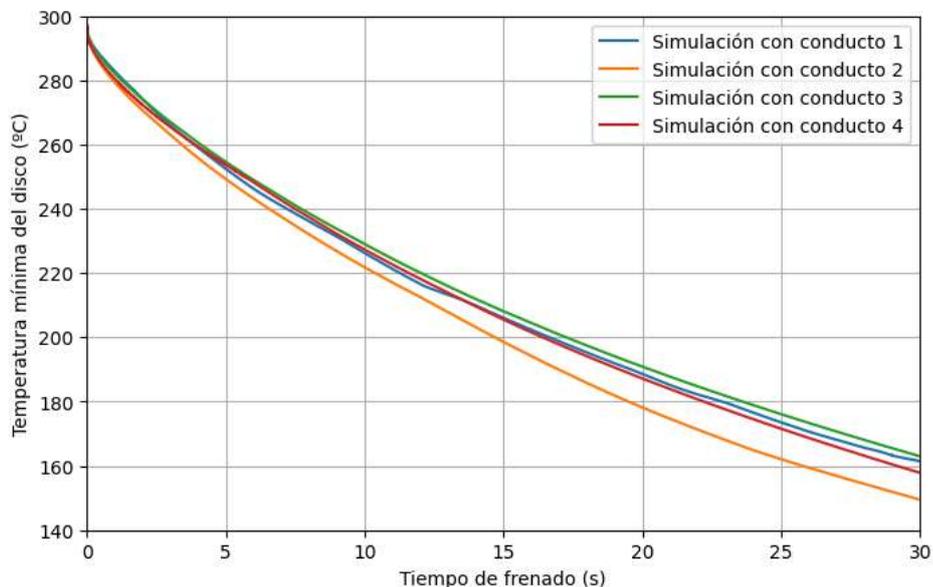
```
X12=data10.iloc[:,4]
Y12=data10.iloc[:,5]
```

```
X13=data10.iloc[:,6]
Y13=data10.iloc[:,7]
```

```
plt.figure(figsize=(8,5));
plt.plot(X10,Y10,label='Simulación con conducto 1');
plt.plot(X11,Y11,label='Simulación con conducto 2');
plt.plot(X12,Y12,label='Simulación con conducto 3');
plt.plot(X13,Y13,label='Simulación con conducto 4');
plt.xlabel('Tiempo de frenado (s)');
plt.ylabel('Temperatura mínima del disco (°C)');
plt.title('Temperatura mínima del disco de freno durante 30 segundos de enfriamiento',pad=20);
plt.xlim(0,30);
plt.ylim(140,300);
plt.legend();
plt.grid(True);
```



Temperatura mínima del disco de freno durante 30 segundos de enfriamiento



UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGIA**

Grado en Ingeniería Mecánica

ANEXO IV: CATÁLOGOS

Trabajo de Fin de Grado

TÍTULO

**ESTUDIO DEL SISTEMA DE FRENADO Y
COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LOS
DISCOS DE FRENO DE UN MONOPLAZA DE
FORMULA STUDENT**

AUTOR

David Tort Valencia

TUTORA ACADÉMICA

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Julio de 2024



76-Series Master Cylinder

Compact flange-mount master cylinder features dual outlet port options and a 7/16"-20 inlet port. Inlet port adapter can be removed to fit Tilton direct-mount reservoir (P/N 74-240)

Features

- Flange-mount onto pedal assemblies with 2.25" center-to-center mounting studs
- Aluminum alloy body is black anodized for corrosion resistance
- 1.1" stroke
- Dual AN3 outlet port options (rear & top). Top outlet port is deep for use with most banjo fittings. Rear outlet port is standard depth AN3 spec.
- 7/16"-20 inlet port
- Fits Tilton [600-Series](#) and [800-Series](#) (clutch only) pedal assemblies/balance bars

Description	Part Number
76-Series master cylinder, 5/8" (15.88mm) bore	76-625
76-Series master cylinder, 7/10" (17.78mm) bore	76-700
76-Series master cylinder, 3/4" (19.05mm) bore	76-750
76-Series master cylinder, 13/16" (20.64mm) bore	76-812
76-Series master cylinder, 7/8" (22.23mm) bore	76-875
76-Series master cylinder, 1" (25.40mm) bore	76-1000
Direct mount reservoir, 5.3 oz (158ml)	74-240



75-Series Master Cylinder

Compact flange-mount universal master cylinder kit. Universal kit includes 6.8 oz reservoir, remote mount reservoir components and fittings.

