	UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA			
	Documento	Código	Fecha	Revisión
	FORMATO HOJA DE RESUMEN PARA TRABAJO DE GRADO	F-AC-DBL-007	10-04-2012	A
Dependencia		Aprobado		Pág.
DIVISIÓN DE BIBLIOTECA		SUBDIRECTOR ACADEMICO		1(1)

RESUMEN – TRABAJO DE GRADO

AUTORES	DANIEL SEBASTIAN MENESES TORRES		
FACULTAD	INGENIERIAS		
PLAN DE ESTUDIOS	INGENIERIA MECANICA		
DIRECTOR	MSC. RICARDO ANDRES GARCIA LEON		
TÍTULO DE LA TESIS	ANALISIS NUMERICO DEL COMPORTAMIENTO TERMO-MECANICO DE LOS ANGULOS DE INCLINACION DE LOS ALABES DE VENTILACION DE CINCO FRENOS DE DISCO AUTOVENTILADOS		
RESUMEN (70 palabras aproximadamente)			
<p>EN ESTE ESTUDIO SE ANALIZO EL COMPORTAMIENTO TERMICO DE LOS ALABES DE VENTILACION DE CINCO DISCOS DE FRENOS, LO CUAL SE LLEVO A CABO MEDIANTE DIFERENTES CALCULOS MATEMATICOS, Y LOS RESULTADOS OBTENIDOS SE CORROBORARON MEDIANTE SIMULACIONES DE DISIPACION DE CALOR AL INTERIOR DE LOS ALABES DE VENTILACION. LUEGO ESTOS RESULTADOS OBTENIDOS SE COMPARARON CON LOS RESULTADOS OBTENIDOS EN OTROS ESTUDIOS HECHOS ANTERIORMENTE POSTERIORMENTE, SE HICIERON DOS PROPUESTAS DE DISCOS DE FRENO, EN DONDE SE OBSERVO UNA MEJORA SIGNIFICATIVA AL MOMENTO DE DISPAR EL CALOR DURANTE EL PROCESO DE FRENADO, EN COMPARACION CON LOS DISCOS ANALIZADOS ANTERIORMENTE.</p>			
CARACTERÍSTICAS			
PÁGINAS: 131	PLANOS:7	ILUSTRACIONES:31	CD-ROM:1



ANÁLISIS NUMÉRICO DEL COMPORTAMIENTO TERMO-MECÁNICO DE LOS
ÁNGULOS DE INCLINACIÓN DE LOS ALABES DE VENTILACIÓN DE CINCO FRENOS
DE DISCO AUTOVENTILADOS

Autor:

DANIEL SEBASTIAN MENESES TORRES 180955

Trabajo de grado presentado para obtener el título de Ingeniero Mecánico

Director:

RICARDO ANDRÉS GARCÍA LEÓN Ing. MSc. ©PhD.

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA

FACULTAD DE INGENIERÍAS

INGENIERIA MECÁNICA

Ocaña, Colombia

Febrero de 2021

Agradecimientos

Primeramente a Dios por haberme colocado en este escenario y permitirme culminar esta etapa importante de mi vida.

A mis padres y hermano que me brindaron su apoyo incondicional en esta etapa de mi vida.

A mi director de tesis, el Magister Ricardo Andrés García León por sus consejos, apoyo y respaldo durante la realización de este proyecto de investigación.

A mis compañeros de estudio Andrés Camilo Mayorga, Eudes Guevara, Iván Villalobos y Wainer Jaimes que me brindaron su amistad y me acompañaron en esta importante etapa de formación.

Índice

	Pág.
Capítulo 1. Análisis numérico del comportamiento termo-mecánico de los ángulos de inclinación de los alabes de ventilación de cinco frenos de disco autoventilados.....	1
1.1.Planteamiento del problema.....	1
1.2.Formulación del problema	1
1.3.Objetivos	2
1.3.1.Objetivo General.....	2
1.3.2.Objetivos Específicos.....	2
1.4.Justificación	3
1.5.Delimitaciones	4
1.5.1.Geográfica.....	4
1.5.2.Conceptual.	4
1.5.3.Operativa.....	4
1.5.4.Temporal.....	4
Capítulo 2. Marco referencial.....	5
2.1. Marco histórico	5
2.1.1.Antecedentes a nivel internacional	8
2.1.2.Antecedentes a nivel nacional.....	15
2.2.Marco conceptual.....	18
2.2.1.Transferencia de calor en los discos de freno.	18
2.2.2.Análisis térmicos en los discos.	20
2.2.3 Ley de enfriamiento de Newton.....	23
2.2.4.Clases de convección que perjudican el disco de freno	24
2.2.4.1.Convección frontal en el disco.....	24
2.2.4.2.Convección en la periferia del disco.	25
2.2.4.3.Convección en la campana.....	26
2.2.4.4.Convección lateral en el disco.	26
2.2.4.5.Convección por efecto rotatorio.....	27
2.2.4.6.Convección al interior de los alabes de ventilación.....	27
2.2.5.ANSYS	28
2.2.6.Solidworks.	29
2.2.7.Sistema de frenos de un vehículo.....	30
2.2.8.Discos de freno.	31
2.2.9.Discos de freno macizos.	32
2.2.10.Discos de freno autoventilados.	33
2.2.11.Geometría del disco de freno.	34
2.2.12.Las pastillas.....	36
2.2.13.Pinza de freno.	37
2.3.Algunos inconvenientes relacionados con los discos de freno.	37
2.3.1.Apriete incorrecto.	37
2.3.2.Montaje incorrecto de la pinza.....	38
2.3.3.Deterioro debido al uso.....	38
2.3.4.Desgaste excesivo con grietas.....	38

2.3.5.Desgaste de las pastillas.....	39
2.3.6.Disco vitrificado.....	39
2.3.7.Surcos y rayas profundas.....	39
2.3.8.Depósito de material de fricción.....	39
2.4.Marco legal.....	40
Capítulo 3. Diseño metodológico	42
3.1 Tipo de investigación.....	42
3.2.Población.....	42
3.3.Muestra	42
3.4.Fases del proyecto.....	43
3.4.1.Fase 1.....	43
3.4.2.Fase 2.....	43
3.4.3.Fase 3.....	43
3.5.Cronograma de actividades.....	44
Capítulo 4. Resultados y discusiones.....	45
Nomenclatura.....	45
4.1.Identificar las propiedades mecánicas y térmicas de la fundición gris nodular, mediante la revisión de literatura, en las diferentes bases de datos, con la finalidad de establecer sus características más importantes y definir los modelos geométricos de los frenos de disco.....	47
4.1.1.Consultar información relacionada con el proyecto en las bases de datos de la.....	47
Universidad y sitios confiables de la web.....	47
4.1.2.Analizar y filtrar la información consultada.....	48
4.1.3.Establecer la información analizada y filtrada, sobre los frenos de disco.....	49
4.2.Calcular analítica y numéricamente la transferencia de calor por convección de la velocidad del flujo de aire y disipación de calor en la pista de frenado, utilizando diferentes softwares de diseño para determinar el ángulo de inclinación más eficiente..	57
4.2.1.Realizar los respectivos cálculos matemáticos.....	57
4.2.2.Desarrollar la propuesta geométrica de los cinco frenos de disco, utilizando el software Solidworks.....	96
4.2.3.Realizar las respectivas simulaciones de las propuestas geométricas utilizando el software ANSYS.....	98
4.3.Comparar los resultados obtenidos con estudios realizados en fuentes bibliográficas, para establecer las condiciones ideales de operación de los frenos de disco.....	105
4.3.1.Interpretar los resultados obtenidos de la simulación realizada.....	105
4.3.2.Comparar los datos obtenidos de la simulación con los cálculos matemáticos realizados y las fuentes bibliográficas encontradas.....	105
4.3.3. Proponer consideraciones una nueva geometría más eficiente de un disco de freno.....	107
5. Conclusiones	113
Referencias.....	114
APENDICE.....	120

Lista de figuras

Figura 1:Corriente de aire alrededor de un cilindro.....	25
Figura 2:Transferencia de calor por convección en la periferia del disco.	25
Figura 3:Transferencia de calor por convección en la campana o cubo del disco de freno.	26
Figura 4:Transferencia de calor por convección lateral en el disco.....	26
Figura 5:Transferencia de calor por convección en las aletas de ventilación.....	27
Figura 6:Sistema de frenos de un automóvil.....	31
Figura 7:Discos de freno autoventilado y macizo. a) freno de disco autoventilado y b) freno de disco macizo.....	32
Figura 8:Disco de freno macizo.....	33
Figura 9:Disco de freno ventilado.....	33
Figura 10:Partes de un disco de freno autoventilado.....	34
Figura 11:Pastillas de freno.	36
Figura 12:Materiales constituyentes de la pastilla de frenos.	36
Figura 13:Cronograma de actividades..	44
Figura 14:Diagrama de fases fuera del equilibrio del sistema Fe-Fe ₃ C.....	52
Figura 15:Ley de enfriamiento de Newton para los cinco discos de freno.....	71
Figura 16:Transferencia de calor por convección en la periferia del disco de freno.	72
Figura 17:Transferencia de calor por convección en la campana del disco de freno.	76
Figura 18:Transferencia de calor por convección lateral en el disco de freno.	79
Figura 19:Geometría de las llantas de los vehículos.....	83
Figura 20:Transferencia de calor por convección al interior de los ductos de ventilación del disco de freno.	88
Figura 21:Triangulo de velocidades a la entrada de los ductos.	89
Figura 22:Triangulo de velocidades a la salida de los ductos.....	91
Figura 23:Vistas de los frenos de disco utilizados.....	97
Figura 24:Tipo de malla utilizada en la simulación.....	99
Figura 25:Independencia de malla de los discos de freno..	100
Figura 26:Independencia de tiempo de los discos de freno..	101
Figura 27:Comportamiento térmico de los frenos a diferentes intervalos de tiempo.....	103
Figura 28:Comportamiento fluido dinámico de los frenos a diferentes intervalos de tiempo....	104
Figura 29:Geometría de los alabes de ventilación tipo Naca 66-209 y N-38..	108
Figura 30:Simulación del disco propuesto 1.....	109
Figura 31:Simulación del disco propuesto 2.....	110
Figura 32:Ley de enfriamiento de newton para las dos propuestas.	112

