



ICAI

ICADE

CIHS

GRADO EN INGENIERÍA INDUSTRIAL

TRABAJO FIN DE GRADO

Diseño y parametrización de un disco de freno

Autor: Jorge Llinás Fernández

Director: Iñigo Sanz Fernández

Madrid

Declaro, bajo mi responsabilidad, que el Proyecto presentado con el título
Diseño y parametrización de un disco de freno
en la ETS de Ingeniería - ICAI de la Universidad Pontificia Comillas en el
curso académico 2020/2021 es de mi autoría, original e inédito y
no ha sido presentado con anterioridad a otros efectos.

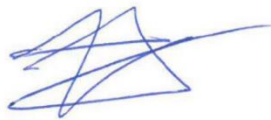
El Proyecto no es plagio de otro, ni total ni parcialmente y la información que ha sido
tomada de otros documentos está debidamente referenciada.



Fdo.: Jorge Llinás Fernández

Fecha: 20/ 07/ 2021

Autorizada la entrega del proyecto
EL DIRECTOR DEL PROYECTO



Fdo.: Iñigo Sanz Fernández

Fecha: 20/ 07/ 2021

AUTORIZACIÓN PARA LA DIGITALIZACIÓN, DEPÓSITO Y DIVULGACIÓN EN RED DE PROYECTOS FIN DE GRADO, FIN DE MÁSTER, TESIS O MEMORIAS DE BACHILLERATO

1º. Declaración de la autoría y acreditación de la misma.

El autor D. Jorge Llinás Fernández

DECLARA ser el titular de los derechos de propiedad intelectual de la obra:

Diseño y parametrización de un disco de freno, que ésta es una obra original, y que ostenta la condición de autor en el sentido que otorga la Ley de Propiedad Intelectual.

2º. Objeto y fines de la cesión.

Con el fin de dar la máxima difusión a la obra citada a través del Repositorio institucional de la Universidad, el autor CEDE a la Universidad Pontificia Comillas, de forma gratuita y no exclusiva, por el máximo plazo legal y con ámbito universal, los derechos de digitalización, de archivo, de reproducción, de distribución y de comunicación pública, incluido el derecho de puesta a disposición electrónica, tal y como se describen en la Ley de Propiedad Intelectual. El derecho de transformación se cede a los únicos efectos de lo dispuesto en la letra a) del apartado siguiente.

3º. Condiciones de la cesión y acceso

Sin perjuicio de la titularidad de la obra, que sigue correspondiendo a su autor, la cesión de derechos contemplada en esta licencia habilita para:

- a) Transformarla con el fin de adaptarla a cualquier tecnología que permita incorporarla a internet y hacerla accesible; incorporar metadatos para realizar el registro de la obra e incorporar “marcas de agua” o cualquier otro sistema de seguridad o de protección.
- b) Reproducirla en un soporte digital para su incorporación a una base de datos electrónica, incluyendo el derecho de reproducir y almacenar la obra en servidores, a los efectos de garantizar su seguridad, conservación y preservar el formato.
- c) Comunicarla, por defecto, a través de un archivo institucional abierto, accesible de modo libre y gratuito a través de internet.
- d) Cualquier otra forma de acceso (restringido, embargado, cerrado) deberá solicitarse expresamente y obedecer a causas justificadas.
- e) Asignar por defecto a estos trabajos una licencia Creative Commons.
- f) Asignar por defecto a estos trabajos un HANDLE (URL *persistente*).

4º. Derechos del autor.

El autor, en tanto que titular de una obra tiene derecho a:

- a) Que la Universidad identifique claramente su nombre como autor de la misma
- b) Comunicar y dar publicidad a la obra en la versión que ceda y en otras posteriores a través de cualquier medio.
- c) Solicitar la retirada de la obra del repositorio por causa justificada.
- d) Recibir notificación fehaciente de cualquier reclamación que puedan formular terceras personas en relación con la obra y, en particular, de reclamaciones relativas a los derechos de propiedad intelectual sobre ella.

5º. Deberes del autor.

El autor se compromete a:

- a) Garantizar que el compromiso que adquiere mediante el presente escrito no infringe ningún derecho de terceros, ya sean de propiedad industrial, intelectual o cualquier otro.
- b) Garantizar que el contenido de las obras no atenta contra los derechos al honor, a la intimidad y a la imagen de terceros.
- c) Asumir toda reclamación o responsabilidad, incluyendo las indemnizaciones por daños, que pudieran ejercitarse contra la Universidad por terceros que vieran infringidos sus derechos e intereses a causa de la cesión.

- #### **6°. Fines y funcionamiento del Repositorio Institucional.**

- La Universidad informará a los usuarios del archivo sobre los usos permitidos, y no garantiza ni asume responsabilidad alguna por otras formas en que los usuarios hagan un uso posterior de las obras no conforme con la legislación vigente. El uso posterior, más allá de la copia privada, requerirá que se cite la fuente y se reconozca la autoría, que no se obtenga beneficio comercial, y que no se realicen obras derivadas.
- La Universidad no revisará el contenido de las obras, que en todo caso permanecerá bajo la responsabilidad exclusiva del autor y no estará obligada a ejercitar acciones legales en nombre del autor en el supuesto de infracciones a derechos de propiedad intelectual derivados del depósito y archivo de las obras. El autor renuncia a cualquier reclamación frente a la Universidad por las formas no ajustadas a la legislación vigente en que los usuarios hagan uso de las obras.
- La Universidad adoptará las medidas necesarias para la preservación de la obra en un futuro.
- La Universidad se reserva la facultad de retirar la obra, previa notificación al autor, en supuestos suficientemente justificados, o en caso de reclamaciones de terceros.

Chin

Fdo. Jorge Llinás Fernández

--



ICAI

ICADE

CIHS

TRABAJO DE FIN DE GRADO

Diseño y parametrización de un disco de freno

Autor: Jorge Llinás Fernández 201704725@alu.comillas.edu

Director: Iñigo Sanz Fernández isanz@icai.comillas.edu

DISEÑO Y PARAMETRIZACIÓN DE UN DISCO DE FRENO

Autor: Llinás Fernández, Jorge.

Director: Sanz Fernández, Iñigo.

Entidad Colaboradora: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

RESUMEN DEL PROYECTO

Se quiere diseñar un disco de freno para un turismo convencional, que soporte las cargas térmicas del frenado. Para ello, el disco deberá superar las pruebas de seguridad establecidas por la regulación europea. Se simularán dichas pruebas en el diseño del disco y se hará un seguimiento de las temperaturas del disco viendo si cumple los requisitos necesarios.

Palabras clave: Freno de disco, Freno de disco ventilado, conducción, convección, coeficientes de convección, SolidWorks

1. Introducción

La tendencia en el mundo del automóvil, es crear cada vez coches más seguros y eficientes. Para ello todo un conjunto de sistemas trabajan en conjunto para garantizar la seguridad de los ocupantes del vehículo y los de los demás ocupantes de la vía. De los sistemas de seguridad que dispone un vehículo, se considera de los más influyentes a la hora de prevenir accidentes el sistema de frenado del vehículo. Para que este sistema funcione perfectamente, los elementos de él deben de estar diseñados correctamente para el uso que se le va a dar al vehículo, habiendo superado las pruebas de seguridad correspondientes.

2. Definición del proyecto

En este trabajo, se centrará el estudio en la prueba de fatiga térmica que debe superar un disco de freno para poder ser utilizado en un vehículo europeo. Esta prueba está diseñada y establecida por la Unión Europea en el reglamento nº 90 (Diario Oficial de la Unión Europea, 2011). Se deberán seguir las indicaciones y condiciones del ensayo en todo momento para poder diseñar un disco que pueda ser utilizado en un automóvil.

3. Descripción del modelo/sistema/herramienta

Para el estudio de esta prueba, se va a usar la herramienta de simulación SolidWorks. Esta herramienta de simulación, permitirá realizar un cálculo previo a la simulación real, permitiendo conocer con antelación, si el disco puede aguantar la prueba.

SolidWorks es un software de diseño CAD (Computer-aided Design) en 3D y en 2D. El software servirá para el diseño en del disco, como para la simulación del ensayo térmico. Para realizar el ensayo térmico, este se debe de hacer en dos simulaciones diferentes. Una térmica, que analizará por el método de elementos finitos (FEA) el flujo de calor que entra y el que sale mediante convección, y nos dará un resultado transitorio de las temperaturas de cada elemento finito que se haya diseñado previamente. Esto aparentemente sencillo se complica, cuando la complejidad de la geometría del disco aumenta, ya que el calor que evacua el disco, por convección,

depende enormemente de unos coeficientes de transferencia de calor por convección, que no son fáciles de calcular a mano. Para el cálculo de estos coeficientes, habrá que simular el flujo de aire alrededor del sólido.

Aquí, es donde entra la simulación de Flow Simulation del software, herramienta muy útil para calcular velocidades, coeficientes cambios de presión etc. de un fluido alrededor de un sólido.

Como estos coeficientes cambian según las condiciones del fluido, se deberá seguir un proceso iterativo, donde se deberá dividir el estudio en los intervalos más pequeños posibles para conseguir la máxima fidelidad con la realidad posible.

4. Resultados

Los resultados del estudio se centrarán en la evolución de las temperaturas del disco. Sin embargo, también se obtendrán resultados interesantes como la variación de los coeficientes de transferencia de calor según la temperatura del disco y su velocidad de giro.

En la figura 1 se muestran las temperaturas de un disco ventilado que ha superado la prueba de fatiga térmica de frenado.

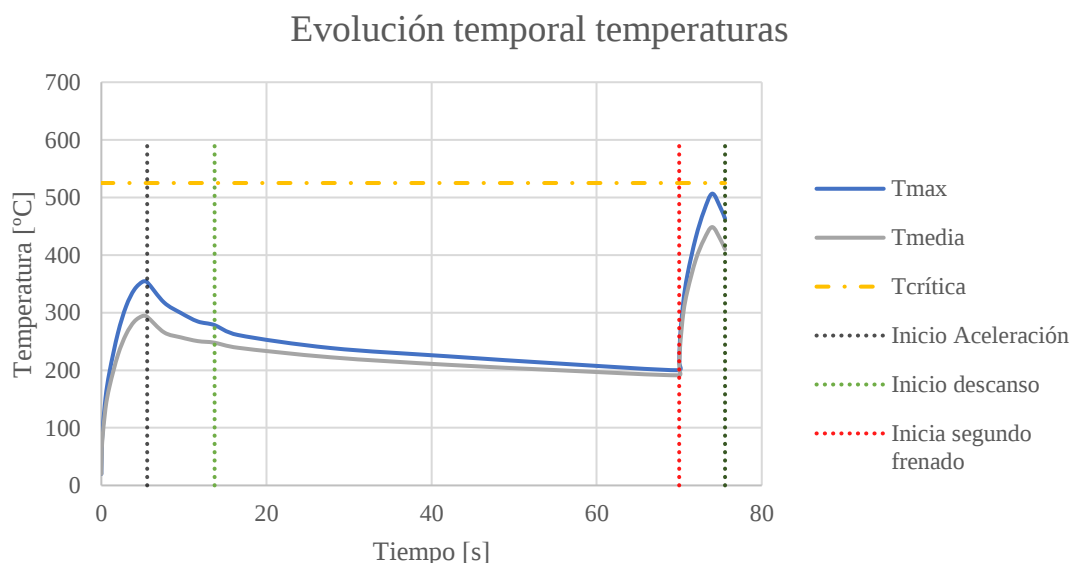


Figura 1: Evolución temporal de las temperaturas características de un disco ventilado

En la tabla 1 se pueden observar los coeficientes de convección de un disco ventilado

Tabla 1.

Coeficientes de convección característicos de un disco ventilado girando a 107,01 rad/s con flujo forzado perpendicular de 11 m/s

Superficie	Coefficiente de convección medio $W/(m^2 \cdot K)$
Cara principal	29,95
Cara secundaria	25,45
Canto diámetro superior	37,28
Canto diámetro inferior	17,63
Cara tornillos exterior	35,26
Álabes y caras interiores	25,51

5. Conclusiones

Para diseñar un disco de freno hay que tener en cuenta tres factores importantes. El material, las dimensiones y su geometría.

Se deberá buscar un material con la máxima conductividad térmica posible, que pueda soportar las tensiones cortantes. Se buscará un disco con las mínimas dimensiones posibles que sea capaz de evacuar el calor necesario y por último, se buscarán geometrías que favorezca la convección del disco, con diseños como los frenos de disco ventilados.

6. Referencias

Diario Oficial de la Unión Europea. (2011). *Reglamento no 90 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE)*.

DESIGN AND PARAMETERIZATION OF A BRAKE DISC

Author: Llinás Fernández, Jorge.

Supervisor: Sanz Fernández, Iñigo.

Collaborating Entity: ICAI – Universidad Pontificia Comillas

ABSTRACT

A brake disc wants to be designed for a standard vehicle that supports the heat fluxes created. The disc must surpass the European regulation rule nº 90, in which a heat test is established. This test will be simulated, and the results will be followed, checking if the disc meets the requirements.

Keywords: Brake disc, ventilated brake disc, heat conduction, heat convection, heat transfer convection coefficient, SolidWorks

1. Introduction

The automotive world is moving forward for more secure and efficient cars. A complex union of several systems, work together to secure de passengers and the people nearby. Of all the security systems of a vehicle, the brake system is considered one of the most important ones, and the one that has the most influence on accident prevention. For this system to function correctly, all the elements involve must be design correctly and must surpass all the regulations involved.

2. Project definition

This project will focus on the fatigue heat test that the brake disc must pass to be used on a European vehicle. This test is presented on the regulation nº 90 of the European Union (Diario Oficial de la Unión Europea, 2011). The conditions of the test must be followed and a follow-up on the disc properties must be done to see if the disc is equitable to the vehicle.

3. Description of the model/system/tools

For the study of this test, the SolidWorks simulation tool will be used. This simulation tool will allow us to perform a calculation prior to the real simulation, allowing us to know in advance, if the disc can withstand the test.

SolidWorks is a 3D and 2D Computer-aided Design (CAD) software. The software will be used for the design of the disk, as well as for the simulation of the thermal test. To perform the thermal test, it must be done in two different simulations. A thermal one, which will analyse by a finite element method (FEA) the flow of heat entering and the flow exiting by convection and will give us a transient result of the temperatures of each finite element that has been designed previously. This seemingly simple is complicated when the complexity of the disk geometry increases, since the heat evacuated from the disc, by convection, depends heavily on convection heat transfer coefficients, which are not easy to calculate by hand. For the calculation of these coefficients, the air flow around the solid must be simulated.

This is where Flow Simulation software comes in, a very useful tool for calculating speeds, pressure change coefficients etc. of a fluid around a solid.

As these coefficients change according to the fluid conditions, an iterative process should be followed, where the study should be divided into the smallest possible intervals to achieve maximum fidelity to reality.

4. Results

The results of the study will focus on the development of the disc temperatures. However, interesting results will also be obtained, such as the variation of the heat transfer coefficients according to the disc temperature and its speed of rotation.

Figure 2 shows the temperatures of a ventilated disc that has passed the braking thermal fatigue test.

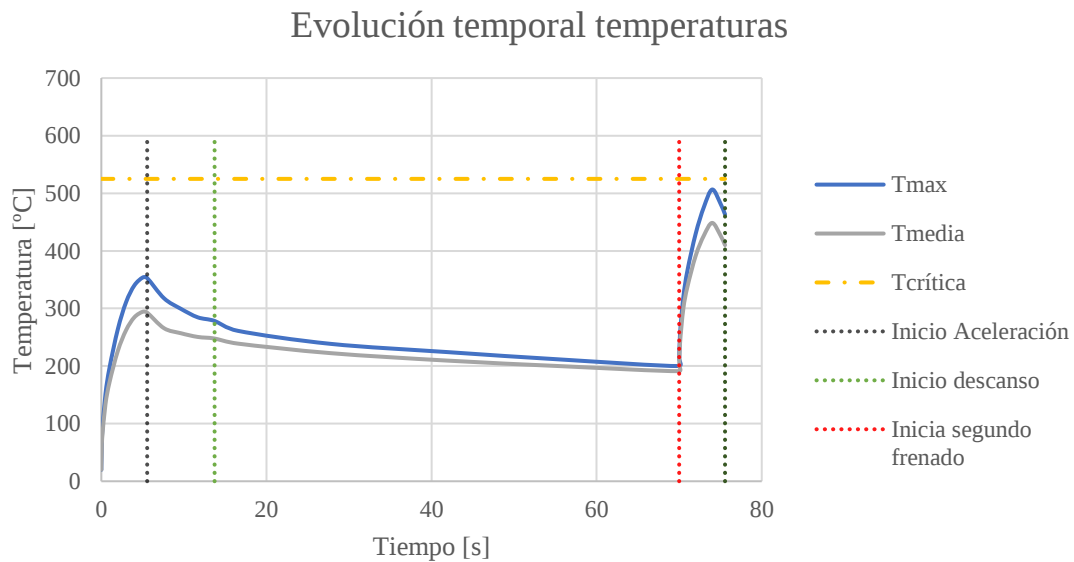


Figura 2: Evolution of temperatures of a ventilated brake disc

In the table 2, the heat transfer coefficients of a disc given an initial condition can be seen.