Features

- Flange-mount onto pedal assemblies with 2.25" center-to-center mounting studs
- Aluminum alloy body is black anodized for corrosion resistance
- 1.1" stroke
- AN3 outlet port
- Direct mount or remote-mount reservoir options
- Fits Tilton [600-Series](#) and [800-Series](#) (clutch only) pedal assemblies/balance bars

Description	Universal Master Cylinder Kit	Master Cylinder Only
75-Series master cylinder, 5/8" (15.88mm) bore	75-625U	75-625
75-Series master cylinder, 7/10" (17.78mm) bore	75-700U	75-700
75-Series master cylinder, 3/4" (19.05mm) bore	75-750U	75-750
75-Series master cylinder, 13/16" (20.64mm) bore	75-812U	75-812
75-Series master cylinder, 7/8" (22.23mm) bore	75-875U	75-875
75-Series master cylinder, 1" (25.40mm) bore	75-1000U	75-1000

Installation drawing for 76-Series and 75-Series Master Cylinder is available at www.tiltonracing.com/technical/installation-drawings



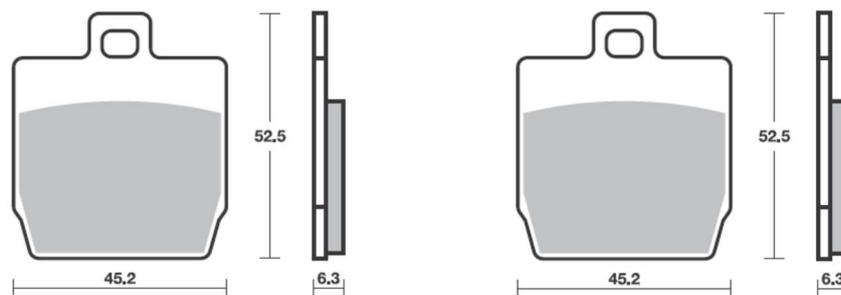
J.JUAN RACING REAR AXIAL FIX CALIPER



TECHNICAL SPECS

GENERAL SPECS		
Type	Material	Weight
Axial fixed	Die Cast Aluminum	tbc
CONFIGURATION		
Piston configuration and size	Max Working pressure	Brake Fluid
2x \varnothing 32mm	70 bar	DOT 4
DISCS		
Disc thickness	Disc position tolerance	Max Disc diameter
4,5 mm	\pm 0,5mm	\varnothing 260 mm
PADS		
Accepted models	Pad surface	
SBS-RQ3-HH	13 cm ²	
MOUNTING		
Mounting bolts	Mount side	Mounting position
2 x M8 AXIAL	Right or left	18:00 - 15:00 (remove for bleeding)

PADS SHAPE AND DIMENSIONS



Ficha técnica

Ultrafuse PAHT CF15

Fecha de revisión: 29.07.2020

Versión: 3.5

Información general

Componentes

Filamento de alta temperatura a base de poliamida, relleno con un 15 % de fibras de carbono, para modelado por deposición fundida.

Descripción del producto

El filamento de altas prestaciones PAHT CF15 para impresión 3D abre nuevos campos de aplicación para la impresión mediante modelado por deposición fundida (FDM). Además de poseer propiedades mecánicas avanzadas, gran estabilidad dimensional y una resistencia química excelente, su procesabilidad es muy buena. Puede utilizarse en cualquier impresora FDM con boquilla endurecida. Asimismo, es compatible con los materiales de soporte hidrosolubles y el poliestireno de alto impacto (HIPS), lo que permite imprimir componentes con características geométricas complejas y aptos para aplicaciones exigentes. El filamento PAHT CF15 ofrece una elevada resistencia al calor de hasta 130 °C y una baja absorción de la humedad.