Lista de tablas

Tabla 1: Partes importantes de disco de freno.	35
Tabla 2: Marco de referencia de fuentes consultadas más importantes.	48
Tabla 3: Composición química de la fundición gris nodular.	49
Tabla 4: Algunas características de las fundiciones nodulares.	51
Tabla 5: Algunas propiedades mecánicas de las fundiciones nodulares según la norma ASTM.	54
Tabla 6: Algunas propiedades mecánicas de las fundiciones nodulares austemperizadas.	54
Tabla 7: Algunas propiedades térmicas de la fundición gris nodular.	55
Tabla 8: Orden de los discos de freno.	56
Tabla 9: Masa de los discos de freno.	57
Tabla 10: Eficiencia de frenado en los discos de freno.	58
Tabla 11: Energía disipada en el eje delantero.	59
Tabla 12: Energía disipada en cada disco de freno.	60
Tabla 13: Energía total en el disco de freno.	60
Tabla 14: Energía disipada en cada pastilla de freno.	61
Tabla 15: Fuerza normal en el disco de freno.	62
Tabla 16: Coeficientes de adherencia a la carretera.	62
Tabla 17: Fuerza de fricción en las pistas de frenado.	63
Tabla 18: Longitud de frenado.	64
Tabla 19: Tiempo de frenado.	64
Tabla 20: Calor generado durante el proceso de frenado.	65
Tabla 21: Diferencia de temperatura entre el disco y el entorno.	66
Tabla 22: Temperatura en la superficie del disco.	67
Tabla 23: Área de contacto de las pistas de frenado.	67
Tabla 24: Ley de enfriamiento de Newton en los discos de freno.	68
Tabla 25: Temperatura en la periferia del disco de freno.	72
Tabla 26: Propiedades del aire a diferentes temperaturas.	73
Tabla 27: Número de Reynolds para la transferencia de calor por convección en la periferia del disco de freno.	73
Tabla 28: Número de Nusselt para la transferencia de calor por convección periférica en el disco de freno.	74
Tabla 29: Coeficiente convectivo para la transferencia de calor por convección periférica en el disco de freno.	74
Tabla 30: Área superficial de la periferia del disco de freno.	75
Tabla 31: Velocidad de pérdida de calor en la periferia del disco de freno.	75
Tabla 32: Número de Reynolds para la transferencia de calor por convección en la campana del disco de freno.	76
Tabla 33: Número de Reynolds para la transferencia de calor por convección en la campana del disco de freno.	77
Tabla 34: Coeficiente convectivo para la transferencia de calor por convección en la campana del disco de freno.	77
Tabla 35: Área de la superficie de la campana del disco de freno.	77
Tabla 36: Velocidad de pérdida de calor generado en la campana del disco de freno.	78
Tabla 37: Velocidad de pérdida de calor en la periferia del disco de freno.	78
Tabla 38: Viscosidad cinemática de Denver.	80

Tabla 39: Número de Reynolds para la transferencia de calor por convección lateral del disco de freno.	81
Tabla 40: Número de Nusselt para la transferencia de calor por convección lateral en el disco de freno.	81
Tabla 41: Coeficiente convectivo para la transferencia de calor por convección lateral en el disco de freno.	81
Tabla 42: Velocidad de pérdida de calor por convección lateral en el disco de freno.	82
Tabla 43: Características de las llantas utilizadas.	84
Tabla 44: Radio y diametro de las llantas utilizadas.	84
Tabla 45: Perímetro de la llanta utilizada.	84
Tabla 46: Revoluciones por segundo que lleva la llanta.	85
Tabla 47: Revoluciones por minuto que lleva la llanta.	85
Tabla 48: Velocidad angular de la llanta.	85
Tabla 49: Número de Reynolds para la transferencia de calor por efectos rotatorios.	86
Tabla 50: Número de Nusselt para la transferencia de calor por efectos giratorios.	86
Tabla 51: Coeficiente convectivo para la transferencia de calor por convección por efectos giratorios.	87
Tabla 52: Velocidad de perdida de calor por efectos gitatorios.	87
Tabla 53: Velocidad absoluta en la entrada de los ductos del disco de frenos.	89
Tabla 54: Características de los ductos de ventilación.	90
Tabla 55: Angulo β_1 a la entrada de los ductos de ventilación.	90
Tabla 56: Caudal de aire al interior de los ductos de ventilación.	90
Tabla 57: Velocidad meridional a la salida de los ductos de ventilación.	91
Tabla 58: Velocidad absoluta a la salida de los ductos de ventilacion.	92
Tabla 59: Angulo β_2 a la salida de los ductos de ventilación.	92
Tabla 60: Velocidad relativa del aire con respecto a los ductos de ventilación.	92
Tabla 61: Velocidad media del aire al interior de los ductos de ventilación.	93
Tabla 62: Diámetros hidráulicos de los ductos de ventilación.	93
Tabla 63: Número de Reynolds para la transferencia de calor por convección al interior de los ductos.	93
Tabla 64: Valores de a y b para el numero de Nusselt.	94
Tabla 65: Numero de Nusselt para la transferencia de calor por conveccion al interior de los ductos de ventilacion.	94
Tabla 66: Coeficiente convectivo para la transferencia de calor al interior de los ductos de ventilacion.	94
Tabla 67: Diametros,perimetros y areas de los ductos de ventilacion.	95
Tabla 68: Velocidad de perdida de calor total al interior de los ductos de ventilacion.	95
Tabla 69: Parámetros y dimensiones de la nueva propuesta del disco de freno.	108

APENDICE

APENDICE A:Propiedades del aire a una presión de 1 atmosfera.	121
APENDICE B:Propiedades de algunos metales sólidos.....	122
APENDICE C:Número de Nusselt y factor de fricción para el flujo laminar.	123
APENDICE D:Número de Nusselt para la convección.....	124
APENDICE E:Planos del disco 1.	125
APENDICE F:Planos del disco 2.	126
APENDICE G:Planos del disco 3.....	127
APENDICE H:Planos del disco 4.....	128
APENDICE I:Planos del disco 5.	129
APENDICE J:Planos del disco propuesto 1.	130
APENDICE K:Planos del disco propuesto 2.	131

Introducción.

Los discos de freno son los encargados de disminuir total o parcialmente la velocidad del vehículo, mediante la transformación de la energía cinética en energía calorífica a través del disco y la pastilla de freno, la cual debe ser evacuada de una manera eficiente con la finalidad que el sistema de frenos funcione de manera adecuada.

En el presente trabajo se llevó a cabo un análisis termo-mecánico, con el fin de evaluar y conocer el ángulo de inclinación adecuado de los alabes de ventilación para mejorar su eficiencia a la hora de evacuar el calor producido durante el proceso de frenado.

Capítulo 1. Análisis numérico del comportamiento termo-mecánico de los ángulos de inclinación de los alabes de ventilación de cinco frenos de disco autoventilados.

1.1. Planteamiento del problema

El sistema de frenos es uno de los componentes fundamentales del vehículo debido a su eficiencia y seguridad, cuando se encuentra en operación. Durante el proceso de frenado, la energía cinética del vehículo se transforma en energía calorífica, mediante la fricción producida entre el disco y la pastilla; la cual se genera en pequeños intervalos de tiempo. Para que el sistema de frenos opere adecuadamente, el calor producido debe ser disipado lo más rápido posible a fin de que las continuas frenadas no eleven la temperatura y de esta forma, se disminuya la eficiencia en el sistema de frenado, y por lo tanto, no se comprometa la seguridad de los ocupantes.

El calor generado por la fricción y la baja eficiencia de la disipación durante la acción de frenado, genera resultados desfavorables como agrietamiento térmico, deformaciones, disminución del espesor del disco y pérdida de las propiedades mecánicas en la pista de frenado.

1.2. Formulación del problema

¿Cuál es el ángulo de inclinación óptimo de los alabes de ventilación que mejore la disipación de calor en los discos de freno automotrices, haciendo uso de análisis numéricos?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General.