Tabla 2.

Characteristic convection coefficients of a ventilated disc rotating at 107,01 rad/s with perpendicular forced flow of 11 m/s

Superficie	Coeficiente de convección medio $W/(m^2 \cdot K)$
Principal face	29,95
Secondary face	25,45
Big diameter edge	37,28
Small diameter edge	17,63
Exterior screw face	35,26
Blades and interior faces	25,51

5. Conclusions

There are three important factors to consider when designing a brake disc. The material, the dimensions, and their geometry.

A material with the highest possible thermal conductivity will be desired, capable of withstanding the shear stresses. A disc with the minimum possible dimensions that can evacuate the necessary heat and finally and geometries that favour the convection of the disc, with designs such as ventilated disc brakes, will be preferred.

6. References

Diario Oficial de la Unión Europea. (2011). *Reglamento no 90 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE).*

Contenido

Contenido	17
Índice de tablas	19
Índice de figuras	21
Índice de ecuaciones	23
Introducción.....	25
Estado de la cuestión	27
Motivación.....	31
Objetivos del proyecto.....	33
Metodología de trabajo.....	35
Cálculos cinemáticos y dinámicos	37
Disipación de calor	38
I. Conducción.....	38
II. Convección	38
Análisis de casos prácticos	41
Caso 1: Disco macizo acero aleado fundido	41
III. Cálculo de la distribución de calor de forma teórica y simulada.....	43
Caso 2: Disco macizo hierro gris	50
Caso 3: Disco ventilado hierro dúctil	55
Conclusiones.....	67
Material	67
Dimensiones.....	68
Geometría.....	68
Recursos a emplear	71
Anexo	73
Referencias	75

Índice de tablas

Tabla 1.	10
Coeficientes de convección característicos de un disco ventilado girando a 107,01 rad/s con flujo forzado perpendicular de 11 m/s	10
Tabla 2.	14
Characteristic convection coefficients of a ventilated disc rotating at 107,01 rad/s with perpendicular forced flow of 11 m/s.....	14
Tabla 3.	36
Distribución másica según eje	36
Tabla 4.	36
Pautas establecidas en el reglamento para ensayo de fatiga térmico (M1).....	36
Tabla 5.	41
Diseño y medidas disco de freno caso 1	41
Tabla 6.	48
Evolución de valores claves durante el periodo de frenado caso 1.....	48
Tabla 7.	51
Diseño y medidas disco de freno macizo caso 2	51
Tabla 8.	51
Evolución de valores claves durante el periodo de frenado caso 2.....	51
Tabla 9.	57
Diseño y dimensiones de disco ventilado caso 3	57
Tabla 10.	59
Coeficientes medios de las superficies características a velocidad y temperatura inicial.	59
Tabla 11.	59
Evolución de valores clave durante el periodo de frenado caso 3	59
Tabla 12.	61
Evolución de valores clave durante el periodo de recuperación.....	61
Tabla 13.	63
Evolución de los valores claves durante el segundo frenado.....	63
Tabla 14.	65
Coeficientes medios de las superficies características a velocidad y temperatura inicial giro sentido contrario.	65

Índice de figuras

Figura 1:	Evolución temporal de las temperaturas características de un disco ventilado 10	
Figura 2:	Evolution of temperatures of a ventilated brake disc	14
Figura 3:	Rayado disco de freno	28
Figura 4:	Rotura disco de freno.....	28
Figura 5:	Alabeo disco de freno	29
Figura 6:	Cristalización disco de freno	29
Figura 7:	Disco de freno macizo acero fundido	41
Figura 8:	Ciclo de ensayo térmico vehículo M1	42
Figura 9:	Evolución temporal velocidad lineal	42
Figura 10:	Evolución temporal velocidad angular	43
Figura 11:	Flujo de calor constante en el disco.....	44
Figura 12:	Expresiones para el cálculo del Nusselt medio según Reynolds	46
Figura 13:	Temperaturas en el disco tras 0,01 segundos caso 1	47
Figura 14:	Evolución temporal de las temperaturas clave caso 1	49
Figura 15:	Temperaturas del disco a los 5,55 segundos caso 1	49
Figura 16:	Disco de freno macizo hierro gris.....	51
Figura 17:	Evolución temporal temperaturas clave caso 2	52
Figura 18:	Comparación temperatura media e interna casos 1 y 2	53
Figura 19:	Distribución de las temperaturas segundo 70 caso 2.....	54
Figura 20:	Distribución temperaturas en el segundo 5,56 caso 2	54
Figura 21:	Frenos ventilados.....	55
Figura 22:	Frenos perforados	56
Figura 23:	Freno rayado	56
Figura 24:	Frenos mixtos (Ventilados y perforados)	56
Figura 25:	Disco de freno macizo hierro gris.....	57
Figura 26:	Velocidad absoluta del fluido en la superficie de la cara principal	58
Figura 27:	Dirección del flujo de aire dentro del disco.....	58
Figura 28:	Evolución temporal de las temperaturas críticas del disco caso 3.....	61
Figura 29:	Evolución temporal temperaturas frenado y descanso caso 3	62
Figura 30:	Evolución temporal temperaturas caso 3.....	64
Figura 31:	Evolución temporal temperaturas ensayo completo caso 3.....	64
Figura 32:	Comparación evolución de temperaturas entre caso 2 y 3	65

Figura 33: Distribución de calor en material de conductividad alta en 0,01 segundos
67

Figura 34: Distribución de calor en material de conductividad baja en 0,01 segundos
68

Índice de ecuaciones

Inercia dinamómetro (1)	35
Distribución másica eje delantero (2)	35
Distribución másica eje trasero (3)	36
Radio dinámico medio (4)	37
Velocidad angular máxima y mínima (5)	37
Energía disipada por fuerza y velocidad (6)	37
Energía disipada diferencia velocidades (7)	38
Calor disipado por convección forma 1 (8)	39
Calor disipado por convección forma 1 (9)	39
Distribución de calor entre disco y pastilla (10)	44
Temperatura de propiedades del aire (11)	45
Reynolds flujo forzado cruzado a cilindro (12)	45
Nusselt medio flujo forzado cruzado a cilindro (13)	45
Coeficiente convección medio flujo forzado cruzado a cilindro (14)	46
Reynolds flujo paralelo forzado a placa plana (15)	46
Nusselt medio flujo laminar paralelo forzado a placa plana (16)	47
Coeficiente convección medio flujo paralelo forzado a placa plana (17)	47

Introducción

Hoy en día, la sociedad cada vez está más concienciada y tiene más educación en seguridad vial, aun así, todos los años pierden la vida miles de persona solo en las carreteras españolas. Tan solo en 2019 fallecieron 1755 personas en las vías españolas. De estos 1755 casos el 16% de los accidentes mortales se produjeron debido a una colisión frontal en 2019 (Instituto Nacional de Estadística (INE), 2019). Bien es cierto que estas colisiones se producen mayoritariamente debido a un fallo en el factor humano, pero mejorando los sistemas de seguridad del vehículo, se ha demostrado un índice de mortalidad menor en los vehículos más modernos, que contienen unos sistemas de seguridad mejorados.

El principal objetivo de este proyecto será el estudio de uno de los sistemas de seguridad principales de los automóviles, el sistema de frenado. El estudio se centrará específicamente en el diseño geométrico del disco de freno.

La utilización de un sistema de frenado en un automóvil es vital e imprescindible ya que desempeñará una de las funciones básicas a la hora de utilizar el vehículo. Este sistema no entrará en juego únicamente en el día a día si no también, como sistema de prevención de riesgos y accidentes. Debido a la importancia del sistema, se le deberán exigir unos requisitos mínimos para su utilización.

Estas exigencias dependerán del peso y la potencia del motor del vehículo. Los discos de freno y las pastillas deberán pasar diferentes pruebas y ensayos para su posible utilización y homologación. En este proyecto nos centraremos en ensayos térmicos. Es importante que el freno este diseñado acorde a las exigencias necesarias, y pues este, debe ser capaz de cumplir las exigencias sin ver comprometida su integridad.

Estado de la cuestión

Los sistemas de freno en los automóviles son relativamente recientes debido a la propia modernidad de estos mismos. Los primeros sistemas consistían en un par de zapatas, similares a las que pueda llevar una bicicleta de uso recreativo, que frenaban la propia rueda. Estas zapatas exteriores se deterioraban rápidamente debido al material plástico del que estaban hechas y debido a los elementos exteriores como la lluvia y la sal.

Intentando resolver este problema, Gottlieb Daimler en 1899 diseñó la idea básica del freno de tambor, donde las zapatas pasaban a ser interiores y así refugiarlas del exterior. Estas zapatas interiores duraban más y no se caían ni se dañaban tanto como las exteriores. Los primeros modelos de coches en adoptar este tipo de sistemas salen a la venta en 1910, el Isotta Fraschini y el Argil en 1911. En un principio todos los sistemas de frenado eran activados de una forma mecánica, no fue hasta mediados de 1930 que se introdujeron los primeros sistemas hidráulicos equipados con un aceite especial para activar las zapatas. (¿Conoces la diferencia? - Frenos de disco vs frenos de tambor, 2012) Esta importante implementación provocó un aumento en la seguridad a la hora de aplicar el freno, siendo su uso mucho más fácil y cómodo para el usuario. Los sistemas hidráulicos permitieron aplicar una fuerza mayor de frenado gracias a la multiplicación de la fuerza realizada sobre un fluido incompresible, haciendo posibles frenadas más fuertes y seguras. El aumento de la fuerza obligó a la utilización de materiales más resistentes como el acero. Los frenos de tambor son efectivos de bajo coste y de larga duración, pero posee el inconveniente de una difícil ventilación debido a su construcción. Como el principio básico de cualquier freno es convertir la energía cinética en energía calorífica, se vuelve primordial un sistema de ventilación que mantenga el sistema de frenado en un rango de temperaturas en el que mantenga todas sus funcionalidades. Este inconveniente en los frenos de tambor hizo evolucionar el sistema al actual, frenos de disco.

Los primeros frenos de disco fueron introducidos en competiciones deportivas, que demandaban una mayor capacidad de frenada, requerían de una mayor y más intensa ventilación consecuentemente. Aunque la superficie de contacto de las zapatas con este tipo de frenos sea menor, el aumento en la ventilación es tal que compensa la disminución de la superficie.

Aunque los discos de freno sean la mejor solución hasta el momento y la más usada en vehículos comerciales, estos siguen teniendo diferentes problemas. Las dificultades principales que se pueden encontrar son el rayado, la rotura, el alabeo o la cristalización. (Imporbrake, s.f.)

El rayado se debe a una elección de un material más duro en las zapatas que en el propio disco, la rotura se debe a los esfuerzos de fatiga que tiene el disco a lo largo de su vida útil, y los dos últimos se deben a problemas en la ventilación del disco. El alabeo viene dado por un sobrecalentamiento en el disco que provoca una deformación de este, esta deformación produce vibraciones a la hora de frenar reduciendo su eficiencia. Por último, el cristalizado es el mayor problema al que se puede enfrentar el sistema, teniendo que cambiar las pastillas y el disco si este proceso llegare a producirse. Como el alabeo, la cristalización también se produce por un sobrecalentamiento del sistema, pero en esta

ocasión deberá ser durante un periodo de tiempo más extenso. Si el sistema llega a una temperatura crítica muy elevada, la resina de las superficies de fricción, llegará a un estado líquido, formando una capa entre pastillas y disco, que inutilizará el sistema parcial o completamente. La cristalización, por tanto, deberá ser evitada en todo momento, ya que esta, puede poner en riesgo la vida de los pasajeros y demás vehículos y personas que circulen por el resto de la vía.



Figura 3: Rayado disco de freno



Figura 4: Rotura disco de freno

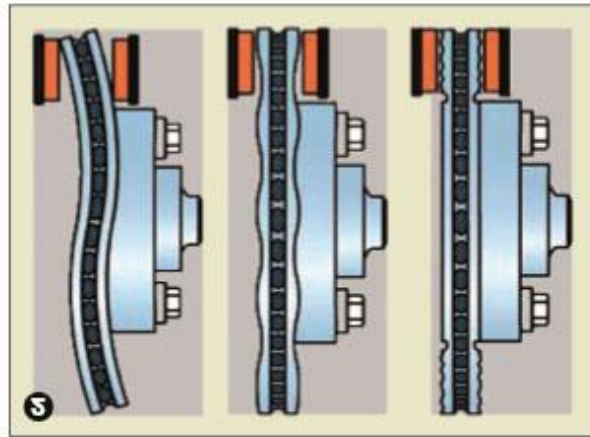


Figura 5: Alabeo disco de freno



Figura 6: Cristalización disco de freno

Motivación

Este trabajo busca estudiar un freno de disco que garantice la seguridad del usuario y de los que le rodean. Como se ha mencionada previamente, para que el sistema cumpla los requisitos de seguridad y evitar daños en el disco debido a sobrecalentamientos causando el alabeo o la cristalización, este necesita de una ventilación constante que será proporcionada de una manera consciente sin sobredimensionar el sistema, evitando un sobre coste o sobredimensionamiento.

Para realizar el proyecto se necesitará profundizar en el campo de la transmisión de calor, centrándose en el estudio de la conducción y convección natural y forzada. Se definirán los conceptos a lo largo del trabajo, a la par que se aplicarán los conceptos y formulas en el cálculo del disco.

Objetivos del proyecto

En todo proyecto de ingeniería se busca la eficiencia máxima, y en este no será diferente. Nos centraremos en analizar diferentes modelos en cuanto a su geometría y estudiaremos materiales diferentes que puedan aumentar la eficiencia o reducir costes.

Para centrar los objetivos del proyecto nos centraremos en tres objetivos.

- 1) Cálculo del banco de ensayos y parámetros para realizar la homologación.

Para obtener estos parámetros, se deberá tener en cuenta la normativa europea respecto a la homologación de los discos. Se seguirá el Reglamento nº 90 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE). (Diario Oficial de la Unión Europea, 2011) En esta norma se establecen ciertos límites y pautas que ha de seguir el ensayo para que el freno se pueda homologar.

- 2) Energía disipada por el disco en los ensayos del dinamómetro.

Se calculará el calor que debe ventilar el disco en los procesos de frenada establecidos por la norma.

- 3) Elección de un primer material y geometría que supere la prueba a fatiga térmica del disco.
- 4) Estudio de diferentes geometrías y materiales, comparándose con los ensayos anteriores.

Metodología de trabajo

Se obtendrán los objetivos y resultados del prototipado de manera teórica y vía software o puramente simulada, comparando los resultados obtenidos, según el método utilizado. Se puede diferenciar el trabajo claramente en dos partes diferentes, en la primera parte se estudiará la cinemática del dinamómetro, según la norma, y en la segunda y última se estudiará la transmisión de calor del disco.

Como se ha comentado previamente el ensayo a fatiga térmica que se va a analizar será el establecido por el reglamento nº 90 de la regulación europea mencionado previamente. Para este tipo de pruebas en los discos de frenos, podemos distinguir en el reglamento dos tipos de prueba claramente diferenciados. En el primero se ensaya el disco montado en el vehículo para el que se vaya a utilizar, debido a la falta de vehículo de ensayo se optará por realizar el análisis de forma teórica en un dinamómetro de inercia.