Presentación comercial y almacenamiento

El filamento Ultrafuse PAHT CF15 debe almacenarse en su envase hermético original, en un lugar limpio y seco, a una temperatura entre 15 y 25 °C. Una vez almacenado, el producto tendrá una vida útil mínima de 12 meses si se respetan las condiciones recomendadas de almacenamiento.

Seguridad del producto

Recomendaciones: Procese los materiales en una sala bien ventilada o use sistemas profesionales de extracción de aire. Para obtener información adicional en más detalle, consulte la ficha de datos de seguridad del producto.

Aviso

La información contenida en el presente documento se basa en nuestro conocimiento y nuestra experiencia actuales. Debido a los numerosos factores que pueden afectar al procesamiento y la aplicación de nuestro producto, la presente información no exime a los responsables del procesamiento de la obligación de llevar a cabo sus propias investigaciones y pruebas; asimismo, tampoco implica ningún tipo de garantía en relación con propiedades específicas o con la idoneidad del producto para un determinado fin. Las descripciones, los esquemas, las fotografías, los datos, las proporciones, los pesos, etc., incluidos en el presente documento pueden sufrir cambios sin previo aviso y no deben considerarse como elementos contractuales que garanticen una determinada calidad del producto. El receptor de nuestros productos es el responsable de asegurarse de que se respeten las leyes de propiedad intelectual y el resto de disposiciones legales aplicables.

Parámetros recomendados de procesamiento para impresión 3D

Temperatura de la boquilla	260 – 280 °C / 500 – 536 °F
Temperatura de la cámara de impresión	-
Temperatura de la cama	100 – 120 °C / 212 – 248 °F
Material de la cama	PEI o vidrio
Diámetro de la boquilla	≥ 0,6 mm, rubí o endurecida
Velocidad de impresión	30 - 80 mm/s

Recomendaciones de secado

Recomendaciones de secado para garantizar una impresión correcta: Entre 4 y 16 horas a 70 °C en una secadora de aire caliente

Recomendaciones de secado para que las piezas ofrezcan unas propiedades mecánicas óptimas: Al menos 40 horas a 80 °C en una estufa de vacío

Nota: Para garantizar que las propiedades del material sean uniformes, este debe mantenerse seco en todo momento.

Propiedades generales

Norma

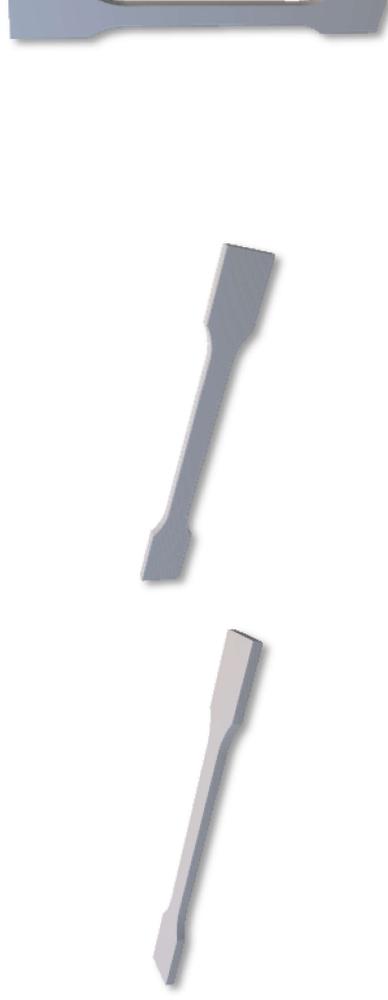
Densidad de las piezas impresas (secas)	1232 kg/m ³ / 76.9 lb/ft ³	ISO 1183-1
Densidad de las piezas impresas (acondicionadas)	1234 kg/m ³ / 77.0 lb/ft ³	ISO 1183-1