- Analizar numéricamente el comportamiento termo-mecánico de los ángulos de inclinación de cinco frenos de disco autoventilados, mediante cálculos matemáticos y de simulación para determinar el ángulo de inclinación y alabe más eficiente.

1.3.2. Objetivos Específicos.

- Identificar las propiedades mecánicas y térmicas de la fundición gris nodular, mediante la revisión de literatura, en las diferentes bases de datos, con la finalidad de establecer sus características más importantes y definir los modelos geométricos de los frenos de disco.

- Calcular analítica y numéricamente la transferencia de calor por convección de la velocidad del flujo de aire y disipación de calor en la pista de frenado, utilizando diferentes softwares de diseño para determinar el ángulo de inclinación más eficiente.

- Comparar los resultados obtenidos con estudios realizados en fuentes bibliográficas, para establecer las condiciones ideales de operación de los frenos de disco.

1.4. Justificación

Teniendo en cuenta el calor que se genera mediante la fricción en los frenos de disco automotrices autoventilados, se evidencio la necesidad de analizar el comportamiento termomecánico de los alabes de inclinación de cinco discos de freno autoventilados, y de este modo, presentar una nueva configuración que permita una mayor eficiencia en la disipación de calor, y por lo tanto, que el proceso de frenado sea óptimo.

Por otra parte, con este proyecto de investigación se podrán determinar los puntos térmicos críticos a los que están sometidos los discos de freno autoventilados, mejorando de esta manera su vida útil, efectividad en el proceso de frenado, y por lo tanto, tiempos de mantenimiento. Estos aspectos son de gran interés a nivel investigativo y para la industria automotriz debido a que mediante el análisis numérico de estos componentes se podrán determinar los esfuerzos térmicos generados durante el proceso de frenado, y de esta forma disminuir los efectos negativos producidos por la generación excesiva de calor en el sistema de frenos.

1.5. Delimitaciones

1.5.1. Geográfica.

El trabajo se realizará en las salas de computo de Ingeniería Mecánica de la Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, con la asesoría de director del proyecto.

1.5.2. Conceptual.

La temática del proyecto se enmarcará en los siguientes conceptos: comportamiento térmico y mecánico, frenos de disco autoventilados, tratamiento térmico, tensión, compresión y disipación de calor.

1.5.3. Operativa.

El proyecto se desarrollará con base en los parámetros del presente documento y con la asesoría del director para poder realizar los objetivos del proyecto.

1.5.4. Temporal.

El presente proyecto tendrá una duración aproximada de 8 a 10 semanas, a partir de la fecha de aprobación del anteproyecto.

Capítulo 2. Marco referencial

2.1. Marco histórico

En el siglo XIX, el sistema de frenos que se utilizaba en los vehículos, estaba constituido por un cable metálico que al accionarse desde el pedal del freno, permitía el bloqueo de la rueda y de esta forma se lograba la inmovilización del vehículo. El único inconveniente de este sistema es que el conductor tenía que emplear mucha fuerza para conseguir frenar el vehículo, asunto que regularmente no se lograba cumplir victoriosamente. Por otra parte, únicamente se usaba el freno en las ruedas traseras, puesto que se tenía la idea que si un vehículo poseía frenos en sus ruedas delanteras, al momento de realizar la parada podría causar que el vehículo se volteara (Franco, 2012).

En 1902, el inglés Frederick Lanchester invento el sistema de discos de freno. Este sistema fue el origen de la tecnología moderna, aunque su diseño no era perfecto. La alternativa de los metales hace 100 años era muy limitada, y obligaba a emplear cobre en lo que se conoce como pastillas de freno. Este blando material junto con el mal estado de los caminos de tierra de esta época indicaba que el cobre no era muy resistente, y por ese motivo, se desgastaba muy rápido (Fierros clasicos, 2013). Solamente poseía un diminuto defecto, el cual era los ruidos molestos producidos por la fricción entre la pastilla de cobre y el metal del disco. En 1907 el inglés Henry Froad cansado de cubrirse los oídos cada vez que un vehículo frenaba, decide revestir las pastillas con asbesto y automáticamente desaparecen los molestos chirridos al frenar (Alzallú Soriano, 2016).

En 1918, Malcom Lougheed, utilizó la fuerza hidráulica para accionar el sistema de frenos mediante el uso de cilindros y mangueras para transmitir la presión del líquido hacia las zapatas de los frenos, con el propósito de empujarlas hacia el tambor. Más tarde en 1921, se dio a conocer el primer vehículo de pasajeros con un sistema de frenos hidráulicos en todas sus ruedas. Luego en 1961 apareció el servofreno, con el fin de disminuir el esfuerzo que ejerce el conductor sobre el pedal del freno (Marian, 2014).

El disco de freno fue un gran invento, debido a que en comparación con el freno de tambor este pesaba menos, evacuaba más rápido el calor y cubría las necesidades de los nuevos y más veloces vehículos que iban saliendo al mercado. Aunque con estas ventajas frente al freno de tambor, a los fabricantes les costó aceptarlo y por esta razón demoraron varios años en incorporarlo a los vehículos (Alzallú Soriano, 2016).

Más tarde en el año 1962, un gran número de marcas implementaron la aplicación de los discos de freno en sus vehículos y se interesaron en brindar un mantenimiento un poco más sencillo y eficiente, para ofrecer un servicio mejor y disponer de materia prima para la cantidad de vehículos que los requiera cambiar (Aman Chavez, 2016).

En 1964, la empresa Bosch comenzó el estudio para la fabricación del sistema antibloqueo (ABS), pero fue en 1970 que se consiguió materializar este dispositivo, el cual tuvo acerca de 1000 componentes, que después de 14 años de desarrollo, el número de componentes se redujo hasta 140. Al mismo tiempo, se estuvo preparado el sistema antibloqueo (ABS) de segunda generación, el cual se presentó como una alternativa innovadora. Por otro lado, el avance de esta

tecnología en camiones se aplicó en los años 90 (Abril, 2012). En 1985 Porsche lanza el freno de disco de freno autoventilado, con el principal objetivo de disipar mejor el calor y comenzó a ofrecer el ABS (Marian, 2014).

De esta manera, el sistema de frenos automotriz ha evolucionado de una forma apropiada, gracias a los numerosos estudios y pruebas realizadas para optimizar su rendimiento, mejorando su composición y estructura.

2.1.1. Antecedentes a nivel internacional

Frenar, es un proceso esencial al momento de conducir un vehículo; los frenos, hacen parte de los componentes principales del triángulo de seguridad. Cuando hablamos del triángulo de seguridad, se hace referencia a los componentes del vehículo que más influyen en el momento de la conducción como lo son: los amortiguadores, el sistema de frenos y los neumáticos (Iteco Ingenieros, 2016).

Los amortiguadores tienen la función de controlar los movimientos verticales para disminuir las vibraciones permitiendo que el vehículo se mantenga estable, el sistema de frenos siempre debe estar en perfectas condiciones para no tener problemas de seguridad al momento de accionarlo, debido a que una mala conservación no permitirá que el vehículo se detenga por completo. Los neumáticos son parte fundamental en el vehículo ya que estos permiten la adherencia a la superficie sobre la cual nos desplazamos, el deterioro en los neumáticos se debe controlar de manera continua para así no tener ningún contratiempo (Sibuscascoche.com, 2016).

A continuación, se explica el funcionamiento del sistema de frenos: cuando accionamos el pedal del freno, este activa una bomba hidráulica, la cual transporta el líquido de frenos hacia las pinzas del freno. La presión transmitida por el líquido hace que los pistones de la pinza empujen las pastillas para que estas hagan fricción contra el disco de freno y es aquí, donde la energía cinética se transforma en energía calorífica para que luego sea evacuada, y por lo tanto, el vehículo desacelere progresivamente (Espacio toyota, 2013).

En el estudio realizado por Wallis & Leonardi (2002), se evaluó el comportamiento térmico de tres tipos de discos de freno los cuales fueron: un disco con aletas radiales rectas (SRV), un disco de aletas rectas con borde redondeado (SRV-R) y un disco con aletas de diamante en forma de lágrimas (DTDP), dando como resultado que la capacidad de transferencia de calor del disco con aletas rectas y borde redondeado (SRV-R) y el disco con aletas de diamante en forma de lágrimas (DTDP) es hasta un 20% más alta en comparación con el disco de aletas radiales rectas (SRV). Esta mejora se debe a la mayor circulación de aire al interior del disco. Al comparar los discos de aletas radiales rectas (SRV) y de aletas rectas con borde redondeado (SRV-R) se demuestra claramente la importancia del diseño de los alabes de ventilación para discos ventilados (Wallis & Leonardi, 2002).