Como el objetivo del proyecto es profundizar en el ámbito de la transmisión de calor, se estudiarán los ensayos de fatiga térmica a los que se somete el disco, no entrando a analizar en profundidad si el disco sufre deformaciones o daños por la prueba en sí.

Para establecer las condiciones de ensayo del dinamómetro como la inercia rotativa, distribución de frenada o la masa de ensayo, se seguirá el Anexo 11, apartado 3 del reglamento. La fórmula que se utilizará para los cálculos de la masa de inercia del dinamómetro es la siguiente.

$$I = m * r_{dyn}^2 \quad (1)$$

Donde:

I = inercia rotativa [kgm^2]

r_{dyn} = radio de rodadura dinámico del neumático [m]

m = masa de ensayo (parte de la masa máxima del vehículo frenada por la rueda correspondiente) [kg]

Para obtener el radio de rodadura dinámico, se deberá elegir el radio de rodadura dinámico del neumático de mayor tamaño autorizado para el vehículo correspondiente. Para obtener este dato se consultará la norma ISO 4000-1:2015, que establece los tamaños de rueda y llanta para los diferentes tipos de vehículos. Para el tipo de vehículo estudiado el r_{dyn} resulta de 0,373 m.

Por último, la masa de ensayo por rueda se obtendrá del siguiente modo;

Para el eje delantero:

$$m = \frac{x * m_{veh}}{2 * n_{front}} \quad (2)$$

Para el eje trasero:

$$m = \frac{y * m_{veh}}{2 * n_{rear}} \quad (3)$$

Donde: m_{veh} resulta la masa máxima autorizada del vehículo

n_{front} y n_{rear} son el número de ejes delanteros y traseros respectivamente

Los valores de 'x' e 'y' será la distribución de la masa del vehículo en ambos ejes. Se obtendrá a través de la siguiente tabla representada en el reglamento.

Tabla 3.

Distribución másica según eje

Cuadro A11/3.2.1.2

Categoría de vehículo	Porcentaje de la masa m a tener en cuenta	
	Valor X (eje delantero)	Valor Y (eje trasero)
M1	77	32

Fuente: Reglamento nº 90 regulación europea

Se tomará como m_{veh} la M.M.A o masa máxima autorizada para los turismos que en la legislación vigente es de 2100 kg. También se supone un único eje delantero y trasero en todos los vehículos del tipo M1, por tanto, n_{front} y n_{rear} tomarán ambos los valores de 1.

Obtenidas las condiciones del dinamómetro se verá a continuación la prueba que se le realizará al disco. La prueba deberá seguir las pautas establecidas en el apartado 4.1.1.1.2 del anexo 11 del reglamento mencionado previamente, que se presentarán a continuación en la siguiente tabla 4.

Tabla 4.

Pautas establecidas en el reglamento para ensayo de fatiga térmico (M1)

Disposiciones relativas al ensayo	Ensayo de fatiga térmica
Categorías de vehículos	M ₁ /N ₁
Tipo de frenado	Secuencia de accionamientos de freno
Intervalo de frenado (=t _{total})	70 s
Nº. de accionamientos del freno por ciclo	2
Par de frenado correspondiente a una desaceleración de	5,0 m/s ²
Nº. total de ciclos de frenado	100 o 150
Accionamientos del freno desde a	V _{max} 20 km/h

Temperatura inicial del 1 er accionamiento del freno en cada ciclo	$\leq 100\text{ }^{\circ}\text{C}$
--	------------------------------------

donde:

$v_{\max}$ 120 km/h

t_{total} Intervalo de frenado ($t_{\text{bra}} + t_{\text{acc}} + t_{\text{rest}}$)

t_{bra} duración efectiva del frenado durante el accionamiento

t_{acc} tiempo mínimo de aceleración con arreglo a la capacidad de aceleración del vehículo correspondiente

t_{rest} periodo de descanso

En este proyecto se asumirán iguales todos los ciclos realizados en el ensayo desde el punto de vista de transmisión de calor, suponiendo que las propiedades físicas del disco no varían a lo largo del ensayo. Por lo tanto, solo será necesario realizar el estudio de uno de los ciclos dado las condiciones iniciales se asumen iguales para todos los ensayos.

Cálculos cinemáticos y dinámicos

Comenzaremos calculando la velocidad de rotación del dinamómetro, conociendo la velocidad lineal del vehículo inicial, la final y el radio de rodadura, que se utilizará la media entre el radio de rodadura dinámico más grande y el más pequeño de los neumáticos autorizados para dicho vehículo.

$$r_{dyn,m} = \frac{r_{dyn,max} + r_{dyn,min}}{2} \quad (4)$$

$$\omega_{max} = \frac{v_{max}}{r_{dyn,m}} \quad \text{y} \quad \omega_{min} = \frac{v_{min}}{r_{dyn,m}} \quad (5)$$

Una vez halladas las velocidades, conociendo la desaceleración que tendrá el dinamómetro, establecida en la norma, se calculará la energía que se disipará en forma de calor (E_D) mediante la siguiente expresión.

$$a = -5 \text{ m/s}^2$$

$$E_D = \int_{t_0}^{t_{bra}} M_F * \omega(t) * dt \quad (6)$$

desarrollando:

$$E_D = \int_{t_0}^{t_{bra}} M_F * (\omega_0 + \alpha * t) * dt = \int_{t_0}^{t_{bra}} M_F * \omega_0 * dt + \int_{t_0}^{t_{bra}} M_F * \alpha * t * dt$$

También se puede conseguir la energía disipada asumiendo que la única pérdida de energía se produce en forma de calor a través del freno:

$$E_D = \frac{1}{2} * I * \omega_0^2 - \frac{1}{2} * I * \omega_f^2 \quad (7)$$

Como el estudio que se quiere realizar es un cálculo de la temperatura del disco en régimen transitorio, se deberá calcular la energía disipada en cada momento de la frenada y no de una manera global.

Introduciendo todos los datos obtenemos:

$$r_{dyn,m} = 0,3115 \text{ m}; \quad \omega_{max} = 107,01 \text{ rad/s}; \quad \omega_{min} = 17,83 \text{ rad/s};$$

$$\alpha = -16,05 \text{ rad/s}^2$$

Disipación de calor

En esta segunda parte se enfocará el problema de transmisión de calor. Se seguirá un proceso iterativo, en el que se calculará el incremento de energía del disco. Para ello será necesario calcular en cada iteración el calor introducido en el disco, en este caso por el efecto del freno, y el calor que es capaz de disipar este mismo.

La razón por la que el cálculo se deberá hacer de forma iterativa, se debe a que el calor disipado y el calor generado varían constantemente en función del tiempo, y no se disponen de herramientas suficientemente potentes que sean capaces de calcular estos regímenes transitorios. El intervalo de iteración dependerá del momento, pues se querrá afinar más en momentos claves de la frenada como en el momento inicial o en la segunda frenada.

En un proceso de transmisión de calor, este se puede disipar de tres formas diferentes, conducción, transmisión de calor a través de un medio sólido, convección, cuando un sólido está en contacto con un fluido en movimiento y por radiación. Esta última se puede despreciar en este caso ya que las otras dos formas de disipar serán considerablemente más grandes.

I. Conducción

Como se ha mencionado antes la conducción se produce cuando hay una diferencia de temperatura entre dos cuerpos. Debido a que el contacto con otro cuerpo del disco se produce relativamente lejos de la zona de frenada, en una primera instancia se despreciará la disipación del calor por conducción. Sin embargo, el calor sí que se disipará a lo largo del disco. Dicha distribución será calculada por el software SolidWorks.

II. Convección

Este será el proceso de disipación más importante en el estudio y más difícil de calcular. Se calculará de forma teórica para geometrías sencillas, y para geometrías más complejas se recurrirá a la simulación. La transmisión de calor es complicada por el hecho de que comprende movimiento del fluido, así como la conducción de calor. Cuando el fluido no está en movimiento la transmisión de calor se produce únicamente por conducción, pero cuando este se mueve entra en consideración la convección como transmisión de calor. Debido a esto, la disipación del calor del disco será mayor cuanto mayor sea el

movimiento del fluido a su alrededor. A pesar de esta complejidad aparente, la transferencia de calor por conducción sigue la siguiente expresión.

$$q_{conv} = h * (T_s - T_{\infty}) \quad (\text{W/m}^2) \quad \text{o,} \quad (8)$$

$$Q_{conv} = h * A * (T_s - T_{\infty}) \quad (\text{W}) \quad (9)$$

Como se puede observar, la convección dependerá del coeficiente de transferencia de calor por convección 'h' [$\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$]. Este coeficiente representa la complejidad de la expresión, ya que este depende intensamente de propiedades del fluido como la viscosidad dinámica, la conductividad térmica, la densidad y del calor específico. Propiedades que dependen directamente de la temperatura del fluido, en este caso el aire, siendo su cálculo complicado.

Para realizar el cálculo teórico de este coeficiente, habrá que asemejar las superficies del disco a geometrías ya estudiadas previamente, de las que se conocen expresiones numéricas para obtener dicho coeficiente.

Por el contrario, si se quiere calcular dicho coeficiente de una manera más precisa, habrá que recurrir a sistemas de software. En esta ocasión el programa elegido para la simular las condiciones del ensayo y calcular 'h' será el SolidWorks 2020, haciendo uso de su herramienta Flow Simulation, capaz de simular el flujo de aire alrededor del disco, calculando por lo tanto dicho coeficiente.

Como se ha mencionado antes, el coeficiente de transferencia de calor por convección depende de varios factores. Factores como la geometría, temperatura del fluido, temperatura del sólido y la velocidad relativa del fluido. Estos dos últimos parámetros irán cambiando a lo largo de la simulación constantemente, haciendo así que cambie el coeficiente. Como no se disponen de herramientas para calcular el valor del coeficiente en el tiempo, se recurrirá a la iteración de del proceso, asumiendo que dicho coeficiente se mantiene constante en el intervalo de iteración.

Análisis de casos prácticos

Comenzaremos simplificando el problema analizando inicialmente un disco macizo de acero aleado fundido, material de la mayoría de los frenos que se encuentran en el mercado (Central Recambio Original (CRO), s.f.), y se continuará cambiando tanto como de material como de geometría buscando mejorar el diseño mejorando consecuentemente la eficiencia del disco.

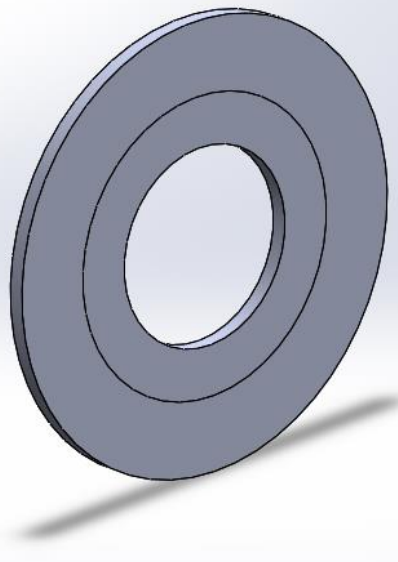
Caso 1: Disco macizo acero aleado fundido

Se ha elegido inicialmente este diseño debido a su simplicidad, dónde se puede ver cómo evolucionarán las temperaturas del cuerpo según las cargas térmicas aplicadas. Se explicará también en este caso más exhaustivamente el proceso que se ha seguido para calcular dichas temperaturas. Debido a la simplicidad del modelo, este caso será el único en el que podrán conseguir los coeficientes de transferencia de calor por convección de manera teórica pudiéndose comparar con la simulación del modelo y comparando si el cálculo teórico puede llegar a ser fiable.

A continuación, se mostrará el modelo junto con las medidas construido en SolidWorks. Las medidas utilizadas en este primer caso son medidas genéricas que se pueden encontrar en un disco de freno.

Tabla 5.

Diseño y medidas disco de freno caso 1

 <i>Figura 7: Disco de freno macizo acero fundido</i>	Diámetro exterior:	300 mm
	Diámetro interior:	132 mm
	Grosor:	11 mm
	Rango actuación pastilla:	300 – 200 mm

Comenzaremos recordando el ciclo de frenado que va a seguir el dinamómetro con el disco, representado en la figura 8.

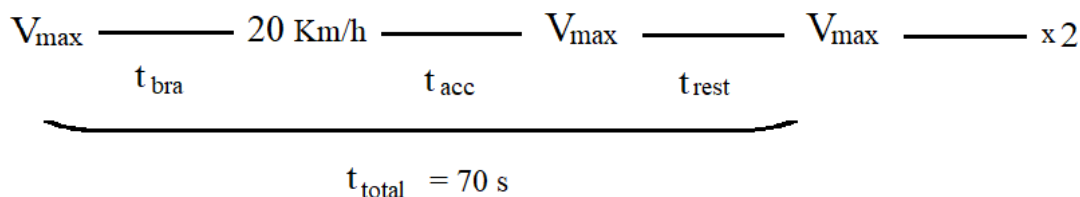


Figura 8: Ciclo de ensayo térmico vehículo M1

Empezará el ensayo a la velocidad máxima y a temperatura ambiente, se realizará un frenado equivalente a una desaceleración de $5 \frac{m}{s^2}$ hasta llegar a la velocidad mínima. Una vez lograda esta velocidad se acelerará inmediatamente lo más rápidamente posible acorde a la capacidad media del tipo de vehículo que se esté ensayando (M1). Se tomará para la aceleración el Volkswagen golf, coche más vendido en Europa en 2020 (Fernández, s.f.). Una vez alcanzada esta velocidad se mantendrá dicha velocidad por el tiempo restante. El tiempo total entre el frenado, la aceleración y el tiempo de descanso deberá ser de setenta segundos. Finalizado este tiempo total se repetirá el ensayo una vez más, completando así un ciclo de prueba. Las siguientes gráficas mostrarán la velocidad lineal del vehículo y la equivalente que deberá seguir el disco de freno.

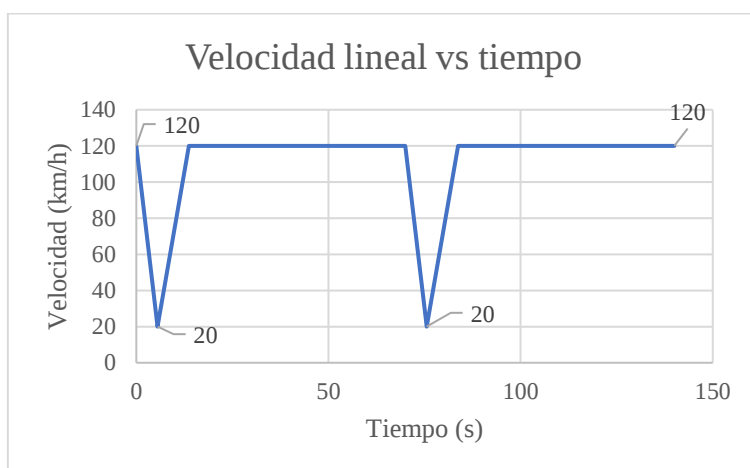


Figura 9: Evolución temporal velocidad lineal

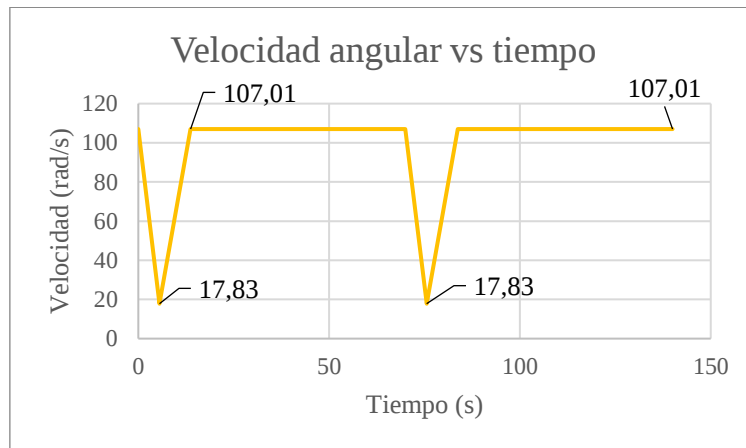


Figura 10: Evolución temporal velocidad angular

Debido al cambio constante del coeficiente de convección, por razones ya mencionadas previamente, se deberá seguir un proceso iterativo, calculando la disipación de calor por intervalos. Para ello, será necesario establecer los intervalos de tiempo adecuados y necesarios, conociendo las limitaciones del cálculo y sabiendo que los coeficientes en todo momento son hallados por métodos numéricos, es decir aproximaciones. Debido a que se quiere afinar en los primeros momentos de la frenada, se establecerán intervalos muy cortos inicialmente, y se alargarán en momentos en los que se deduzca que el coeficiente de convección no variará enormemente. A continuación, se comenzará el primer caso práctico, donde se calcularán los coeficientes de transferencia de calor 'h' de forma teórica, y se introducirán en el estudio térmico de SolidWorks, junto con el flujo de calor que se introduce en el disco y las condiciones iniciales de temperatura. Estas últimas podrán ser introducidas a mano o se podrán tomar las temperaturas de algún estudio térmico realizado previamente. Esto resultará bastante útil a la hora de empalmar las iteraciones que se irán haciendo. Con todos estos datos el software calculará la distribución de calor del disco en régimen transitorio o en permanente, según se quiera.