Propiedades térmicas

Norma

Temperatura de deformación (HDT) con una carga de 1,8 MPa (secas)	92 °C / 198 °F	ISO 75-2
Temperatura de deformación (HDT) con una carga de 0,45 MPa (secas)	145 °C / 293 °F	ISO 75-2
Temperatura de deformación (HDT) con una carga de 1,8 MPa (acondicionadas)	91 °C / 196 °F	ISO 75-2
Temperatura de deformación (HDT) con una carga de 0,45 MPa (acondicionadas)	128 °C / 262 °F	ISO 75-2
Temperatura de transición vítrea	70 °C / 158 °F	ISO 11357-2
Temperatura de cristalización	180 °C / 356 °F	ISO 11357-3
Temperatura de fusión	234 °C / 453 °F	ISO 11357-3
Caudal volumétrico de fusión	42.2 cm ³ /10min / 2.6 in ³ /10min (275°C/5kg)	ISO 1133

Propiedades mecánicas | Espécimen seco



Dirección de impresión	Norma	XY	XZ	ZX
Resistencia a la tracción	ISO 527	Plana 103.2 MPa / 15.0 ksi	Apoiada en el canto -	Vertical 18.2 MPa / 2.6 ksi
Alargamiento de rotura	ISO 527	1.8 %	-	0.5 %
Módulo de Young	ISO 527	8386 MPa / 1216 ksi	-	3532 MPa / 512 ksi
Resistencia a la flexión	ISO 178	160.7 MPa / 23.3 ksi	171.8 MPa / 24.9 ksi	50.8 MPa / 7.4 ksi
Módulo de flexión	ISO 178	8258 MPa / 1198 ksi	7669 MPa / 1112 ksi	2715 MPa / 394 ksi
Deformación por flexión en el punto de rotura	ISO 178	2.4 %	2.8 %	1.8 %
Resistencia al impacto (ensayo Charpy con probeta entallada)	ISO 179-2	4.8 kJ/m ²	3.9 kJ/m ²	1.3 kJ/m ²
Resistencia al impacto (ensayo Charpy con probeta no entallada)	ISO 179-2	20.6 kJ/m ²	19.3 kJ/m ²	2.9 kJ/m ²
Resistencia al impacto (ensayo Izod con probeta entallada)	ISO 180	4.9 kJ/m ²	5.1 kJ/m ²	-
Resistencia al impacto (ensayo Izod con probeta no entallada)	ISO 180	16.4 kJ/m ²	18.1 kJ/m ²	2.9 kJ/m ²

Propiedades eléctricas

Resistividad del volumen	IEC 62631-3-1	3,2E+07 Ωcm	-	1,6E+05 Ωcm
Resistividad de la superficie	IEC 62631-3-2	9,7E+05 Ω	-	1,8E+06 Ω

Propiedades mecánicas | Espécimen acondicionado



Dirección de impresión	Norma	XY	XZ	ZX
Resistencia a la tracción	ISO 527	Plana 62.9 MPa / 9.1 ksi	Apoyada en el canto -	Vertical 19.1 MPa / 2.8 ksi
Alargamiento de rotura	ISO 527	2.9 %	-	0.8 %
Módulo de Young	ISO 527	5052 MPa / 733 ksi	-	2455 MPa / 356 ksi
Resistencia a la flexión	ISO 178	125.1 MPa / 18.1 ksi	121.9 MPa / 17.7 ksi	56.0 MPa / 8.1 ksi
Módulo de flexión	ISO 178	6063 MPa / 879 ksi	6260 MPa / 908 ksi	2190 MPa / 318 ksi
Deformación por flexión en el punto de rotura	ISO 178	No break	3.6 %	4.0 %
Resistencia al impacto (ensayo Charpy con probeta entallada)	ISO 179-2	5.1 kJ/m ²	5.3 kJ/m ²	1.6 kJ/m ²
Resistencia al impacto (ensayo Charpy con probeta no entallada)	ISO 179-2	21.9 kJ/m ²	20.4 kJ/m ²	2.8 kJ/m ²
Resistencia al impacto (ensayo Izod con probeta entallada)	ISO 180	6.5 kJ/m ²	5.8 kJ/m ²	-
Resistencia al impacto (ensayo Izod con probeta no entallada)	ISO 180	16.3 kJ/m ²	15.1 kJ/m ²	4.1 kJ/m ²