Por otra parte, Hwang & Wu, (2008), analizaron que durante el proceso de frenado, la temperatura superficial del disco es más elevado en las pistas de frenado, durante el accionamiento constante del pedal del freno hasta lograr la detención completa del vehículo. A partir de la comparación de los resultados del modelo axis-métrico y el modelo 3D del disco de freno ventilado, encontraron que solo existe una pequeña diferencia sobre la temperatura máxima, el disco ventilado se puede analizar sencillamente por el método de elementos finitos. La distribución de temperatura en el disco de freno podría simularse a través del análisis térmico transitorio. A lo largo del proceso de simulación, el flujo de calor variable y el coeficiente de transferencia convectiva podrían aplicarse al análisis térmico transitorio. En conclusión, el análisis indica que las aletas o alabes de ventilación muestran efectividad para enfriar el disco a mayor velocidad y mayor tasa de desaceleración. La velocidad inicial posee un efecto más fuerte sobre la distribución de temperatura y la conicidad del disco de freno que la velocidad de

desaceleración. En comparación con los resultados experimentales, los resultados del análisis son aceptables (Hwang & Wu, 2008).

Luego Park, (2007), llevo a cabo un estudio para aumentar la velocidad de disipación de calor en un disco de freno ventilado, en el cual se modificó la geometría de la superficie lisa a una de superficie con estrías helicoidales. Las conclusiones obtenidas de la transferencia de calor y el análisis numérico exponen que los números de Nusselt disminuyen mono-tónicamente con la distancia entre las crestas de barlovento y sotavento de la estría helicoidal y alcanza un valor mínimo cerca de su valle, esto se cumple para todos los números de Reynolds (Re). Los números de Nusselt en la hélice son máximo 51.6 a 93.7 % más altos que los valores medidos en la superficie lisa. Esta mejora es atribuida al aumento de la superficie del área proporcionada por la geometría estriada helicoidal, así como la mezcla mejorada del fluido debido a la recirculación del aire. Los valores de la transferencia de calor de la mejora se hacen pronunciados con unos menores números de Reynolds (Re). Los números de Nusselt en la superficie con estrías helicoidales son máximo un 37% más alto que los de la superficie lisa. Cuando la estría helicoidal es demasiado profunda, hace que disminuya la tasa de la transferencia de calor. Comparado con el caso de la superficie lisa cuando se realizan 10 ciclos de frenado, las temperaturas de la superficie estriada son máximo 44.3, 36.8 y 36.6 % más abajo en la entrada, el centro, la salida, respectivamente (Park et al., 2007).

Con el objetivo de llevar a cabo la demostración de la simulación numérica del escenario de frenado en estado estacionario, Nejat, Aslani & Mirzakhali (2011), modelaron mediante simulación los campos de flujo (CFD, por sus siglas en inglés) las diversas topologías de paso de

aire; además, realizaron algunos análisis detallados estudiando la velocidad y la distribución de la temperatura alrededor de los alabes de ventilación. El resultado del análisis mostró un aumento de flujo de aire, limitando la región de separación del flujo especialmente cerca del borde de ataque de los alabes, estos factores son clave en la mejora general del coeficiente de transferencia de calor (HTC, por sus siglas en inglés). Así mismo, se introdujo un nuevo diseño mediante dos hojas de aire como primario y secundario, mejorando notablemente la eficiencia de la circulación del aire. Con el nuevo diseño, el coeficiente de transferencia de calor (HTC) mejoro en un intervalo del 17% al 29% para diferentes velocidades angulares (Nejat, Aslani & Mirzakhali, 2011).

Asimismo, Mesut, (2012), modelo tres discos de freno ventilados diferentes y estudio sus comportamientos termo-estructurales. El estudio experimental verificó los resultados del análisis de elementos finitos (FEA, por sus siglas en inglés), para la generación de calor en las superficies del disco. Obteniendo las siguientes conclusiones: la generación de calor en las superficies sólidas de los discos de freno se reduce a un 24% gracias a las aplicaciones de ventilación. El estudio experimental verifica que el análisis de temperatura de elementos finitos se establece en un rango de 1.13 a 10.87%. Este resultado afecta de manera positiva el rendimiento de frenado al mantener el coeficiente de fricción entre la almohadilla y la superficie del disco y estabiliza la tasa de desgaste de la superficie de la almohadilla, especialmente en condiciones de frenado continuo (Mesut, 2012).

A través del proceso especial de la fabricación de la aleación de $\text{SiC}_3\text{D}/\text{Al}$, Lee, Byung, Jin Taek, & Yunho (2018), introdujeron los análisis térmicos y de tensión al disco de freno durante

el proceso de frenado con una velocidad de 350 km/h, considerando el enfriamiento mediante el aire, fueron investigados el método de elementos finitos (FEM, por sus siglas en inglés) y métodos de dinámica de fluidos computacional (CFD, por sus siglas en inglés). El ensayo de dinamómetro de inercia a escala completa se llevó a cabo para validar los resultados de la simulación y evaluar la tribología comportamiento del disco de freno. Basado en los resultados de la simulación numérica y en los resultados experimentales de los datos, se pueden resaltar los siguientes puntos: La estructura ventilada diseñada en la aleación de $\text{SiC}_3\text{D}/\text{Al}$, puede acelerar el flujo de aire alrededor y a través del disco de freno, que ciertamente disipa el calor causado por la fricción al aire y así proporciona hasta un 14% de disminución de la temperatura máxima. Debido a la elevada conductividad térmica del material del disco de freno, la temperatura tiende a distribuirse uniformemente. La temperatura más alta en la interfaz del disco alcanzó los 471.08 °C en un tiempo de 70 s, las cuales aparecen en las regiones exteriores de la superficie de fricción. La tensión térmica alcanzó un valor máximo de 186.44 MPa, en un tiempo de 30 s. En el disco de freno no se encontraron grietas térmicas después de la prueba. El disco de freno se comportó con menos pérdida de masa de desgaste, y las superficies de fricción del disco de freno mantuvieron un nivel suave (Lee, Byung, Jin Taek, & Yunho 2018).

Luego, Lee, Byung, Jin Taek & Yunho, (2018), analizaron numéricamente las características del flujo de aire y transmisión de calor de los discos de freno ventilados. Para simular más condiciones reales en comparación con la prueba real del vehículo, se consideró la prueba numérica de dominios del cojinete de la unidad de cubo y la rueda de los automóviles, a través de algunas comparaciones en términos de la velocidad relativa y número de Nusselt, se obtuvieron las siguientes conclusiones: Cuando el aire refrigerante entrante choca con las aletas

de ventilación, el flujo de aire se desvía debido a la fuerza de Coriolis y también, se genera un flujo de aire invertido, lo cual ejerce una mala influencia en la transferencia de calor. La corriente de aire invertido se identifica para todos los casos cercanos al lado de succión de las paletas. En el caso 1, el flujo de aire invertido se observa desde el borde de ataque de los alabes de ventilación (LE) hasta el borde de salida (TE) y en los pasajes de las aspas entre el lado de succión (SS) y el lado de presión (PS) de las aletas inclinadas. En el caso 3 y el caso 4, por el contrario, se observa un flujo de aire invertido en las secciones transversales. La distribución del número de Nusselt en el caso 1 y el caso 2 se observa en el interior de la superficie de la placa del disco exterior (ISOD), mientras que en la superficie interior de la placa del disco interior (ISID) se observa en el Caso 3 y Caso 4 debido a la diferente estructura de la pieza de montaje o de las piezas de radios, lo que da lugar a los diferentes patrones de flujo en los alabes de ventilación. Se comparan cuantitativamente el número de Nusselt en algunas superficies del disco, la temperatura media del área en la superficie de fricción y la masa del disco. Debido a las comparaciones, se espera que el caso 4 sea un modelo alternativo adecuado con una masa reductora del disco (Lee, Byung, Jin Taek & Yunho, 2018).

También, Belhocine & Afzal, (2019), realizaron un análisis térmico transitorio de dos tipos de discos de freno, uno macizo y uno ventilado, este análisis se realizó utilizando el método de elementos finitos (FEM). Debe entenderse que el material debe tener una conductividad térmica baja, lo cual genera gradientes térmicos importantes y en consecuencia, un aumento en la temperatura de la superficie del disco de freno. Para elegir el material y saber si es rentable, probamos el que se enfría mejor, es necesario recordar que se quiere tener un material que evacue mejor el calor. A partir de los resultados proporcionados por esta simulación, se puede

ver que los discos ventilados hechos de fundición gris ferrítica (FG20) y fundición gris perlítica-ferrítica (FG25AL), tendrán temperaturas que alcanzarán los 351.5 y 380.2 °C, que a su vez, son mayores que la del disco ventilado hecho de fundición gris perlítica (FG15), que tiene una temperatura máxima de 345.4 °C. Por lo tanto, podemos concluir que el material más adecuado en este caso para los discos de freno es la fundición gris perlítica (FG15), el cual presenta el mejor rendimiento térmico (Belhocine & Afzal, 2019).

Finalmente, Volchenko, Nikolaj, Aleksandr, Dmitriy, Pavel, Volodymyr & Dmitriy,(2019) comprobaron que una de las maneras de aumentar el aire forzado y la intensidad de enfriamiento de los pares de fricción de la almohadilla del disco durante el movimiento del vehículo es aumentando el área de los alabes de ventilación. En tanto que, si el área de los alabes de ventilación aumenta en aproximadamente un 20%, la intensidad de enfriamiento aumenta en un 7 a 10%. Pero no es aconsejable aumentar el área de los alabes de ventilación, ya que la capacidad del metal aumenta de forma lineal (Volchenko, Nikolaj, Aleksandr, Dmitriy, Pavel, Volodymyr & Dmitriy, 2019).