III. Cálculo de la distribución de calor de forma teórica y simulada

Se comenzará eligiendo el primer intervalo de iteración. Debido a que se quiere afinar en estos primeros momentos del frenado, se elegirá un intervalo corto de 0,01 segundos. Primero se calculará la energía calorífica creada por el freno en este intervalo de tiempo, y se asumirá un flujo de calor constante radial y angularmente, que se ubicará donde contactan la pastilla con el disco. En un primer momento puede parecer una aproximación muy descabellada, sin embargo, se acerca mucho a la realidad, ya que debido a un desgaste de la pastilla mayor en las zonas superiores de esta debido a un mayor desplazamiento relativo entre disco y pastilla y al estar girando el disco angularmente, se llega a este flujo constante como se muestra en la figura 11. A continuación de la figura se mostrarán también los cálculos que se van a realizar con un código de Matlab.

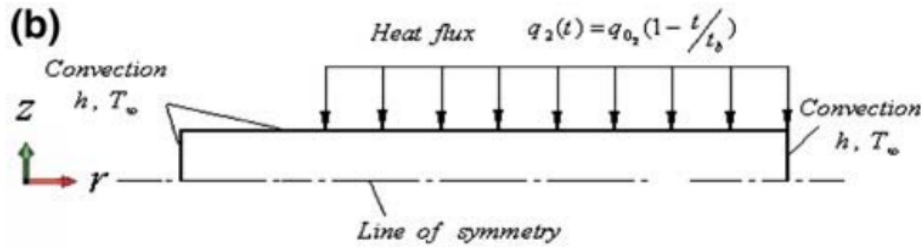


Figura 11: Flujo de calor constante en el disco

```
%% Cinemática
```

```
t= 0.01; % Intervalo de la iteración
w0= 107.01;
wf= w0 +alfa*t;
```

```
%% Calor
```

```
Ed1 = 0.5*I*w0^2-0.5*I*wf^2;
rext= 0.300/2;
rint2= rext-0.05;
Acara2= pi*rext^2-pi*rint2^2;
Apastilla=0.150*0.050;
sigma=Acara2/(Acara2+Apastilla);
Edisc1=Ed1*sigma;
Ecara = Edisc1*0.5;
Qcara = Ecara/(t*Acara2);
```

```
Qcara = 2.0640e+06
```

Se ha comenzado calculando la velocidad angular inicial y final del disco. A continuación, se ha hallado la energía perdida en forma de calor ($Ed1$) y se calcula como se distribuye en el sistema de freno dicha energía. Este calor creado por fricción, se distribuirá por la superficie de los elementos que lo han creado, en este caso entre la pastilla y el freno. Por ello habrá que ver qué porcentaje de ese calor se distribuye en que elemento. Esta distribución viene dada por la superficie de contacto y la efusividad térmica de cada elemento. En este caso nos interesa cuanto se distribuirá en el disco.

$$\sigma = \frac{\delta_d * S_d}{\delta_d * S_d + \delta_p * S_p} \quad (10)$$

En un principio, se tomará que el material del disco y de la pastilla son el mismo, dependiendo la distribución únicamente de la superficie de contacto de cada elemento. Se tomarán las medidas de una pastilla genérica del mercado, por ejemplo, las NRP1300 de NORAUTO. Según el fabricante, la pastilla tiene unas dimensiones de 150x50x17,8 mm. El área de contacto de la pastilla será de 7500 mm² y el área del disco de 39270 mm², quedando un coeficiente de distribución de 83,96 %. Como el disco tiene pastillas a ambos, la energía se divide equitativamente entre ambas caras del disco. Por último, el

flujo de calor se asumirá constante a lo largo del intervalo de tiempo elegido, llegando a un resultado de 2.064 KW/m² en este primer intervalo.

En este siguiente paso, como se ha decidido calcular en este primer ensayo los coeficientes de transferencia de forma teórica, se hará uso de diferentes fórmulas obtenidas del libro de transferencia de calor y masa de Yunus A. Çengel (Çengel & Ghajar, 2004). Se asumirá que la convección en el canto del disco se asemejará a la de un cilindro isoterma con flujo transversal forzado y la convección por el lateral se comparará a la convección de una placa plana con flujo forzado paralelo a la superficie. Para obtener las propiedades del aire en función de su temperatura, se consultarán las tablas de propiedades del mismo libro mencionado previamente. Se ha programado un código de Matlab que se comentará en cada caso a continuación.

Convección canto del disco

Para esta primera iteración el disco se encuentra a temperatura ambiente (20 °C). Para obtener las propiedades del aire se deben consultar a la siguiente temperatura,

$$T_{prop} = \frac{T_{\infty} + T_s}{2} \quad (11)$$

Siendo T_{∞} la temperatura ambiente y T_s la temperatura en la superficie del sólido. Para este primer caso T_{prop} será de 20 °C. Consultando en las tablas se obtienen las siguientes propiedades necesarias para el cálculo.

Conductividad térmica 'k': $k = 0,02514 \frac{W}{m \cdot K}$;

Viscosidad cinemática 'v': $v = 1,516 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$;

Número de Prandtl 'Pr': $Pr = 0,7309$

Se calcula ahora con estas propiedades y la dimensión característica del sólido, en este caso el diámetro exterior ($D = 0,3$ m), el número de Reynolds, necesario para saber el tipo de flujo e imprescindible para calcular el número de Nusselt, número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor de una superficie por la que discurre un fluido, comparada con la transmisión que ocurriría únicamente por conducción. Si el fluido estuviera completamente quieto el número de Nusselt tomaría el valor de 1. En todo momento, cuando se calcule el número de Nusselt y el coeficiente de transferencia de calor, se estará calculando el Nusselt y el coeficiente medio de la superficie de contacto, pues dichos valores varían a lo largo de la superficie.

$$Re = \frac{V_{\infty} * D}{v} \quad (12)$$

$$\overline{Nu} = \frac{\bar{h} * D}{k} \quad (13)$$

Siendo V_{∞} la velocidad del fluido en el infinito. Para todos los ensayos la velocidad del fluido viene establecida por la norma y se mantiene constante a lo largo de la prueba, siendo esta $0,33 \cdot V_{\max}$ es decir 11 m/s. Con esta velocidad se obtiene un Reynold de $2,17 \cdot 10^5$. Con este número de Reynolds y el número de Prandtl obtenido anteriormente, se debe calcular el número de Nusselt medio por las expresiones de Churchill & Bernstein, expresiones para un número de Prandtl mayor de 0,5. Según el número de Reynolds se debe escoger una de las siguientes expresiones de la siguiente figura.

Churchill & Bernstein ($Pr > 0,5$):

$$\begin{aligned} \bar{N}_u &= 0,3 + \frac{0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} & Re < 10^4 \\ \bar{N}_u &= 0,3 + \frac{0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{1/2}\right] & 2 \cdot 10^4 < Re < 4 \cdot 10^5 \\ \bar{N}_u &= 0,3 + \frac{0,62 Re^{1/2} Pr^{1/3}}{\left[1 + \left(\frac{0,4}{Pr}\right)^{2/3}\right]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} & 4 \cdot 10^5 < Re < 5 \cdot 10^6 \end{aligned}$$

Figura 12: Expresiones para el cálculo del Nusselt medio según Reynolds

En esta primera iteración se deberá de utilizar la segunda expresión, sin embargo, debido al cambio de las propiedades del aire según su temperatura, es posible que tengamos que utilizar otra de las 3. Usando esta segunda expresión obtenemos un valor medio del número de Nusselt de 430,95. Con este número de Nusselt y con parámetros obtenidos previamente, se puede calcular ya el coeficiente de transferencia de calor por convección medio ' $\bar{h}$ ' que resulta de $36,11 \frac{W}{m^2 \cdot K}$. Se ha obtenido con la siguiente expresión;

$$\bar{h} = \frac{\bar{Nu} * k}{D} \quad (14)$$

Por último, falta determinar el coeficiente de convección de las caras laterales. Se va a suponer que se pueden asemejar a una placa plana como se ha mencionado previamente. Se comenzará igual que en el caso anterior, calculando el número de Reynolds. En estos casos habrá que ver si el flujo pasa en algún momento a ser un flujo turbulento, si se diese el caso, habría que utilizar otras expresiones diferentes a las que se van a presentar a continuación. Se tomará como Reynolds crítico, valor cuando se supone un cambio de tipo de flujo en el fluido (de laminar a turbulento), $6 \cdot 10^6$.

Cálculo de Reynolds en el extremo:

$$Re_L = \frac{V_{\infty} * L}{\nu} \quad (15)$$

En este caso la dimensión característica será la longitud de la placa plana. En esta comparación la longitud de la placa se asimilará de nuevo al diámetro del disco, 0,3 metros. Por tanto, el Re_L tomará el valor de $2,17 \cdot 10^5$.

Como se puede observar el Reynolds más crítico se encuentra por debajo del Reynolds crítico escogido previamente, por tanto, se asume un flujo laminar en toda la cara lateral, pudiendo usar la siguiente expresión para el Nusselt medio de la cara.

$$\overline{Nu} = 0,664 * Re_L^{0,5} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad \text{si } Pr > 0,6 \quad (16)$$

Resolviendo obtenemos un Nusselt medio de 279,06 que, introduciéndose en la siguiente expresión,

$$\bar{h} = \frac{\overline{Nu} * k}{L} \quad (17)$$

se obtiene el coeficiente de transferencia medio de la cara, $23,38 \frac{W}{m^2 \cdot K}$.

Una vez obtenidos todos estos coeficientes, se creará un estudio térmico en SolidWorks, que se encargará de obtener la distribución del calor por conducción en el disco. El resultado en el segundo 0,01 la distribución de calor resultante es la representada en la siguiente figura.

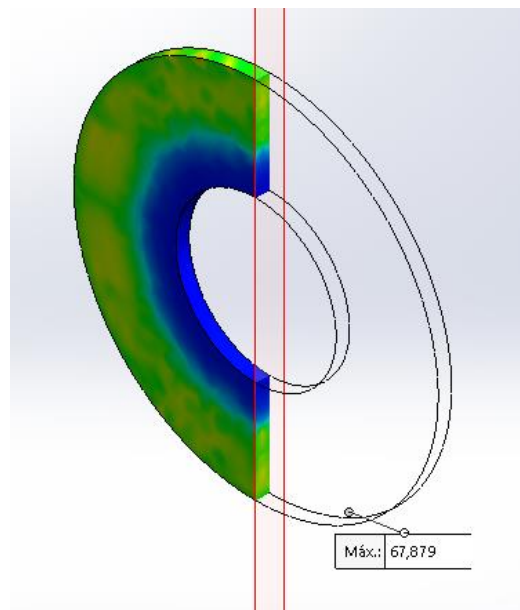


Figura 13: Temperaturas en el disco tras 0,01 segundos caso 1

Para seguir con el siguiente intervalo, se tomará la temperatura media de todas las caras para conseguir las propiedades del aire. En este primer caso la temperatura media es de 46,32 grados centígrados, o 319,47 kelvin. En las siguientes tablas y gráficas, se verá la evolución, tanto de las temperaturas como de las diferentes variaciones de las propiedades caloríficas del disco durante el tiempo de frenado. La temperatura interna del disco está escogida en el centro del grosor del disco y en la mitad de la sección donde entra en

contacto la pastilla con el disco, por otro lado, la temperatura media escogida será la temperatura media de la sección donde se da el contacto entre la pastilla y el disco.

Tabla 6.

Evolución de valores claves durante el periodo de frenado caso 1

Intervalos de tiempo [s]	Flujo de calor [W/m ²]	Reynolds	Coefficientes de convección [$\frac{W}{m^2K}$]	Temperaturas [°C]
0 → 0,01	2,064*e6	2,17*e5	h = 36,11 h _{cara} = 23,38	T _{max} = 67,87 T _{interna} = 49,47 T _{media} = 46,39
0,01 → 0,06	2,054*e6	2,00*e5	h = 35,34 h _{cara} = 23,31	T _{max} = 117,93 T _{interna} = 79,03 T _{media} = 80,68
0,06 → 0,1	2,040*e6	1,9*e5	h = 34,86 h _{cara} = 23,28	T _{max} = 173,11 T _{interna} = 105,13 T _{media} = 112
0,1 → 0,5	1,972*e6	1,79*e5	h = 34,34 h _{cara} = 23,25	T _{max} = 281,45 T _{interna} = 168,7 T _{media} = 225,01
0,5 → 1	1,833*e6	1,45*e5	h = 32,6 h _{cara} = 23,11	T _{max} = 384,76 T _{interna} = 248,23 T _{media} = 310,92
1 → 2	1,600*e6	1,26*e5	h = 31,54 h _{cara} = 23,04	T _{max} = 501,25 T _{interna} = 363,86 T _{media} = 414,96
2 → 3	1,291*e6	1,07*e5	h = 30,48 h _{cara} = 22,98	T _{max} = 592,16 T _{interna} = 455,75 T _{media} = 491,48
3 → 4	9,811*e5	9,6*e4	h = 29,77 h _{cara} = 22,92	T _{max} = 629,27 T _{interna} = 482,77 T _{media} = 512,26
4 → 5	6,713*e5	9,3*e4	h = 29,56 h _{cara} = 22,89	T _{max} = 678,23 T _{interna} = 543,79 T _{media} = 557,58
5 → 5,56	4,303*e5	8,7*e4	h = 29,19 h _{cara} = 22,87	T _{max} = 704,93 T _{interna} = 580,32 T _{media} = 583,83

A continuación, se presentará gráficamente la evolución temporal de la temperatura durante este periodo de frenado.