CATALOGO 2020



BRIDAS Y ELEMENTOS DE FIJACIÓN

SOLARG

Absorción humedad	2,5% (50% h relativa)
Temperatura servicio	-40° C / + 105° C
Temperatura recomendada	-10° C / +60° C
Temperatura máxima	+110° C
Temperatura de fusión	+256° C
Oxígeno limite	27%
Auto extingible	UL94-V2
Tensión de rotura	50.000 V/mm

Elevada resistencia a las bases ,aceites ,
grasas , cloro
Limitada resistencia a los ácidos
Nula resistencia a los fenoles
Libre de halógenos
Resistencia UV 10 años



caja	Caja pequeña	Ref. color negro	Largo mm	Ancho mm	Uds bolsa	€ x ud
30.000	5.000	BRIDUV-100X2,5	100	2,5	100	0,0099
20.000	5.000	BRIDUV-140X3,6	140	3,6	100	0,0183
12.000	5.000	BRIDUV-200X3,6	200	3,6	100	0,0282
10.000	5.000	BRIDUV-200X4,8	200	4,8	100	0,0372
10.000	5.000	BRIDUV-280X4,8	280	4,8	100	0,0577
4.000	1.500	BRIDUV-380X7,7	380	7,6	100	0,1390

Absorción humedad	2,5% (50% h relativa)
Temperatura servicio	-40° C / + 125° C
Temperatura recomendada	-10° C / +60° C
Temperatura máxima	+155° C
Temperatura de fusión	+256° C
Oxígeno limite	27%
Auto extingible	UL94-V2
Tensión de rotura	50.000 V/mm

Elevada resistencia a las bases ,aceites ,
grasas , cloro
Limitada resistencia a los ácidos
Nula resistencia a los fenoles
Libre de halógenos



caja	Ref. color negro	Largo mm	Ancho mm	Uds bolsa	€ x ud
40.000	BRIDT-100X2,5	100	2,5	100	0,0084
25.000	BRIDT-140X3,6	140	3,6	100	0,0148
20.000	BRIDT-200X3,6	200	3,6	100	0,0205
13.000	BRIDT-200X4,8	200	4,8	100	0,0291
10.000	BRIDT-280X4,8	280	4,8	100	0,0407
3.500	BRIDT-365X7,8	365	7,8	100	0,1052

SOLARG

Gomis 84-88
08023 BARCELONA
TEL. +34 93 2135184
www.solarg.es

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGIA**

Grado en Ingeniería Mecánica

PLANOS

Trabajo de Fin de Grado

TÍTULO

**ESTUDIO DEL SISTEMA DE FRENADO Y
COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LOS
DISCOS DE FRENO DE UN MONOPLAZA DE
FORMULA STUDENT**