2.1.2. Antecedentes a nivel nacional

Con el objetivo de tener una perspectiva más amplia acerca del comportamiento de los discos de freno, García-León, (2017) selecciono tres clases de muestras de frenos de disco de tres vehículos diferentes, se eligieron aquellas referencias que están sometidas a diferentes capacidades de transporte o de carga como lo son: Un vehículo marca Renault, una camioneta marca Toyota y un microbús de servicio urbano marca Mitsubishi. En los cuales se llevó a cabo un estudio de sus características térmicas (calor específico, conductividad térmica, coeficiente de dilatación térmica, entre otras), con el fin de compararlas con los calculadas analíticamente, así mismo se realizó un estudio térmico con la ayuda del software Solidworks y de los resultados de su comportamiento se logró deducir que los discos de freno después de haber sido sometidos a unas temperaturas de 82, 107 y 90 °C respectivamente, con una sola frenada o varias frenadas adquieren una temperatura ambiente de 20 °C en más o menos un tiempo de 40 a 60 min, siempre que el enfriamiento se logre mediante convección natural, dicho de otra manera es cuando el aire del entorno tiene una velocidad igual a cero (García-León, 2017).

Avanzando un poco con la anterior investigación, García-León & Flórez-Solano, (2017) estudiaron la dinámica y la cinética del sistema de frenos, realizando una simulación del comportamiento térmico por medio del análisis de elementos finitos gracias a la ayuda del software de simulación Solidworks, en los resultados arrojados se logra observar que el disco de freno número tres disipa el calor más rápidamente, lo cual se da debido al diseño de su geometría en sus canales de ventilación (García-León & Flórez-Solano, 2017).

Por otra parte, García-León, Rivera-Lopez, Quintero-Orozco & Gutierrez-Paredes, (2019), plantearon una nueva geometría para mejorar el flujo de aire en un disco de freno vehicular, considerando los pilares de ventilación fundamentados en perfiles aerodinámicos tipo NACA 66-209. Con el fin de sustentar esta proposición de diseño, se realizó la elaboración de una maqueta a escala 1:1 con la ayuda de la manufactura aditiva e igualmente que el diseño de una estructura que permita el ensamble del disco, para calcular mediante el uso de la Velocimetría por Imágenes de Partícula (VIP), la validación de este diseño geométrico se realizó bajo cinco (5) parámetros de velocidad angular las cuales fueron: 541, 641, 741, 841 y 941 rpm. Las cuales son proporcionales a las velocidades lineales del vehículo a 60, 70, 80, 90 y 103 km/h. Luego de tener las velocidades angulares en el disco de prueba de aire, se determinaron las velocidades para la prueba de agua las cuales fueron: 35, 41, 48, 54 y 60 rpm. Para llevar a cabo este estudio geométrico de forma más detallada, se llevaron a cabo tres propuestas con distinto número de álabes de ventilación, a causa de que no se tiene una norma estandarizada acerca del número apropiado de álabes de ventilación en el interior del disco de freno. Considerando lo anterior, se llevaron a cabo ensayos numéricos con una propuesta de tres cantidades diferentes de álabes de ventilación los cuales fueron de 10, 15 y 20 álabes. En donde se observó un bloqueo en el flujo de aire a bajas velocidades de rotación ($N=541$ rpm) para una configuración de 20 alabes, lo cual se debe en gran parte a la disminución en el área de la superficie del disco de freno, en pocas palabras, el número de álabes afecta directamente la circulación de aire. Teniendo en cuenta lo anterior, se puede concluir que el disco con la configuración de 15 alabes de ventilación es la mejor alternativa de diseño, ya que no posee efectos de bloqueo a bajas velocidades y su ideal funcionamiento en operación (García-León, Rivera-Lopez, Quintero-Orozco & Gutierrez-Paredes, 2019).

Finalmente, Acevedo-Peñaloza, García-León & Rodríguez- Castilla, (2019), plantean una nueva geometría para el mejoramiento de la circulación de aire en un disco de freno vehicular, considerando los pilares de ventilación basados en perfiles aerodinámicos tipo N-38. Este arreglo geométrico se hizo bajo dos parámetros de velocidad angular las cuales fueron: 541 y 841 rpm. Las cuales son proporcionales a las velocidades lineales del vehículo a 60 y 103 km/h, luego de tener las velocidades angulares en el disco de prueba de aire, se determinaron las velocidades para la prueba de agua las cuales fueron: 35 y 60 m/s. La velocidad inicial de cada prueba, sumergida y girando, en el caso de 541 rpm lo cual equivale a una velocidad del vehículo de 60 km/h, en el ensayo comienza con a una velocidad de 0.2121 m/s y termina con 0.2958 m/s, velocidad que permanece constante durante el curso del ensayo. Posteriormente, en el caso de 841 rpm equivalente a una velocidad de coche de 103 km/h, el ensayo comienza con una velocidad de 0.3758 m/s y termina con 0.743 m/s. De lo anterior, se puede concluir que el comportamiento de los discos de freno para el rango de velocidad con este tipo de ventilación, estará dentro del comportamiento obtenido de manera experimental en la prueba. También se evidencio que a manera que la velocidad del vehículo se incrementa, igualmente la fuerza de succión es mayor, es decir que la duración del ensayo es más cortó para cada prueba, para una mayor velocidad el flujo de aire contrarresta la cantidad de calor generado en el instante de la frenada, ya que hay una mayor cantidad de energía por reducir. Por último, para una configuración geométrica con un mayor número de los perfiles, el bloqueo en el flujo de aire puede presentarse en velocidades bajas de rotación, esto se debe en gran parte a la reducción de la superficie efectiva del disco de freno; es decir, la cantidad de perfiles daña directamente la circulación del aire (Acevedo-Peñaloza, García-León & Rodríguez- Castilla, 2019).

2.2. Marco conceptual

2.2.1. Transferencia de calor en los discos de freno.

La transferencia de calor se origina a partir de un cuerpo con temperatura alta hacia un cuerpo con una temperatura menos elevada, igualmente esta transferencia termina en el momento en que los dos cuerpos tienen la misma temperatura con la del medio ambiente que los rodea. Existen tres formas en que el calor se transfiere, siempre y cuando exista una diferencia de temperatura entre los dos cuerpos, estas formas de transferencia de calor son: convección, radiación y conducción (García León, 2014).

Convección: Es la manera de transmitir la energía calorífica entre un cuerpo sólido y un gas o líquido que se encuentren contiguos y en movimiento. La transferencia de calor se dará de una manera más rápida, siempre y cuando, el fluido se desplace a mayor velocidad, si el fluido no se encuentra en movimiento la conducción pura no existirá. La ley de enfriamiento de Newton nos indica el comportamiento de la transferencia de calor por medio de la siguiente Ecuación 1 (Ghajar & Cengel, 2018).

$$Q = h \times A \times (T_s - T) \quad \text{Ec. 1}$$

Dónde: T_s : Es la temperatura superficial del cuerpo sólido (K), T : Es la temperatura del fluido (K), h : Es el coeficiente de transferencia de calor por convección ($\text{W}/\text{m}^2 \times \text{K}$) y A : Es el área de la superficie que está en contacto con el fluido (m^2).

Existen dos clases de convección dependiendo del movimiento del fluido:

- **Convección natural:** Este tipo de convección ocurre cuando el movimiento del fluido es causado gracias a las fuerzas de propulsión que son incitadas por las diferencias de densidad causadas durante la variación de la temperatura en el fluido (Ghajar & Cengel, 2018).

- **Convección forzada:** Este tipo de convección se da cuando el movimiento del fluido es obligado a circular sobre la superficie, por medio de agentes externos como por ejemplo una bomba, un ventilador o el viento (Ghajar & Cengel, 2018).

- **Radiación:** Se trata de la transferencia de energía emanada por la materia en modo de ondas electromagnéticas o fotones, como producto de la transformación en las configuraciones electrónicas de las moléculas o átomos. Diferente a la convección y la conducción, la transferencia de calor por radiación no necesita de la presencia de un cuerpo interventor. Así mismo, la transferencia de calor por radiación se da de una manera más rápida, se da con la misma rapidez de la velocidad de la luz y no se desvanece en el vacío. Un claro ejemplo de esta forma de transferencia de energía es la forma en que la energía del Sol alcanza a la Tierra. La razón máxima de la radiación que se logra transmitir desde una superficie a una temperatura termodinámica, se representa mediante la ley de Stefan-Boltzmann (Ghajar & Cengel, 2018), como se muestra en la siguiente Ecuación 2:

$$Q = \sigma \times \varepsilon \times A \times T_S^4 \quad \text{Ec. 2}$$

Dónde: T_s : Es la temperatura superficial del cuerpo (K), ϵ : Es el coeficiente de emisividad, propiedad del material que relaciona su capacidad de radiación térmica con la del cuerpo negro ideal, σ : Es la constante de Stefan-Boltzmann = $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \times \text{K}^4$ y A : Es el área de la superficie de emisión (m^2).