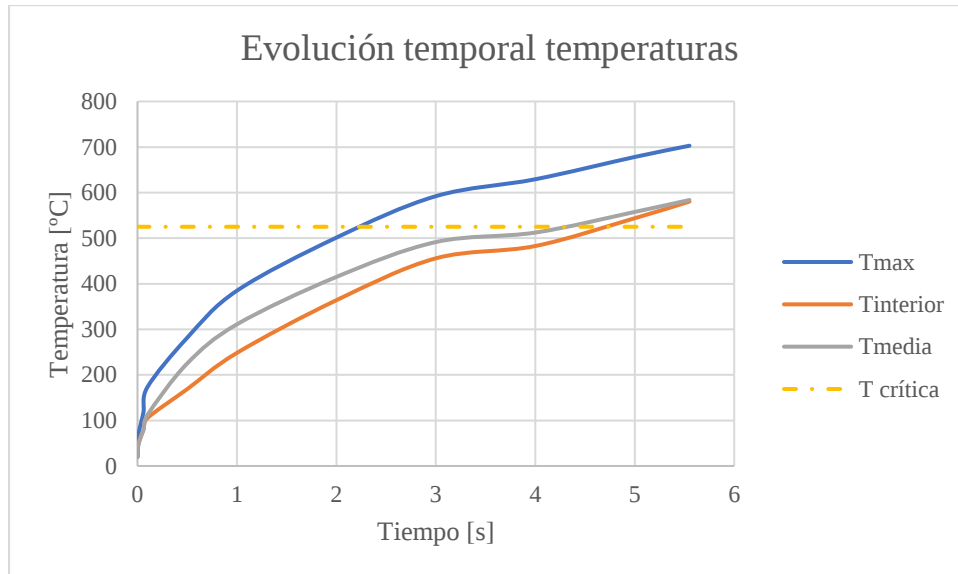


Figura 14: Evolución temporal de las temperaturas clave caso 1

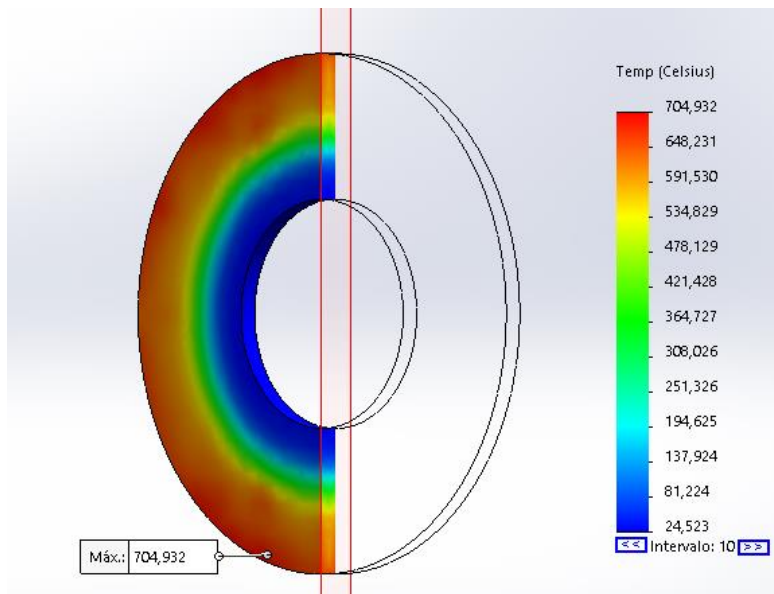


Figura 15: Temperaturas del disco a los 5,55 segundos caso 1

Asumiendo una aproximación correcta de los coeficientes de transferencia de calor por convección, en una primera evaluación de los resultados, observamos un incremento de la temperatura excesivo en el canto del disco en comparación con el diámetro interior. También las temperaturas medias del disco superan las temperaturas adecuadas de trabajo del conjunto de freno. Para evitar daños en el sistema, las temperaturas no se deberán

mantener en el intervalo entre 525 y 700°C, ya que es a estas temperaturas, cuando comienza a surgir fallos de fading o cristalización. (Infotaller, 2017) Claramente este diseño de disco de freno, deberá ser modificado ya que trabaja durante una parte importante del tiempo de frenado, en un rango de temperaturas que pueden propiciar un fallo del sistema. El diseño deberá cambiar o su geometría o se deberá elegir otro material.

Si se quiere mejorar el diseño, habrá que tener en cuenta, que variables pueden ser cambiadas. La energía disipada a lo largo del frenado será siempre la misma, a pesar de esto, una posibilidad sería aumentar el área de contacto de la pastilla con el disco para no concentrar en exceso el calor. Sin embargo, esto supondría aumentar excesivamente el radio del disco de freno, dimensión limitada por muchos elementos del sistema de freno y la propia rueda. Debido a ello, la solución más barata y usada por la mayoría de los fabricantes actualmente, es la de aumentar el calor disipado, que se podrá conseguir o cambiando el material o el diseño geométrico del freno.

Si no se quiere cambiar la configuración geométrica del freno, debido a que pueda suponer un problema de fabricación, más cara y lenta, se podrá optar por la opción de cambiar el material de este. La transmisión de calor por convección no está condicionada por las propiedades del sólido, más que por la rugosidad de la superficie de este, característica que se supondrá prácticamente igual y por tanto despreciable para todos los materiales que se pueden usar en estas aplicaciones. Sin embargo, sí que lo está la capacidad de este sólido de disipar el calor a lo largo de toda su superficie, ayudando a una mayor área de convección. Por tanto, para elegir un material que sea mejor, se deberá buscar uno cuya conductividad térmica sea mayor, que conducirá mejor el calor. Varias posibilidades ya usadas en el mercado de vehículos comerciales son el hierro y el aluminio ambos con mayor conductividad térmica que el acero aleado fundido probado anteriormente.

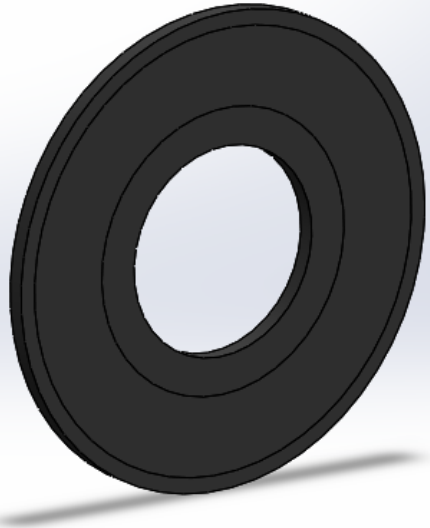
Existe otra alternativa a aumentar la capacidad de disipación de calor, se pueden buscar materiales, que sean capaces de trabajar a temperaturas más altas. Estos frenos están pensados para dinámicas de competición o coches de alta gama, ya que son materiales más caros, como el titanio o compuestos cerámicos, como el carburo de silicio, capaz de trabajar a temperaturas de 800 °C sin ningún compromiso en su fiabilidad o duración a largo plazo. En foco de este proyecto, sin embargo, se encuentra en los frenos de uso más común, materiales más baratos y diseños que puedan ser fabricados fácilmente.

A continuación, se realizará el mismo ensayo cambiando el material del disco a hierro gris, con una conductividad térmica de 75 W/m*k el doble que el anterior material, acero aleado fundido.

Caso 2: Disco macizo hierro gris

Aparte del cambio del material, se quiere centrar el área de contacto de frenado, ya que se estaban alcanzando temperaturas muy altas en el canto del disco, lugar donde se estaba aplicando antes directamente el fujo de calor. El nuevo diseño y medidas se presentan en la siguiente tabla.

Tabla 7.*Diseño y medidas disco de freno macizo caso 2*

 <i>Figura 16: Disco de freno macizo hierro gris</i>	Diámetro exterior:	300 mm
	Diámetro interior:	132 mm
	Grosor:	11 mm
	Rango actuación pastilla:	280 – 180 mm

El proceso que se seguirá para el cálculo del flujo de calor y los coeficientes de convección será el mismo que el que se ha explicado previamente. Los intervalos de tiempo se mantendrán iguales con el fin de comparar mejor los resultados obtenidos.

En la siguiente tabla se mostrarán los mismos parámetros clave que se calcularon en el caso anterior.

Tabla 8.*Evolución de valores claves durante el periodo de frenado caso 2*

Intervalos de tiempo [s]	Flujo de calor [W/m ²]	Reynolds	Coefficientes de convección [$\frac{W}{m^2K}$]	Temperaturas [°C]
0 → 0,01	2,212*e6	2,17*e5	h = 36,11 h _{cara} = 23,38	T _{max} = 41,14 T _{interna} = 35,11 T _{media} = 32,5
0,01 → 0,06	2,202*e6	2,11*e5	h = 35,79 h _{cara} = 23,33	T _{max} = 64,29 T _{interna} = 48,19 T _{media} = 54,94
0,06 → 0,1	2,187*e6	2,02*e5	h = 35,39 h _{cara} = 23,31	T _{max} = 90,31 T _{interna} = 62,93 T _{media} = 76,60

0,1 → 0,5	2,114*e6	1,94*e5	h = 35,04 h _{cara} = 23,31	T _{max} = 138,24 T _{interna} = 78,47 T _{media} = 118,8
0,5 → 1	1,965*e6	1,79*e5	h = 34,33 h _{cara} = 23,25	T _{max} = 214,92 T _{interna} = 132,73 T _{media} = 180,85
1 → 2	1,716*e6	1,61*e5	h = 33,48 h _{cara} = 23,22	T _{max} = 292,92 T _{interna} = 222,6 T _{media} = 246,16
2 → 3	1,383*e6	1,43*e5	h = 32,56 h _{cara} = 23,16	T _{max} = 384,13 T _{interna} = 319,89 T _{media} = 318,44
3 → 4	1,051*e6	1,26*e5	h = 31,57 h _{cara} = 23,06	T _{max} = 449,23 T _{interna} = 397,06 T _{media} = 370,2
4 → 5	7,196*e5	1,14*e5	h = 30,89 h _{cara} = 23,00	T _{max} = 488,72 T _{interna} = 444,62 T _{media} = 402,91
5 → 5,56	4,613*e5	1,07*e5	h = 30,48 h _{cara} = 22,98	T _{max} = 505,86 T _{interna} = 470,73 T _{media} = 418,73

Y a continuación la evolución temporal de las temperaturas clave, junto con la comparación con el caso anterior.

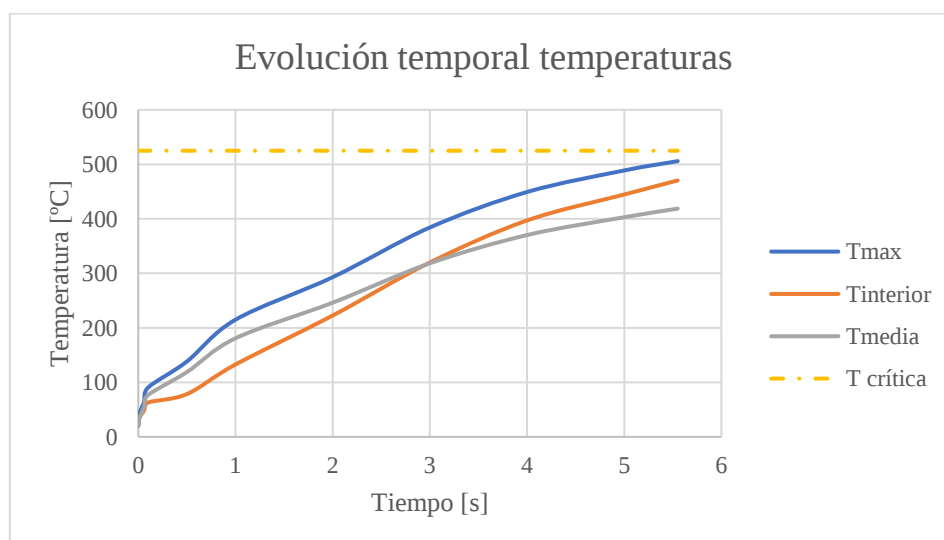


Figura 17: Evolución temporal temperaturas clave caso 2

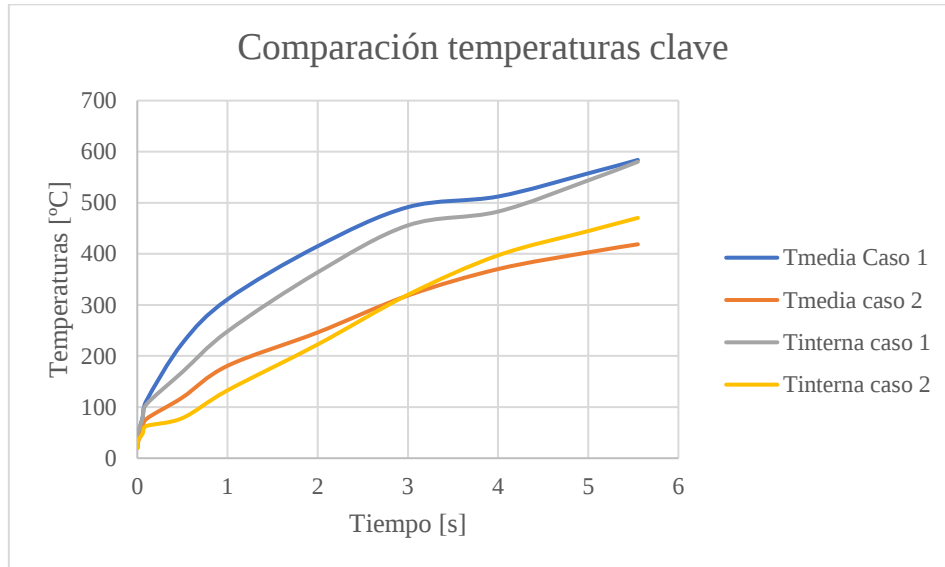


Figura 18: Comparación temperatura media e interna casos 1 y 2

En un primer momento se observa como la disipación de calor ha mejorado cuantitativamente con respecto al caso anterior, resultado que se esperaba. Cabe destacar como en este caso, gracias a una mayor conductividad térmica del material, el calor llega más fácilmente al interior del disco desde las caras de aplicación del flujo. En valores absolutos, la temperatura en el interior es claramente inferior a la temperatura interior en el caso anterior (caso 1), sin embargo, ahora esta temperatura supera a mitad del ensayo la temperatura media de la zona de contacto. Esta mejora en la conductividad, ha ayudado a distribuir mejor el calor en el disco, consiguiendo que la temperatura en la superficie, lugar donde se produciría la cristalización, no supere la temperatura crítica de 525 °C. Aún así, hay que recordar que, para superar la prueba del ensayo a fatiga térmica de la norma, este frenado debe realizarse de nuevo, habiendo dejado al disco previamente el tiempo de reposo hasta alcanzar los 70 segundos de la primera parte del ciclo según dicta la norma. Se recuerda el ciclo del ensayo térmico en la figura 8.

Se ha simulado el tiempo de descanso con los coeficientes más favorables de convección hallados anteriormente, ($h_{\text{canto}} = 36.11 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$ y $h_{\text{cara}} = 23.38 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$) y se ha llegado a la siguiente distribución de temperaturas, representadas en la figura 19, en el segundo 70 del ensayo completo.

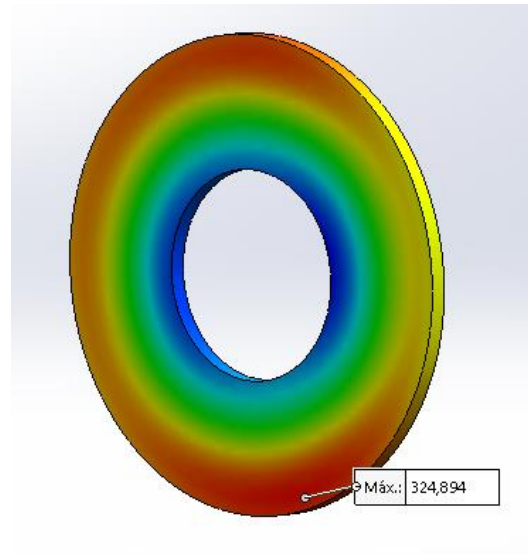


Figura 19: Distribución de las temperaturas segundo 70 caso 2

Se observa un claro enfriamiento del disco al llevar este, 65 segundos aproximadamente sin ninguna carga calorífica, sin embargo, se puede llegar a la conclusión de que el disco superará con creces la temperatura crítica de 525 °C si se repite el ensayo anteriormente realizado con estas temperaturas iniciales.

Para finalizar de analizar este caso, se comentará el efecto de la recolocación del área de contacto. En la figura 20 se expone la distribución de temperaturas a lo largo del disco.

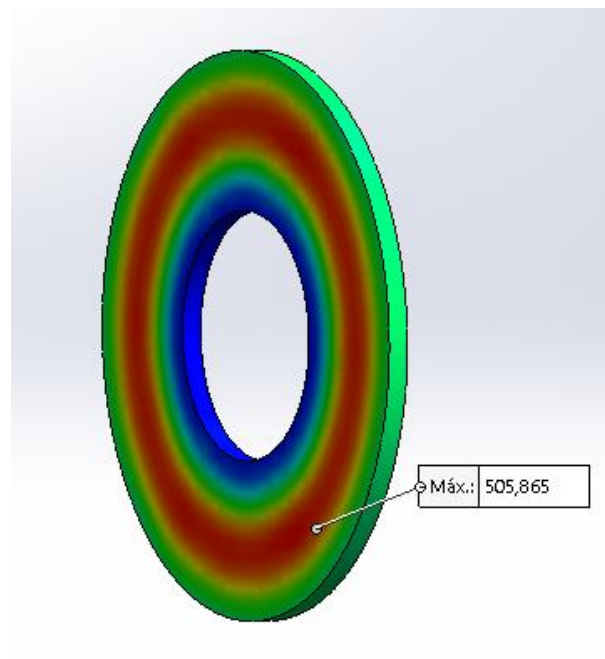


Figura 20: Distribución temperaturas en el segundo 5,56 caso 2

Observamos como en este caso, se consigue que la temperatura máxima se encuentre en el centro del área de aplicación, evitando así las temperaturas críticas que se podían encontrar en el caso anterior en el canto del disco. Aparentemente, se puede llegar a pensar que lo mejor, por tanto, sería colocar el área de contacto entre pastilla y disco equidistante del radio interno y del externo, sin embargo, esto podría presentar en el disco un problema de integridad por tensiones máximas, ya que la presión que tendría que ejercer la pastilla para mantener el mismo par de frenado debería ser mayor, pudiendo comprometer el límite a compresión y a tensión cortante del material.