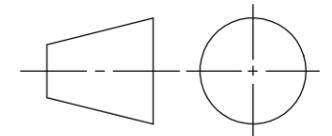
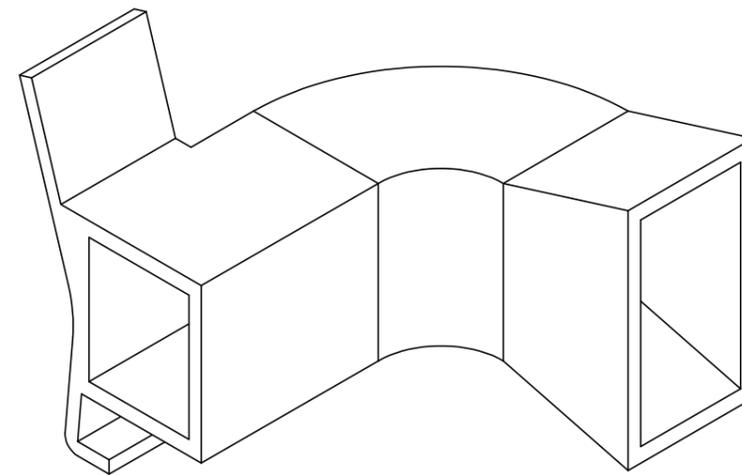
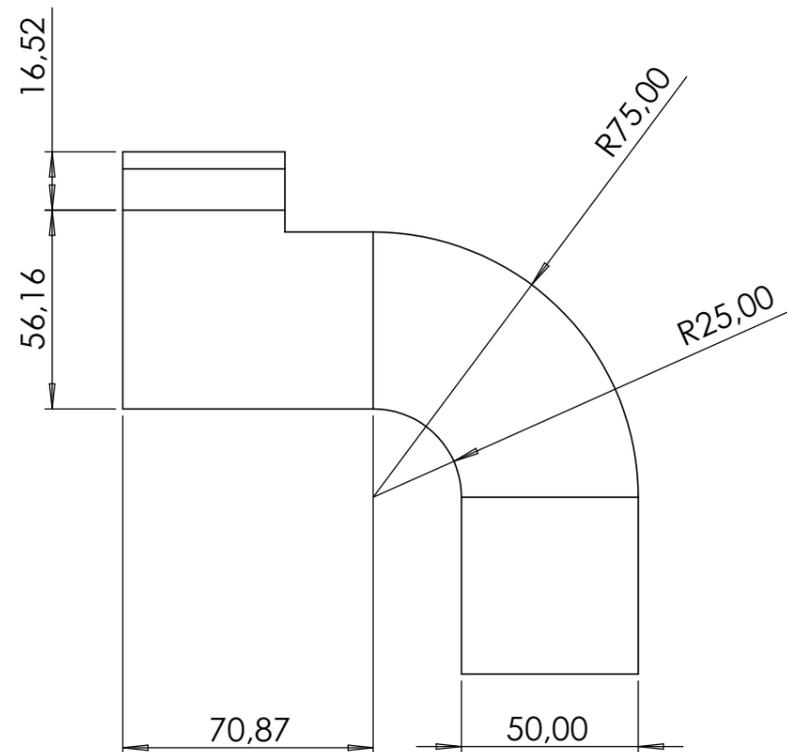
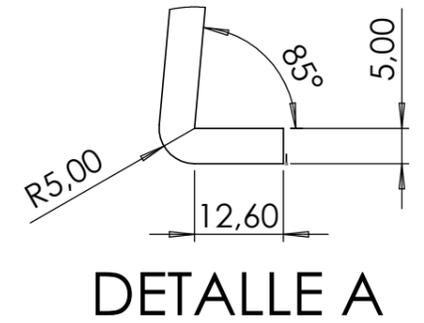
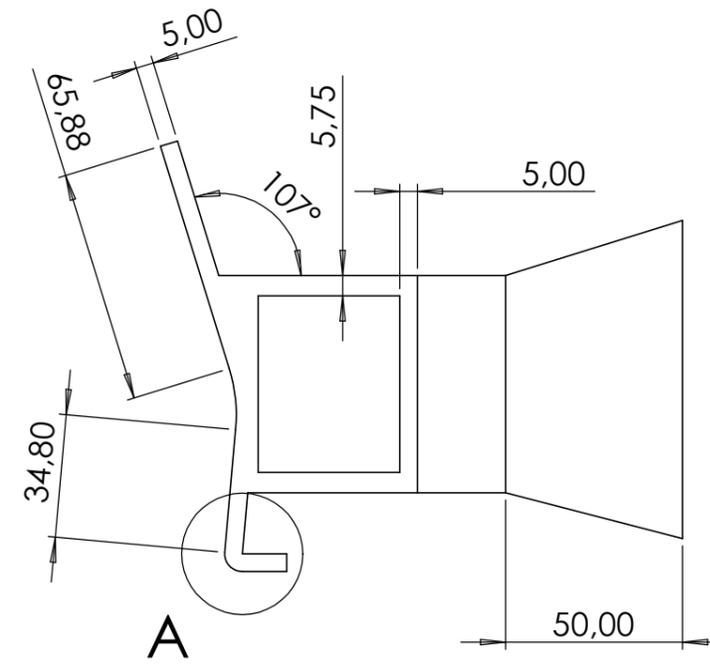
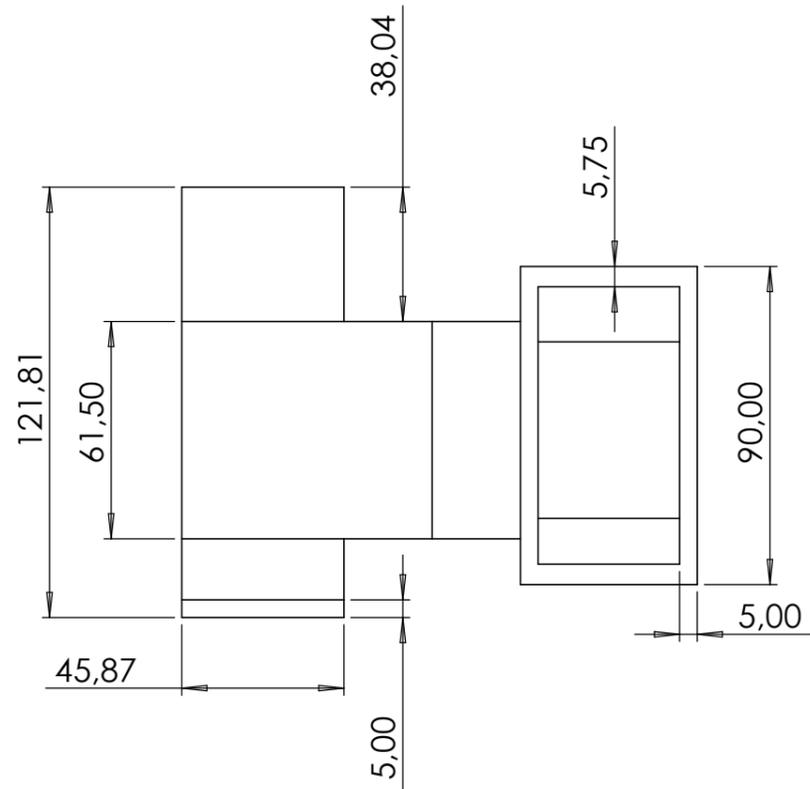
AUTOR