Conducción: La transferencia de calor por conducción es la emisión de energía de las partículas más energéticas hacia las menos energéticas, siempre que se encuentren juntas. Igualmente este tipo de transferencia de calor ocurre en sólidos, líquidos o gases, mediante la ley de Fourier se puede calcular esta transferencia de calor la cual está representada con la siguiente Ecuación 3 (Ghajar & Cengel, 2018).

$$Q = -k \times A \times \frac{dT}{dx} \quad \text{Ec. 3}$$

Dónde: k : Es la conductividad térmica del material ($\frac{\text{W}}{\text{m} \times \text{K}}$), A : Es el área de transferencia de calor (m^2) y $\frac{dT}{dx}$: Es el gradiente de temperatura.

2.2.2. Análisis térmicos en los discos.

Para llevar a cabo este estudio es esencial tener un punto de partida, para así lograr calcular la energía y la potencia evacuada durante la acción de frenado, con el objetivo de garantizar la seguridad al momento de accionar el sistema de frenos. La energía evacuada en el sistema de frenos es proveniente de la energía cinética y potencial que lleva el vehículo, la cual se convierte en energía calorífica, la cual debe se debe producir en un pequeño periodo de tiempo a fin de que, el sistema de frenos opere de una manera eficiente, este calor debe ser evacuado en el menor

tiempo posible a fin de que las continuas frenadas no eleven la temperatura y por ende se disminuya la seguridad en el sistema de frenos. La disipación del calor por convección y radiación, se logra mediante el avance del vehículo. En el momento en que se generan demasiadas frenadas, la temperatura aumenta incluso hasta alcanzar su temperatura de saturación, en caso de llegar a la temperatura de saturación, si llegase a ocurrir lo anteriormente dicho, se reducirá el coeficiente de fricción entre los elementos del disco de freno.

Para poder determinar la energía evacuada en el disco de freno, la cual corresponde a la energía cinética con la que se desplaza el vehículo, se determinara utilizando la siguiente Ecuación 4:

$$E_f = \frac{\gamma_f \times m \times (V_i^2 - V_f^2)}{2} \quad \text{Ec. 4}$$

Donde: E_f : Es la energía evacuada por el disco de freno (J), m : Es la masa del vehículo (Kg), γ_f : Es el coeficiente de las masas rotativas (Adimensional), V_i : Es la velocidad inicial del vehículo. (m/s) y V_f : Es la velocidad final del vehículo (m/s).

Por otra parte, para encontrar la potencia disipada por el disco de freno, se tendrá en cuenta que de ninguna manera, el motor actuara como un mecanismo de freno, así se podrá lograr una frenada en seco ante una emergencia, no solo se debe actuar sobre el pedal del freno, sino que también sobre el pedal del embrague, puesto que este último desarticula las masas rotativas del sistema de transmisión del vehículo. Para encontrar la potencia evacuada por el disco de freno se utilizó la siguiente Ecuación 5.

$$H = [(\gamma_f \times m \times a) + (m \times g \times \sin \theta)] \times V \quad \text{Ec. 5}$$

Dónde: H : Es la potencia disipada por el disco de freno (Watts), γ_f : Es el coeficiente de las masas rotativas (Adimensional), m : Es la masa del vehículo (Kg), g : Es la aceleración de la gravedad (m/s^2), θ : Es el Angulo de descenso (Grados), V : Es la velocidad del vehículo (m/s), y a : Es la desaceleración del vehículo (m/s^2).

La elevación de la temperatura en un disco de freno se evalúa aproximadamente con la siguiente Ecuación 6:

$$\Delta T = \frac{E_{\text{Total en el disco}}}{m \times C_p} \quad \text{Ec. 6}$$

Dónde: ΔT : Es la diferencia de temperatura entre el disco y el entorno ($^{\circ}\text{C}$), $E_{\text{total en el disco}}$: Es la energía cinética absorbida por el disco (J), m : Es la masa del disco de freno (Kg), y C_p : Es el calor específico del material del disco ($\frac{\text{J}}{\text{Kg} \times ^{\circ}\text{C}}$).

Con el fin de determinar la temperatura superficial del disco, se llevó a cabo mediante la siguiente Ecuación 7.

$$\Delta T = T_0 - T_{\alpha} \quad \text{Ec. 7}$$

Dónde: ΔT : Es la diferencia de temperatura entre el disco y el entorno ($^{\circ}\text{C}$), T_{α} : Es la temperatura entorno ($^{\circ}\text{C}$), y T_0 : Es la temperatura superficial del disco de freno ($^{\circ}\text{C}$).

2.2.3. Ley de enfriamiento de Newton.

Esta ley establece lo siguiente: un cuerpo que contenga una temperatura instantánea (T_i), perderá calor siempre y cuando sea sometida a la temperatura del entorno T_α , la cual se podrá calcular mediante la siguiente Ecuación 8 (Ghajar & Cengel, 2018).

$$T_i - T_\alpha = (T_0 - T_\alpha) \times e^{-\frac{A \times U}{m \times C_p} \times t} \quad \text{Ec. 8}$$

Donde: T_i : Es la temperatura instantánea en cada momento. ($^\circ\text{C}$), T_α : Es la temperatura del entorno. ($^\circ\text{C}$), A : Es el área donde ocurre la transferencia de calor (m^2), U : Es el coeficiente de transmisión térmica superficial del material ($\frac{\text{J}}{\text{s} \times \text{m}^2 \times ^\circ\text{C}}$), m : Es la masa del disco. (Kg), C_p : Es el calor específico del material ($\frac{\text{J}}{\text{Kg} \times ^\circ\text{C}}$), t : Es el tiempo de enfriamiento de Newton (s), y T_0 : Es la temperatura superficial del disco de freno ($^\circ\text{C}$).

Las pistas de frenado, es el lugar en donde el disco genera la fricción con las pastillas de freno, el área de estas se puede calcular mediante la siguiente Ecuación 9.

$$A_{\text{pistas de frenado}} = 2 \times \pi \times (r_{\text{Exterior}}^2 - r_{\text{interior}}^2) \quad \text{Ec. 9}$$

Donde: $A_{\text{pistas de frenado}}$: Es el área de las pistas de frenado (m^2), π : Es el número pi. (Adimensional), r_{Exterior} : Es el radio exterior del disco (m^2), y r_{interior} : Es el radio interior del disco (m^2).

2.2.4. Clases de convección que perjudican el disco de freno

Los discos de freno funcionan bajo dos tipos de movimientos como lo son: el de rotación y traslación. El movimiento de rotación es generado por el motor y transferido por los ejes hacia las ruedas; y el movimiento de traslación, es el que hace que el vehículo se desplace de un lugar a otro, de lo cual podemos deducir que están sometidos a una transferencia de calor por convección, tal como se describe a continuación:

2.2.4.1. Convección frontal en el disco: Esta clase de convección perjudica el contorno del disco de freno. Debido a que la corriente de aire sobre un cilindro manifiesta modelos un poco difíciles, la corriente de aire que se acerca al cilindro se esparce y lo envuelve, creando así una cubierta que lo rodea. Las partículas del aire sobre el plano medio colisionan contra el cilindro en la zona de estancamiento y el efecto que esto genera es el aumento de presión en esa zona (Ver Figura 1).

Para un número de Reynolds ≤ 1 , se experimenta una corriente de aire deslizante y el coeficiente de resistencia se reduce. Para un número de Reynolds = 10, se comienza a revelar una división de la sección posterior del cuerpo hasta alcanzar un número de Reynolds $\cong 90$, cuando el número de Reynolds es = 10^3 , la zona de división se incrementa y se genera una oposición al desplazamiento debida a la renuencia de la presión, finalmente cuando el número de Reynolds toma este rango $10^3 < Re < 10^5$ el coeficiente de resistencia permanece prácticamente constante.

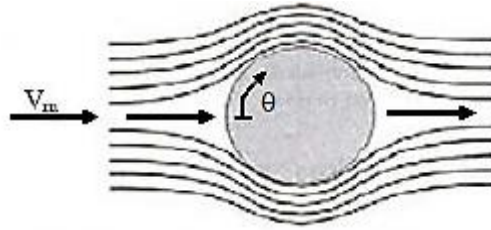


Figura 1: Corriente de aire alrededor de un cilindro. Fuente: Obtenido de (P.Inclopera & Witt, 1999).

Para realizar los cálculos de esta clase de convección, se utilizara información ya establecida como lo son la velocidad a la que se encuentra el vehículo en ese instante y la temperatura ambiente del lugar donde se encuentra el vehículo.

2.2.4.2. Convección en la periferia del disco: Es el tipo de convección que se da entre las pistas de frenado y el aire. Para realizar la operación de esta clase de convección tomaremos los valores de las propiedades del aire a una temperatura media entre el entorno y el área de las pistas de frenado, en nuestro caso la temperatura periférica, como se muestra en la Figura 2.