A pesar de estos cambios introducidos, no es suficiente para garantizar la seguridad e integridad del disco en un frenado, por ello será mandatorio modificar el último parámetro que se ha mantenido constante, la geometría del disco. En el siguiente caso se verá un disco más parecido a los que se encuentran en el mercado.

Caso 3: Disco ventilado hierro dúctil

En este nuevo caso, se cambiará la geometría del disco, buscando aumentar el calor disipado con convección. Para ello, se podrá aumentar el área del disco simplemente, o se podrán buscar geometrías que favorezcan el flujo del aire en las zonas donde se requiera una mayor convección. En el mercado actual, se ha optado por recurrir a esta última solución, y se pueden encontrar cuatro tipos de freno que utilizan este concepto. Frenos ventilados, frenos rayados, frenos perforados y una combinación de cualquiera de los anteriores. A continuación, se mostrarán imágenes de los diferentes diseños.



Figura 21: Frenos ventilados



Figura 22: Frenos perforados



Figura 23: Freno rayado

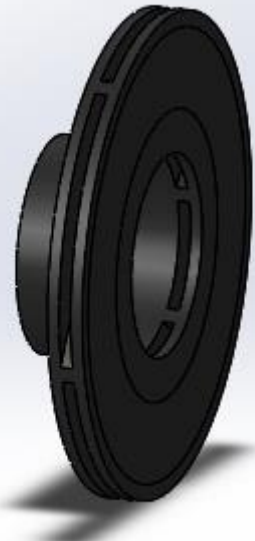


Figura 24: Frenos mixtos (Ventilados y perforados)

En este caso se va a optar por elegir en un primer momento un freno ventilado. Se considera este tipo la opción más económica a largo plazo, ya que los disco que presentan alteraciones geométricas en las caras, como agujeros o rayas, estas, tienden a crear concentraciones más altas de tensiones en estos lugares, pudiendo llegar a rajarse después de miles de ciclos.

El nuevo diseño geométrico y sus medidas más características se pueden ver en la siguiente tabla. En el anexo se adjuntará un plano del disco donde se podrán ver mejor las medidas y geometrías de este.

Tabla 9.*Diseño y dimensiones de disco ventilado caso 3*

 <i>Figura 25: Disco de freno macizo hierro gris</i>	Diámetro exterior:	300 mm
	Diámetro interior:	126 mm
	Grosor:	22.5 mm
	Rango actuación pastilla:	280 – 180 mm

Con este nuevo diseño se espera aumentar considerablemente tanto la conductividad del calor distribuyéndose este por todo el sólido, como la convección de calor. Este aumento cualitativo sobre todo de la convección, se debe en gran parte al aumento considerable de la superficie de contacto del disco con el fluido. El objetivo del diseño de los álabes entre las dos caras del disco, busca parecerse al diseño de una turbomáquina. Mejorando la fluidez del aire entre las caras principales del disco, aumentando así la convección en esta zona.

En este caso, para calcular los coeficientes de convección, no se asemejarán a otras figuras geométricas como en los casos anteriores, debido a que sería una comparación muy burda y poco fidedigna. Para hallar la solución a estos coeficientes se utilizará el paquete de simulación del SolidWorks, Flow Simulation. Este paquete del SolidWorks, simulará la interacción del fluido elegido con el sólido expuesto. Se pondrá un ejemplo de los resultados obtenidos con las condiciones iniciales del ensayo, el disco girando a 107,01 radianes por segundo y una temperatura del sólido y del ambiente de 20 grados centígrados. Para las velocidades de los demás intervalos se establecerá en la simulación, las velocidades finales del apartado anterior. Para la condición de temperatura del sólido se obtendrá la media de las caras expuestas y se establecerá como temperatura del sólido, ya que no existe la opción de establecer diferentes temperaturas en la simulación.

En la figura 26 se mostrará la velocidad del fluido en la cara principal del disco.

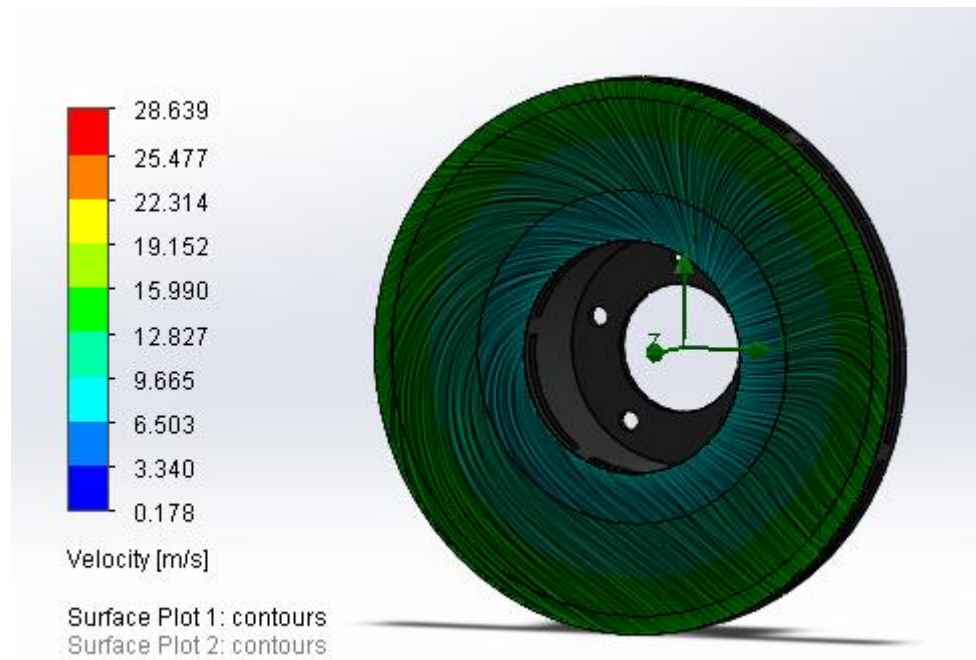


Figura 26: Velocidad absoluta del fluido en la superficie de la cara principal

Resulta una imagen muy esclarecedora de como se va a comportar el aire cuando entre en contacto con el disco en movimiento. El aire tiene inicialmente una velocidad de 11 m/s con un sentido en la dirección negativa del eje x, (entraría por la derecha en la imagen) y cuando entra en contacto con el disco, girando a 107,01 rad/s en sentido horario en la imagen, le cambia la velocidad y la dirección al fluido, guiándolo hasta el interior del disco donde será guiado por los álabes nuevamente hasta el exterior, como se puede ver en la figura 27.

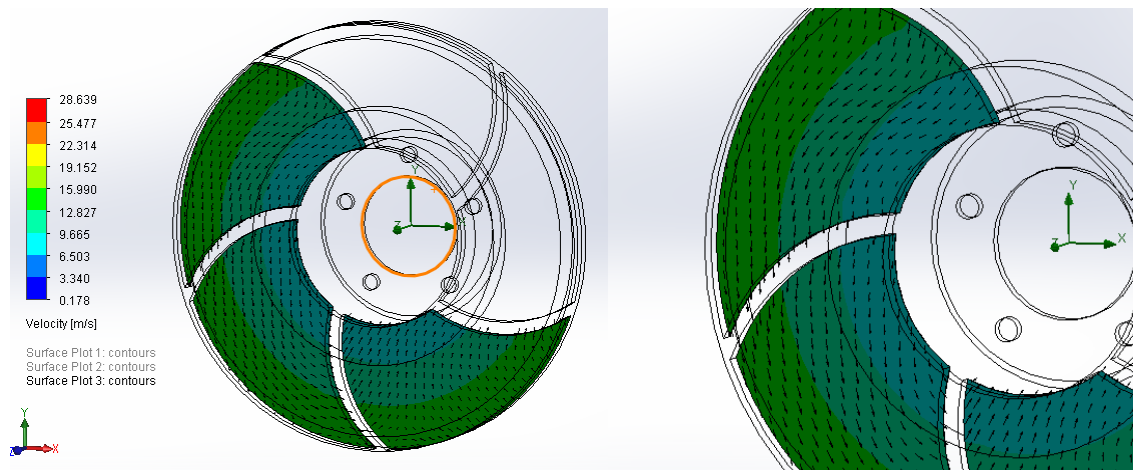


Figura 27: Dirección del flujo de aire dentro del disco

Si bien es cierto que estos resultados nos ayudan a entender el flujo y como pueden variar los coeficientes de convección según la velocidad del disco, resulta mucho más útil consultar directamente los coeficiente de convección calculados directamente por la

simulación. Normalmente para no dificultar el cálculo con diferentes cargas de convección, se busca el coeficiente de convección medio de una superficie. Se podrán a continuación los coeficientes medios de las superficies o conjuntos característicos del disco, para el primer intervalo.

Tabla 10.

Coefficientes medios de las superficies características a velocidad y temperatura inicial.

Superficie	Coefficiente de convección medio $W/(m^2 \cdot K)$
Cara principal	29,95
Cara secundaria	25,45
Canto diámetro superior	37,28
Canto diámetro inferior	17,63
Cara tornillos exterior	35,26
Álabes y caras interiores	25,51

Para el estudio térmico, habrá que introducir estos coeficientes en las cargas caloríficas de convección. Aunque se podrían introducir los coeficientes en la simulación térmica de manera automática que ha calculado el Flow Simulation a las caras del sólido, no se acercaría mucho a la realidad, pues hay caras del disco de freno que, en el montaje del dinamómetro, no estarán en contacto con el fluido, no existiendo por ello, convección en estas superficies. Se propondrá que existe la convección únicamente en las seis superficies presentadas anteriormente en la tabla 10, careciendo las demás caras, como la cara de tornillos interior, de disipación de calor. Con estas cargas de disipación aplicadas, solo faltaría aplicarle al estudio el flujo de calor correspondiente por intervalo aplicado en las zonas de contacto de la pastilla con el freno, como se ha hecho en los anteriores casos. Bien es cierto, que por cada estudio térmico que se haga por intervalo de tiempo, habrá que realizar una nueva simulación de flujo, pues los coeficientes de convección dependen sustancialmente de la velocidad angular del disco, variable durante el periodo de frenado. Se presentará a continuación una tabla similar a la presentada en los anteriores casos, con datos clave por cada intervalo de iteración.

Tabla 11.

Evolución de valores clave durante el periodo de frenado caso 3

Intervalos de tiempo [s]	Flujo de calor $[W/m^2]$	Velocidad angular $[rad/s]$	Coefficientes de convección medios $[\frac{W}{m^2 K}]$	Temperaturas $[^{\circ}C]$
--------------------------	-----------------------------	--------------------------------	---	----------------------------

$0 \rightarrow 0,01$	$2,212 \cdot e6$	$w_0 = 107,01$ $w_f = 106,85$	$h_{total} = 26,65$ $h_{cara} = 29,95$	$T_{max} = 33,22$ $T_{media} = 29,65$
$0,01 \rightarrow 0,06$	$2,202 \cdot e6$	$w_0 = 106,85$ $w_f = 106,05$	$h_{total} = 26,93$ $h_{cara} = 30,12$	$T_{max} = 64,79$ $T_{media} = 56,86$
$0,06 \rightarrow 0,1$	$2,187 \cdot e6$	$w_0 = 106,05$ $w_f = 105,40$	$h_{total} = 26,11$ $h_{cara} = 29,40$	$T_{max} = 84,2$ $T_{media} = 74,84$
$0,1 \rightarrow 0,5$	$2,114 \cdot e6$	$w_0 = 105,40$ $w_f = 98,98$	$h_{total} = 25,31$ $h_{cara} = 28,12$	$T_{max} = 150,96$ $T_{media} = 133,44$
$0,5 \rightarrow 1$	$1,965 \cdot e6$	$w_0 = 98,98$ $w_f = 90,96$	$h_{total} = 22,58$ $h_{cara} = 25,55$	$T_{max} = 197,55$ $T_{media} = 172,35$
$1 \rightarrow 2$	$1,716 \cdot e6$	$w_0 = 90,96$ $w_f = 74,91$	$h_{total} = 16,19$ $h_{cara} = 15,84$	$T_{max} = 264,05$ $T_{media} = 226,29$
$2 \rightarrow 3$	$1,383 \cdot e6$	$w_0 = 74,91$ $w_f = 58,85$	$h_{total} = 20,91$ $h_{cara} = 18,59$	$T_{max} = 310,97$ $T_{media} = 262,35$
$3 \rightarrow 4$	$1,051 \cdot e6$	$w_0 = 58,85$ $w_f = 42,80$	$h_{total} = 19,49$ $h_{cara} = 16,09$	$T_{max} = 340,01$ $T_{media} = 284,65$
$4 \rightarrow 5$	$7,196 \cdot e5$	$w_0 = 42,80$ $w_f = 26,75$	$h_{total} = 12,52$ $h_{cara} = 15,73$	$T_{max} = 353,60$ $T_{media} = 294,17$
$5 \rightarrow 5,56$	$4,613 \cdot e5$	$w_0 = 26,75$ $w_f = 17,83$	$h_{total} = 6,30$ $h_{cara} = 7,50$	$T_{max} = 352,85$ $T_{media} = 292,79$

Como se puede observar, los coeficientes de convección disminuyen según disminuye también la velocidad angular. También se observa una clara mejoría en la disipación del calor del freno, no llegando a sobrepasar nunca la temperatura a la cual puede aparecer la cristalización en la superficie del freno.

A continuación, se muestra la evolución de la temperatura máxima del disco y la temperatura media de las superficies de contacto de la pastilla con el freno.

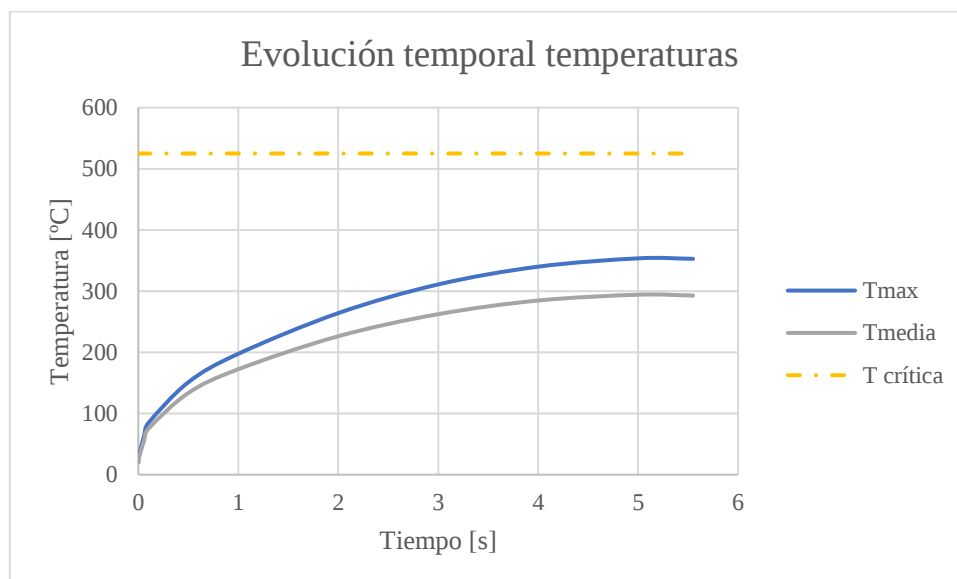


Figura 28: Evolución temporal de las temperaturas críticas del disco caso 3

Podemos observar una tendencia clara al equilibrio de ambas temperaturas, no llegando nunca si quiera en este primer frenado a la temperatura mínima de aparición del efecto de cristalización. Como ha superado este primer frenado con creces, habrá que comprobar si es capaz de superar el ciclo completo del ensayo. Esta segunda parte, consistirá en la aceleración del dinamómetro hasta la velocidad inicial, a una aceleración máxima posible del vehículo, descanso a velocidad máxima hasta alcanzar los 70 segundos totales y por último la misma frenada realizada anteriormente. Debe seguir, en resumen, la figura 10.