David Tort Valencia

TUTORA ACADÉMICA

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Julio de 2024



ESTUDIO DEL SISTEMA DE FRENADO Y COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LOS DISCOS DE FRENO DE UN MONOPLA DE FORMULA STUDENT			
Autor: DAVID TORT VALENCIA	Id. s. normas: UNE-EN-DIN	 Universidad de La Laguna	ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y TECNOLOGÍA
Comprobado: 06/2024			Grado Ingeniería Mecánica Universidad de La Laguna
ESCALA: 1:2	Conducto de refrigeración para disco delantero derecho		Nº PLANO: 1

UNIVERSIDAD DE LA LAGUNA
**ESCUELA SUPERIOR DE INGENIERÍA Y
TECNOLOGIA**

Grado en Ingeniería Mecánica

PRESUPUESTO

Trabajo de Fin de Grado

TÍTULO

**ESTUDIO DEL SISTEMA DE FRENADO Y
COMPORTAMIENTO TÉRMICO DE LOS
DISCOS DE FRENO DE UN MONOPLAZA DE
FORMULA STUDENT**

AUTOR

David Tort Valencia

TUTORA ACADÉMICA

Viana Lida Guadalupe Suárez

La Laguna, Julio de 2024

1 PRESUPUESTO DEL CONDUCTO DE REFRIGERACIÓN

Se presenta el presupuesto de la fabricación y el montaje del conducto de refrigeración diseñado.

1. Conductos de refrigeración.

Concepto	Unidades	Precio/peso (€/g)	Total (€)
Conducto de refrigeración	2	0,1066	34,9648

2. Bridas.

Concepto	Unidades	Precio/peso (€/g)	Total (€)
Bridas PA de alta temperatura (Ancho 7,8)	2	0,1052	0,2104

Total (€)
35,18

El coste total para la fabricación de los conductos de refrigeración para los discos delanteros es 35,18€ + IGIC. Este precio incluye únicamente el material para poder fabricarlo e instalarlo.