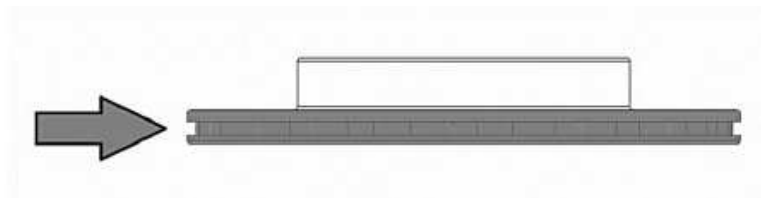


Figura 2: Transferencia de calor por convección en la periferia del disco. Fuente: Obtenido de (García León, 2014)

$$T_f = \frac{T_\infty + T_s}{2} \quad \text{Ec. 10}$$

Donde: T_f : Es la temperatura periférica. (°C), T_∞ : Es la temperatura del aire. (°C), y T_s : Es la temperatura superficial del disco. (°C).

2.2.4.3. Convección en la campana: Esta clase de convección se da entre la campana o sujeción del disco y el aire, para la realización de los cálculos de esta clase de convección, fueron seleccionados los valores de la convección periférica, únicamente cambió los diámetros y el grosor, que en este caso serán los de la campana del disco, como se muestra en la Figura 3.



Figura 3: Transferencia de calor por convección en la campana o cubo del disco de freno. Fuente: Obtenido de (García León, 2014).

2.2.4.4. Convección lateral en el disco: Esta clase de convección se da gracias al desplazamiento que lleva el vehículo, debido a lo cual el aire fluye sobre los discos de manera frontal y en el sentido en que avanza el vehículo, esto genera una corriente de aire entre las paredes del disco. Por lo cual se lleva a cabo un estudio de la corriente de aire entre placas planas (Ver Figura 4).

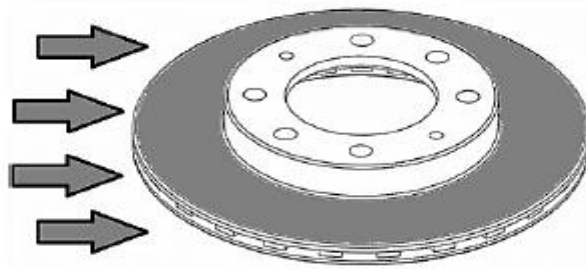


Figura 4: Transferencia de calor por convección lateral en el disco. Fuente: Obtenido de (García León, 2014).

2.2.4.5. Convección por efecto rotatorio: Como su nombre lo dice, este tipo de convección se da entre el disco de freno y el aire, la cual se llevó a cabo, gracias al movimiento de rotación que llevaba el disco de freno.

2.2.4.6. Convección al interior de los alabes de ventilación: Esta clase de convección se da en el interior de las aletas, alabes o ductos de ventilación, lo cual se puede analizar como en las aplicaciones de calefacción o enfriamiento por tubos o ductos. Los tubos o ductos no redondeados, se pueden utilizar para las prácticas de los sistemas de ventilación o refrigeración, en vista de esto y observando el disco de freno (Ver Figura 5). El sistema de refrigeración está compuesto por ductos no redondeados, teniendo en cuenta las dos paredes del disco o pistas de frenado.

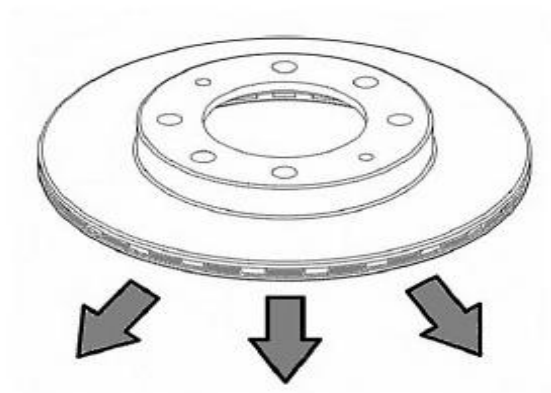


Figura 5: Transferencia de calor por convección en las aletas de ventilación. Fuente: Obtenido de (García León, 2014)

2.2.5. ANSYS

ANSYS es un conjunto de aplicaciones (CAE) para diseño, análisis y simulación de elementos de máquinas, a través del análisis de elementos finitos (FEA), el cual incorpora las siguientes etapas de organización del malleo, ejecución y post proceso, este software realiza un análisis de las piezas sujetas a manifestaciones físicas utilizadas en la ingeniería y diseño mecánico, logra solucionar problemas físicos sometidos a esfuerzos térmicos, fluidos, vibración y programas característicos, con brevedad se detallan sus modelos esenciales por disciplina. Tanto el pre-procesador como el post-procesador están dotados de una interfaz gráfica. Para dar solución a los problemas mecánicos este procesador incluye: análisis de armaduras estáticas y dinámicas (los dos para problemas lineales y no lineales), análisis de transferencia de calor, corriente dinámica, y problemas de electromagnetismo. Comúnmente el empleo de estos instrumentos se usa simultáneamente consiguiendo fusionar problemas de armaduras junto a problemas de transferencia de calor como un todo. Este programa también se utiliza en ingeniería civil y eléctrica, física y química (*ANSYS Plataforma de Solucion CAE*, n.d.) (García-León & Pérez Rojas, 2017).

Para la realización de un cálculo se llevan a cabo las siguientes etapas:

Pre-proceso: Creación del prototipo: En esta fase se lleva a cabo la fabricación de la geometría del tema, originando líneas, áreas o volúmenes. En relación de este patrón se creara la malla de componentes. Este fragmento del pre-proceso es optativo, puesto que la localización de los componentes de la malla logra proceder de otros programas de diseño. Luego se establecen

los elementos a ser utilizados sobre el origen de sus constantes. Todo componente debe disponer de un material asignado. La producción de la malla se logra ejecutando una aproximación prudente del problema sobre el origen de los nodos. Los nodos se enlazan integrando los elementos finitos que unidos constituyen el volumen del material. La malla puede producirse manualmente o utilizando los instrumentos de generación automática.

Proceso: En esta fase se asignan las restricciones de margen en los nodos y elementos, lo cual permite manipular los datos de fuerza, tracción, desplazamiento y momento o rotación.⁷, la adquisición de la solución del problema se consigue cuando todos los datos del problema son conocidos.

Post-proceso: Representación de la solución, por ejemplo la ilustración de la geometría del problema, La lista de resultados se da como datos en una tabla.

2.2.6. Solidworks.

Es un programa de diseño CAD-3D (diseño asistido por computadora), utilizado con el fin de moldear piezas, ensambles en tres dimensiones y gráficos en dos dimensiones. Así mismo, brinda un grupo de herramientas completo para producir, reproducir, publicar, gestionar datos, procesos y proyectos, incrementando la optimización y la eficiencia de los recursos de ingeniería. Todas estas soluciones operan unidas para facilitar a las instituciones diseñar mejores productos de manera veloz y productiva (SolidBI, n.d.).

El programa de cálculo, validación y Simulación (SOLIDWORKS), somete los diseños a condiciones iguales como se aprecian en la realidad, incrementando así la calidad de los productos y simultáneamente disminuyendo el costo de los prototipos. Sus principales funciones son:

- Producir una menor cantidad de prototipos gracias a la capacidad de modelar y ensayar los productos simulando un ambiente real antes de elaborarlos. De esta manera se previenen errores caros y el producto llega antes al mercado.

- Valorar la rentabilidad de los productos para aumentar la eficiencia de éstos, a partir de las primeras etapas de diseño y regular su lapso de vida. Se mejoran los diseños gracias al análisis de la simulación y se ajusta el producto conforme los resultados conseguidos.

- Los ensayos virtuales en las primera etapas del desarrollo de producto incorporadas en CAD ayudan a vender los productos de una manera más rápida usando una menor cantidad de prototipos físicos los cuales implican una pérdida de tiempo (SolidBI, n.d.).

2.2.7. Sistema de frenos de un vehículo.

El sistema de frenos es un dispositivo acoplado directamente a las llantas del vehículo (Ver Figura 6), su principal objetivo es convertir la energía cinética del vehículo en energía calorífica para así reducir su velocidad total o parcialmente. Así mismo, cuanto mayor sea el tamaño del vehículo, mayor es su masa, y por lo tanto, mayor es el esfuerzo realizado por el sistema de frenos para reducir la energía cinética originada por el movimiento (Lorenzo, 2018).

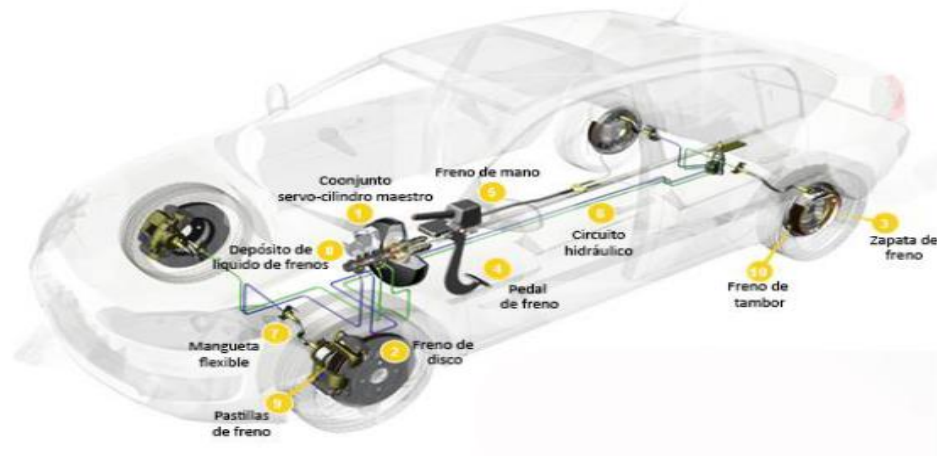


Figura 6: Sistema de frenos de un automóvil. Fuente: Obtenido de (Lorenzo, 2018)

2.2.8. Discos de freno.

Los discos de freno son uno de los elementos primordiales en el sistema de frenos, debido a que están unidos al buje y estos giran solidario con las llantas. Por lo tanto, se habla de un elemento móvil en el interior del sistema de frenos (Lorenzo, 2018).