La tabla 12 mostrará los datos clave de cada intervalo de tiempo en la aceleración y en el descanso.

Tabla 12.

Evolución de valores clave durante el periodo de recuperación

Intervalos de tiempo [s]	Velocidad angular [rad/s]	Coeficientes de convección medios [$\frac{W}{m^2K}$]	Temperaturas [°C]
5,56 → 7,6	$w_0 = 17,83$ $w_f = 40,12$	$h_{total} = 7,05$ $h_{cara} = 8,59$	$T_{max} = 317,59$ $T_{media} = 265,68$
7,6 → 9,64	$w_0 = 40,12$ $w_f = 62,41$	$h_{total} = 17,28$ $h_{cara} = 15,27$	$T_{max} = 299,35$ $T_{media} = 256,99$
9,64 → 11,68	$w_0 = 62,41$ $w_f = 84,71$	$h_{total} = 18,93$ $h_{cara} = 19,56$	$T_{max} = 284,62$ $T_{media} = 250,55$

11,68 → 13,72	$w_0 = 84,71$ $w_f = 107,07$	$h_{total} = 21,68$ $h_{cara} = 24,38$	$T_{max} = 278,39$ $T_{media} = 247,79$
13,72 → 70	$w_{cte} = 107,01$	$h_{total} = 27,65$ $h_{cara} = 30,97$	$T_{max} = 200,00$ $T_{media} = 199,67$

Comprobamos que el disco no llega a enfriarse hasta las temperaturas iniciales, por tanto, el segundo frenado será muy diferente al primero, no pudiendo ver a simple vista si en este segundo frenado se mantendrán temperaturas por debajo de las críticas. Habrá que simular por lo tanto también esta segunda parte del ensayo. En la figura 29 se podrá ver la evolución y la tendencia de la temperatura gráficamente.

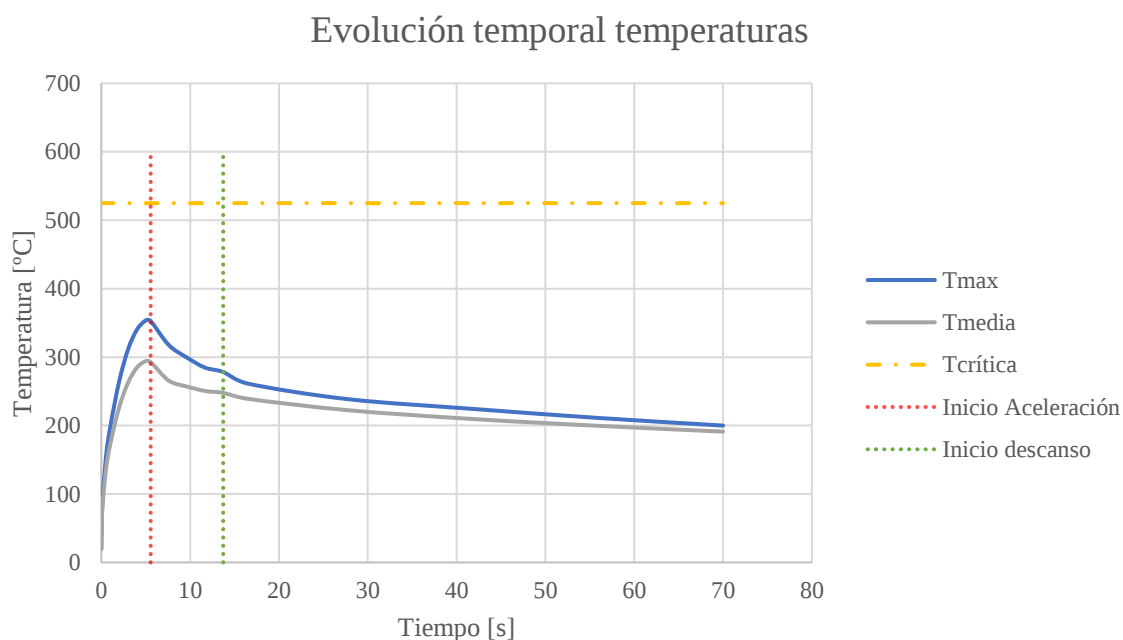


Figura 29: Evolución temporal temperaturas frenado y descanso caso 3

Para el cálculo de las temperaturas en esta segunda parte del ensayo se seguirá el mismo proceso seguido que en el primer frenado. Mostrándose en la tabla 13 los valores claves del proceso.

Tabla 13.*Evolución de los valores claves durante el segundo frenado*

Intervalos de tiempo relativos [s]	Flujo de calor [W/m ²]	Velocidad angular [rad/s]	Coeficientes de convección medios [$\frac{W}{m^2K}$]	Temperaturas [°C]
0 → 0,01	2,212*e6	w ₀ = 107,01 w _f = 106,85	h _{total} = 27,65 h _{cara} = 30,97	T _{max} = 211,85 T _{media} = 200,77
0,01 → 0,1	2,196*e6	w ₀ = 106,85 w _f = 105,40	h _{total} = 27,68 h _{cara} = 30,77	T _{max} = 255,05 T _{media} = 239,55
0,1 → 0,5	2,114*e6	w ₀ = 105,40 w _f = 98,98	h _{total} = 26,51 h _{cara} = 30,13	T _{max} = 319,11 T _{media} = 299,34
0,5 → 1	1,965*e6	w ₀ = 98,98 w _f = 90,96	h _{total} = 23,81 h _{cara} = 25,68	T _{max} = 365,97 T _{media} = 337,83
1 → 2	1,716*e6	w ₀ = 90,96 w _f = 74,91	h _{total} = 20,34 h _{cara} = 21,56	T _{max} = 429,86 T _{media} = 391,61
2 → 3	1,383*e6	w ₀ = 74,91 w _f = 58,85	h _{total} = 20,17 h _{cara} = 24,02	T _{max} = 476,43 T _{media} = 426,88
3 → 4	1,051*e6	w ₀ = 58,85 w _f = 42,80	h _{total} = 22,89 h _{cara} = 17,76	T _{max} = 506,52 T _{media} = 448,52
4 → 5	7,196*e5	w ₀ = 42,80 w _f = 26,75	h _{total} = 12,34 h _{cara} = 15,03	T _{max} = 482,11 T _{media} = 426,88
5 → 5,56	4,613*e5	w ₀ = 26,75 w _f = 17,83	h _{total} = 6,33 h _{cara} = 7,62	T _{max} = 463,33 T _{media} = 409,97

Centrándonos en los valores clave de la temperatura, vemos que el disco superaría las pruebas de fatiga térmica a las que se le ha sometido, ya que, en ningún momento de la prueba, llega a superar la temperatura de cristalización de 525 °C, manteniéndose sustancialmente por debajo la temperatura media de la superficie de contacto. Se verá mejor en la figura 30, con la temperatura crítica marcada por la línea horizontal amarilla.

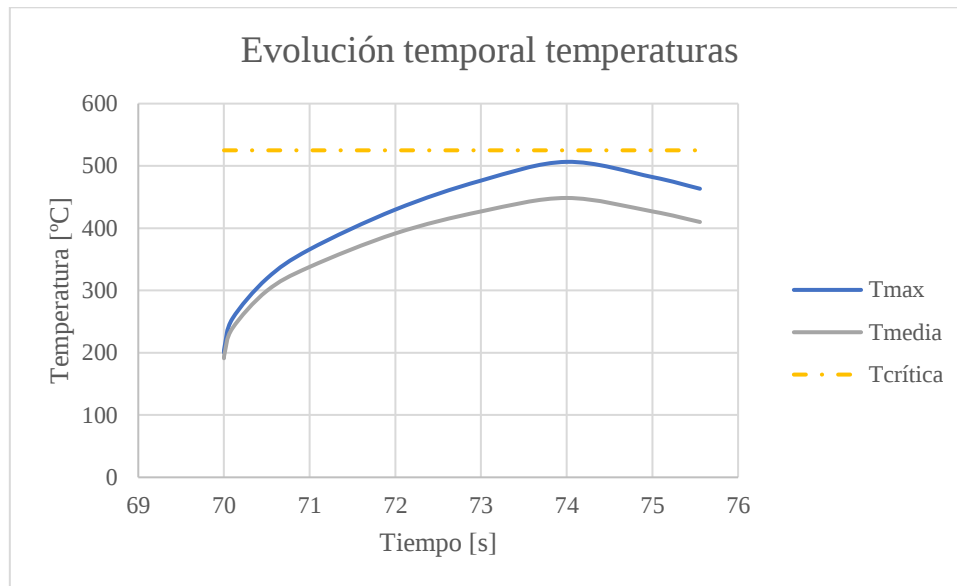


Figura 30: Evolución temporal temperaturas caso 3

Se puede observar un parecido de esta figura con el primer frenado realizado en este caso, por tanto, se podrá deducir que todos los frenados que se realicen con estas mismas condiciones iniciales, exceptuando la temperatura, tomarán la misma forma. Asumiendo esto, se llega a la conclusión de que la integridad del disco sufriría si se hiciese un tercer frenado dejando el mismo tiempo de descanso que previamente (65 segundos).

Se mostrará en la siguiente figura 31 la totalidad del ensayo realizado al disco ventilado.

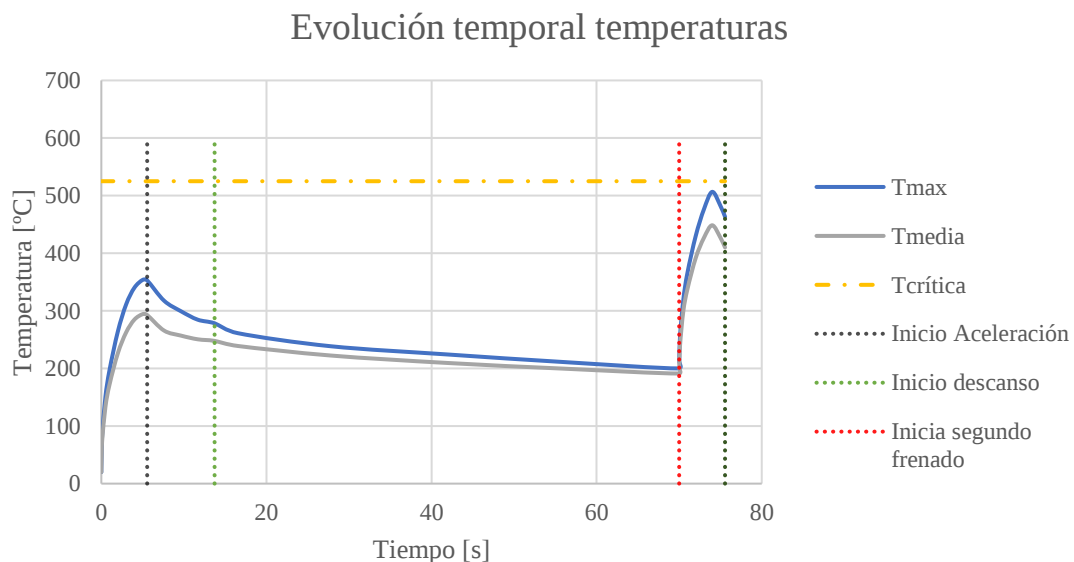


Figura 31: Evolución temporal temperaturas ensayo completo caso 3

Por último, se comparará este tercer caso con el frenado realizado por el disco de freno macizo de hierro gris (caso 2).

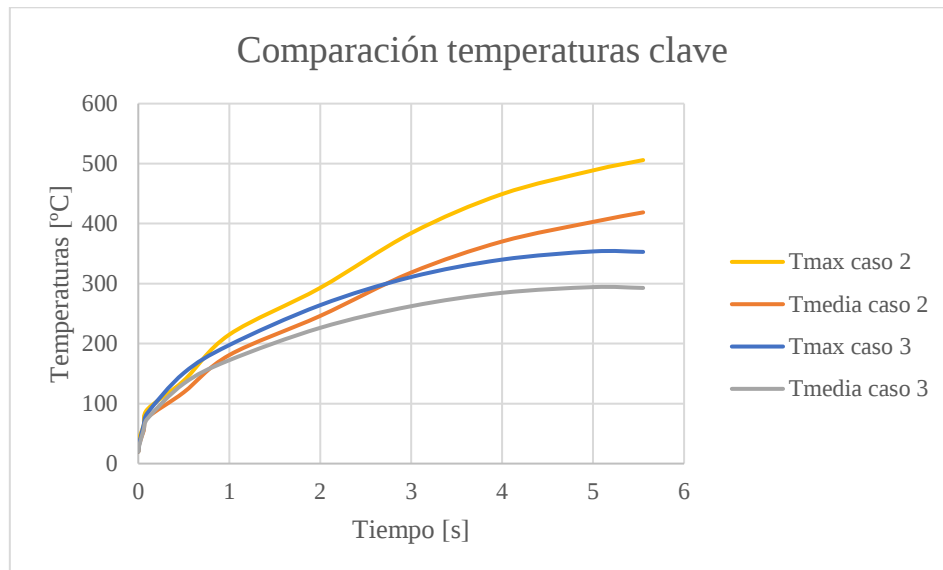


Figura 32: Comparación evolución de temperaturas entre caso 2 y 3

Como se ha mencionado anteriormente, la mejoría de la disipación del calor en el último diseño es innegable, siendo además el único caso seguro para su uso, habiendo sido capaz de superar el ensayo térmico para vehículos M1.

Nos preguntaremos a continuación, si se puede seguir mejorando por lo tanto la geometría o al menos que alternativas se presentan. Se pueden buscar alternativas a, la forma de los álabes, la cantidad de álabes y a la dirección de los álabes.

Con la forma de los álabes que se ha elegido anteriormente, se buscaba asimilar el diseño a una bomba rotodinámica. Estos álabes en las bombas, se diseñan en función del caudal nominal al que vaya a ser sometido. Como los frenos variarán constantemente la velocidad angular, no se podrá diseñar el álabe para una velocidad de caudal específica.

Para elegir los álabes se buscará un equilibrio entre conducción y convección. Es importante un número de álabes suficiente para mantener la integridad del disco. Tampoco se deberán poner un número alto de ellos, ya que se acabaría pareciendo a un disco macizo muy grueso y el objetivo es favorecer la circulación interior del aire. Para este caso la elección de 5 álabes ha parecido un equilibrio adecuado, ya que se ha conseguido que no alcance las temperaturas críticas con el mínimo material posible.

En cuanto al sentido de giro del disco, se ha elegido en función del diseño de álabe elegido anteriormente. Se puede comprobar fácilmente como este sentido favorece mejor la convección haciendo una simulación de fluido como en los casos anteriores, pero cambiando el sentido del flujo del aire y el sentido de giro. Realizando esta simulación se obtienen los siguientes coeficientes de convección representados en la tabla 14. Estos se pueden observar como son menores que en el caso semejante anterior (Tabla 10).

Tabla 14.

Coefficientes medios de las superficies características a velocidad y temperatura inicial giro sentido contrario.

Superficie	Coefficiente de convección medio $W/(m^2 \cdot K)$
Cara principal	23,47
Cara secundaria	19.31
Canto diámetro superior	25,56
Canto diámetro inferior	19.31
Cara tornillos exterior	28,29
Álabes y caras interiores	11,87

Si nos fijamos únicamente en el coeficiente de convección de los álabes y caras interiores, vemos un claro empeoramiento de la convección en comparación con el sentido anterior, donde obteníamos un coeficiente de 25,51 $W/(m^2 \cdot K)$.

Conclusiones

A lo largo de los diferentes ensayos, se han podido sacar diferentes conclusiones, de como funciona la transmisión de calor de un disco de freno. A la hora de diseñar el disco, habrá que tener en cuenta los siguientes parámetros de diseño. Material, dimensiones y geometría. Por otra parte, se podrán analizar también, diferentes formas de colocar las pastillas con respecto al disco.

Material

Cuando se vaya a elegir material, habrá que tener en cuenta dos factores importantes, la resistencia a tensión, no se ha visto en este proyecto, pero se supondrá un material férrico o derivados que sean capaces de soportar altas tensiones y la conductividad térmica. Se buscará un material con una conductividad térmica alta, ya que interesa, que el calor concentrado en la superficie de contacto entre la pastilla y el disco, se expanda uniformemente por todo el volumen del disco. Se busca con esto que todas las superficies del disco puedan disipar calor de manera uniforme, ya que, si el material no es capaz de conducir fácilmente el calor, este se concentrará muy fácilmente en la superficie de contacto, llegando a temperaturas no deseadas, muy rápidamente.

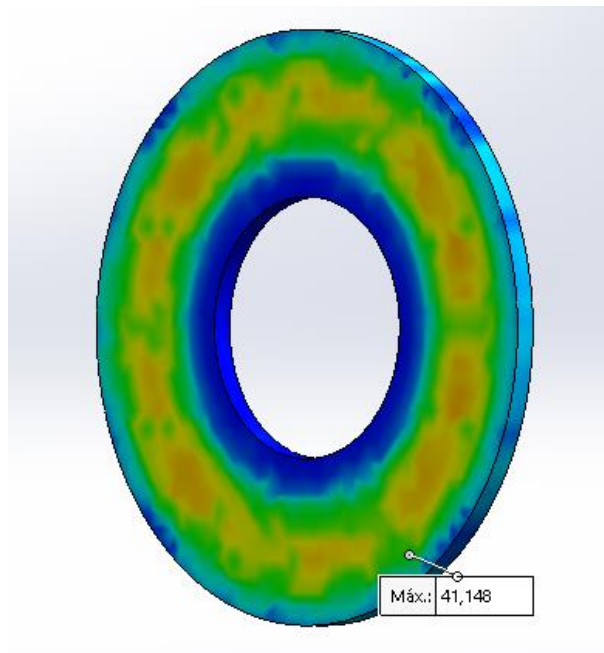


Figura 33: Distribución de calor en material de conductividad alta en 0,01 segundos

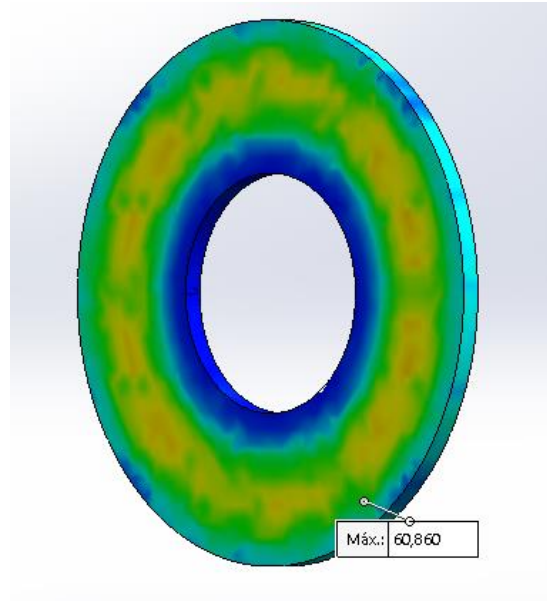


Figura 34: Distribución de calor en material de conductividad baja en 0,01 segundos

Como se puede apreciar en la figura 33 y 34, una conductividad mayor ayuda a aliviar la concentración de calor mejor, alcanzando unas temperaturas menos críticas. Para la figura 33 se ha usado hierro dúctil, material con una conductividad de $75 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ y para el segundo caso la figura 34, se ha usado acero aleado fundido con una conductividad de $38 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$. Para este proyecto en concreto, que se están estudiando frenos para coches de uso no competitivo, la densidad del material no será una preocupación muy grande ya que no se buscan materiales ligeros, si no abaratar costes.

Dimensiones

Para las dimensiones características del disco, como el diámetro o el grosor, se ha de encontrar un equilibrio entre hacerlo lo más pequeño posible para abaratar costes en ahorro de material, y lo más grande posible para poder hacer un par mayor de frenado con la misma presión de pastilla y una mayor capacidad de disipar el calor en el material. Estas dimensiones características, serán las más maleables, dependiendo del modelo concreto de coche y el público al que esté enfocado dicho modelo. En este proyecto se han escogido unas dimensiones estándar de la industria, ya que no se ha querido concretar el estudio para un modelo de coche en concreto.

Geometría

La elección de una geometría correcta, será lo que más afecte la convección total del disco. Se deberán elegir geometrías que faciliten la convección o que la provoquen. Se busca, sobre todo, aumentar la superficie de contacto entre aire y disco, intentando al mismo tiempo no disminuir la velocidad relativa entre ambos. De las geometrías presentadas anteriormente en el caso, se va a comentar ahora la elección del disco ventilado. Estos discos, buscan crear entre ambas caras de contacto del disco con la pastilla un canal de aire, mejorando así su enfriamiento. Este canal intermedio de aire

debe estar naturalmente interrumpido por los elementos de unión de las dos caras. Por lo tanto, ya que estas uniones son necesarias, se han de buscar geometrías de unión idóneas para crear un flujo de aire máximo dentro del disco. Es complicado realizar un diseño inicial y saber si se va a mejorar la convección, sin embargo, si que parece que un diseño del disco que se asemeje a una bomba rotodinámica consigue unos coeficientes de convección mejores a otras alternativas.

Por último, se ha de elegir la colocación de las pastillas. Estas deben de colocarse lo más cercanas al borde exterior posible, con el objetivo de conseguir el mayor par de frenado posible. Por el contrario, se buscará evitar colocarlas cercas de zonas con cambios de geometría bruscos, como agujeros, rayas de refrigeración o el propio canto del disco, para evitar así concentración del calor en estos focos. Desarrollando, estos cambios de geometría, son más sensibles a la temperatura que el resto del disco, siendo los puntos donde más rápidamente aumenta y disminuye la temperatura. Estos cambios bruscos provocan un aumento de rotura a fatiga en estas zonas, siendo por ejemplo los agujeros en los discos agujereados, los puntos desde donde crecerán las fisuras y rajas del disco.

Recursos a emplear

A continuación, se enumerarán los recursos empleados en el proyecto, tanto como softwares como recursos manuales.

Para la redacción y diseño de este documento se ha usado el software de Word de Microsoft. Las tablas y gráficas se han realizado en este mismo programa, excepto las gráficas de curvas de temperatura, que se han realizado en un Excel. Para el diseño de ciertos diagramas, se ha usado la aplicación de Paint.

Para el calculo de valores teóricos como momentos de inercia, energía disipada, coeficientes de convección y numero de Nusselt, se ha utilizado la aplicación de Matlab, donde se han programado dos códigos diferentes para la obtención de estos valores.

Por último y sin duda el programa más importante de los utilizados en el proyecto es SolidWorks 2020. SolidWorks es un software de diseño CAD (Computer-aided Design) en 3D y en 2D. Ha sido en esta aplicación donde se ha diseñado los discos de todos los casos presentados previamente y donde se han realizado las simulaciones tanto térmicas como de simulación de fluidos. Para la realización de estas últimas simulaciones, se ha necesitado el paquete especial de simulación de SolidWorks. Es un paquete de herramientas de análisis estructural fáciles de usar que utilizan el análisis de elementos finitos (FEA) para predecir el comportamiento físico real de un producto mediante la prueba virtual de modelos CAD. El paquete proporciona capacidades de análisis estáticos lineales y no lineales, y de análisis dinámicos. (Dassault Systemes, 2019)

Este paquete nos permite por un lado calcular estudios térmicos. Estos podrán ser estudios transitorios o de régimen permanente. Para nuestros ensayos, se ha utilizado la opción de enlazar varios estudios transitorios térmicos, esta función permitía usar como condiciones iniciales de un estudio transitorio la finales de uno realizado previamente. Para realizar el primer ensayo, se debe definir una temperatura inicial del sólido. A la hora de realizar el estudio, se debe introducir el tiempo hasta el que se quiere realizar el estudio, y los intervalos de tiempo dentro del tiempo global del estudio, donde se quieran obtener también los datos. Juntando estos intervalos, se podrá ver una animación de fotogramas que nos permite hacernos una idea de como evoluciona el estudio. Una vez introducidos los parámetros temporales, habrá que definir el material del sólido, y las cargas térmicas a la que esta expuesto este. Para las cargas de convección, se tienen dos opciones, introducir manualmente los coeficientes de transferencia y su zona de aplicación, o introducirlos habiendo hecho previamente una simulación de la interacción del fluido deseado con dicho sólido. Aquí, es donde entra la simulación de Flow Simulation, herramienta muy útil para calcular velocidades, coeficientes cambios de presión etc.

Esta nueva herramienta, se centra en la simulación de un fluido a elegir por el usuario, alrededor de un sólido único o un ensamblaje de muchos de ellos. Para nuestro ensayo, se ha elegido la simulación únicamente alrededor de un único sólido, el disco de freno diseñado previamente. Para realizar esta simulación, se deberá definir en un primer momento si nos interesa un estudio de un fluido exterior o de uno interior, este caso se va a ensayar un estudio de fluido exterior, a continuación se define la gravedad y la rotación del sólido. Se elige a continuación el material del sólido y su rugosidad. Por último, se

selecciona el tipo de fluido, su velocidad, presión y la temperatura en el ambiente y la del fluido. Esta simulación tardara entre 15 y 1 hora completa, según el tamaño del dominio de computación elegido y el tamaño de la malla.

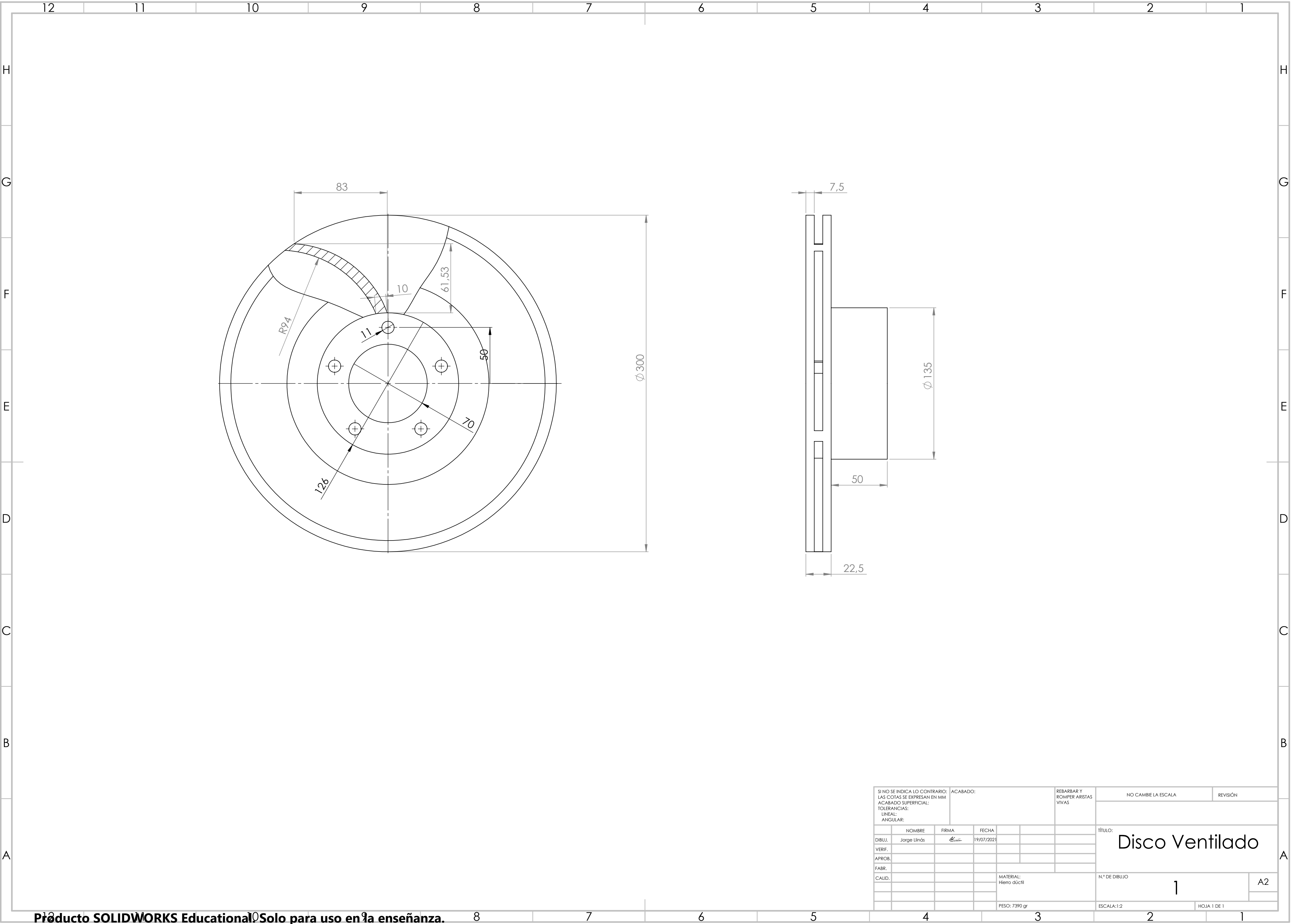
Con el conjunto de todos estos programas, se podrá conseguir una simulación cercana a la realidad del frenado de un disco de freno. Se ha de reconocer que los resultados con la realidad no van a ser exactos, sin embargo, estas simulaciones, se centran en saber con antelación si es necesario realizar dicho ensayo, evitando así costes innecesarios de fabricación y prueba.

Anexo

El plano de freno de disco ventilado se presentará al final del documento.

Referencias

- Çengel, Y. A., & Ghajar, A. J. (2004). *Transferencia de calor y masa*. McGrawHill.
- Central Recambio Original (CRO). (s.f.). *Central Recambio Original*. Recuperado el 9 de Julio de 2021, de <https://www.recambiooriginal.com/blog/recambios-originales/frenos-sistemas-materiales/#:~:text=Los%20discos%20de%20freno%20suelen,de%20los%20veh%C3%ADculos%20de%20competici%C3%B3n>.
- Dassault Systemes. (29 de 06 de 2019). *SOLIDWORKS*. Obtenido de <https://www.solidworks.com/es/product/solidworks-simulation>
- Diario Oficial de la Unión Europea. (2011). *Reglamento no 90 de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE)*.
- Fernández, A. (s.f.). *Motor.es*. Obtenido de <https://www.motor.es/noticias/ventas-coches-2020-europa-agosto-202071272.html>
- Imporbrake. (s.f.). *Imporbrake*. Recuperado el 12 de 4 de 2021, de <https://www.imporbrake.com/dano-a-los-discos-de-freno/>
- Infotaller. (14 de 02 de 2017). *infotaller*. Obtenido de https://www.infotaller.tv/blogs/pere_banus/temperatura-disco-afecta-frenada_7_1082061784.html
- Instituto Nacional de Estadística (INE). (2019). *Las principales cifras de la siniestralidad vial España 2019*. Obtenido de https://www.dgt.es/Galerias/seguridad-vial/estadisticas-e-indicadores/publicaciones/principales-cifras-siniestralidad/Las_principales_cifras_de_la_siniestralidad_vial_Espana_2019.pdf
- Motor.es*. (8 de 12 de 2012). Recuperado el 11 de 4 de 2021, de <https://www.motor.es/noticias/conoces-la-diferencia-frenos-de-disco-vs-frenos-de-tambor-201212483.php>



SI NO SE INDICA LO CONTRARIO: LAS COTAS SE EXPRESAN EN MM ACABADO SUPERFICIAL: TOLERANCIAS: LINEAL: ANGULAR:				ACABADO:		REBARBAR Y ROMPER ARISTAS VIVAS		NO CAMBIE LA ESCALA		REVISIÓN	
DIBUJ.		NOMBRE		FIRMA		FECHA		TÍTULO: Disco Ventilado			
VERIF.		Jorge Linás				19/07/2021					
APROB.											
FABR.											
CALID.											
				MATERIAL: Hierro dúctil				N.º DE DIBUJO 1			
				PESO: 7390 gr				ESCALA:1:2			
								HOJA 1 DE 1			
								A2			

N.º DE DIBUJO
1

A2