El disco de freno está compuesto de dos piezas como lo son: la pista de frenado, el cual es el lugar en donde se sostienen las pastillas de freno y la campana, es el lugar donde se acopla el disco de freno al eje de la llanta. Comúnmente los discos de freno se elaboran de fundición gris perlítica y aleación de cromo, más sin embargo en la actualidad existen otra clase de materiales como lo son el carbono, aunque su valor es un poco más elevado (Ferrer & Domínguez, 2012).

Los discos de freno se clasifican en macizos y auto ventilados, como se muestran en la Figura 7. El disco macizo está compuesto por un aro con dos áreas de rozamiento que por no poseer ductos de ventilación está sujeto a almacenar calor, evacuándolo de una forma más lenta.

El disco auto ventilado se encuentra compuesto por dos caras divididas por ductos o canales que en su interior posibilitan la entrada de aire, de esta forma el disco refrigera su lado externo como su lado interno. Dependiendo de la orientación de los alabes o aletas es el intercambio de energía (García León, 2014).

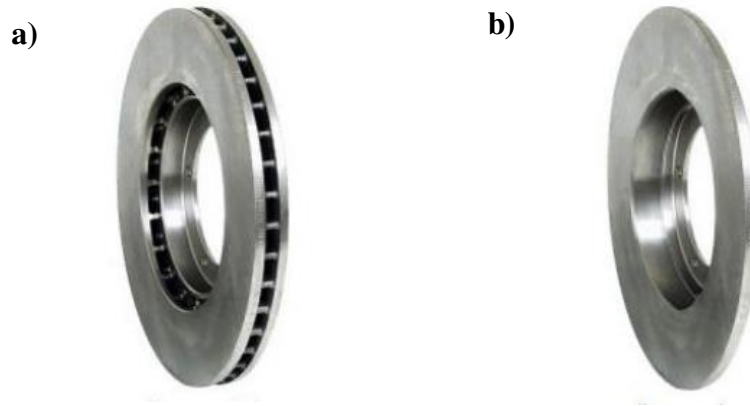


Figura 7: Discos de freno autoventilado y macizo. a) freno de disco autoventilado y b) freno de disco macizo. Fuente: Obtenido de <https://repairyoucar.com/tipos-de-discos-de-freno/>

2.2.9. Discos de freno macizos.

Esta clase de discos son elaborados en una sola porción de hierro fundido y son mecanizados para darles la forma como se muestra en la Figura 8. El volumen ubicado en medio de las dos superficies de fricción es sólido y por lo tanto está sujeto a elevadas temperaturas, lo cual hace que tenga una capacidad inferior de evacuar el calor frente a los otros modelos. Por esta razón suelen colocarse en vehículos pequeños o en los frenos posteriores de los vehículos de carreras, ya que de esta manera experimentan una carga menor a la hora de frenar (Lorenzo, 2018).



Figura 8: Disco de freno macizo. Fuente: Obtenido de <https://repairyoucar.com/tipos-de-discos-de-freno/>

2.2.10. Discos de freno autoventilados.

Esta clase de discos tienen canales radiales en medio de las superficies de fricción (Ver Figura 9); de manera que, se logre producir una corriente de aire en medio de estas para lograr de esta forma una mayor disipación del calor generado durante cada frenada. Estos discos se pueden utilizar en las ruedas delanteras como traseros debido a que están diseñados para soportar hasta 700 °C. Si el vehículo posee discos ventilados y macizos, los ventilados estarán ubicados en el eje de adelante, puesto que la mayor fuerza de frenado recae sobre este (Lorenzo, 2018).



Figura 9: Disco de freno ventilado. Fuente: Obtenido de <https://repairyoucar.com/tipos-de-discos-de-freno/>

2.2.11. Geometría del disco de freno.

La geometría de los discos de freno es la composición geométrica del sistema de frenado, la cual tiene una figura redonda con una gran superficie expuesta y aireada, lo cual posibilita una refrigeración sucesiva y le permite disipar todo el calor causado por la fricción. El cual se encuentra constituido como se muestra en la Figura 10 y descritas en la Tabla 1:

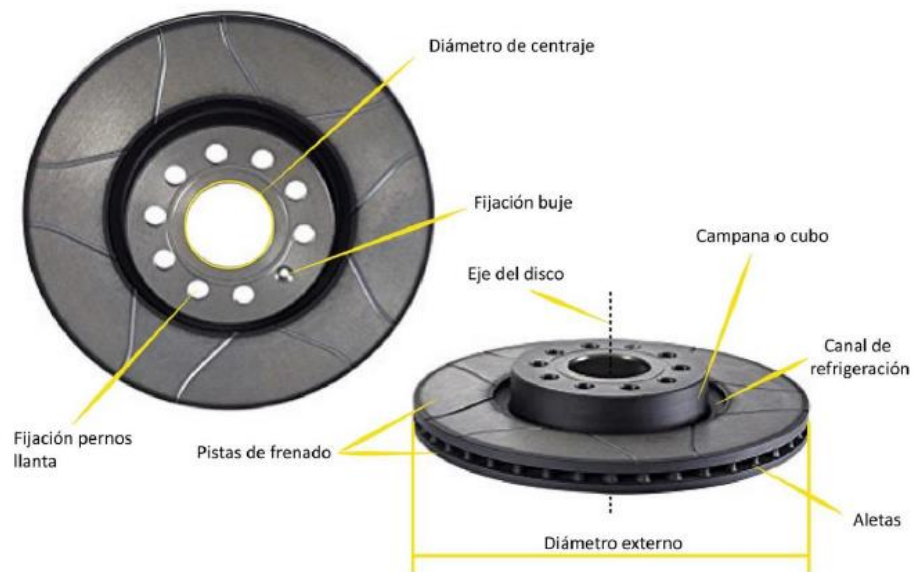


Figura 10: Partes de un disco de freno autoventilado. Fuente: Obtenido de (Lorenzo, 2018)

Tabla 1:
Partes importantes de disco de freno.

Partes del disco de freno	Descripción
Eje del disco	Es el punto de referencia para el maquinado de las superficies, del plano superior de la campana y las pistas de frenado. Siendo esencial que estas se encuentren paralelas entre sí y ortogonal con respecto al eje, y que tenga una holgura geométrica limitada.
Campana o cubo	Conforma la pieza de soporte en el buje por adentro, y sobre esta se fijara la llanta en la parte externa. Es por eso que, en su plano superior, la holgura de maquinado conforma un factor determinante de plano a un ensamble exacto. En unas circunstancias, se utiliza la parte interna de la campana para instalar un diminuto sistema de freno de campana de activación mecánica, con el objetivo de que trabaje como freno de parqueo.
Diámetro de centraje	El diámetro de centraje está ubicado en el lado superior de la campana, es de vital ayuda para alinear el disco con el buje y el eje de la llanta. Por esta razón necesita de una holgura reducida, disminuyendo la probabilidad de excentricidad radial entre el disco y el eje. Garantizando de esta manera un desplazamiento concéntrico ideal. Lo cual es indispensable al momento de prolongar la vida útil de los rodamientos.
Fijación	Está ubicado en la misma cara de los agujeros de fijación. Cuenta con uno o dos agujeros que sirven de guía para posicionar el buje, el cual se aprieta por medio de pernos con un par de apriete establecido por el fabricante. Igualmente tiene otros agujeros por donde pasan 5 o 7 pernos de sujeción que sirven para unirse con la rueda.
Pistas de frenado	Son las superficies de contacto de las pastillas de freno con el disco. Como hemos mencionado anteriormente, es de vital importancia se encuentren paralelas, para un funcionamiento ideal y simétrico entre las dos caras del disco y las pastillas de freno.
Canal de refrigeración o filtro térmico	Hace referencia al conducto de maquinado, el cual regula la transferencia de calor entre la campana y las pistas de frenado. La existencia del filtro térmico constituye un desarrollo elocuente del alivio térmico y el almacenamiento de tensiones en la pieza. De acuerdo con esto se logra que el área en medio de las pistas de frenado y la campana no sea continua, por lo cual exista una interrupción en la transferencia de calor de un área a otra. La disminución del espesor de este canal de refrigeración logra que el gradiente térmico crezca. Gracias a esto, logramos que la temperatura varíe de una manera significativa entre los dos lados de este canal, y también, se consiga una reducción de ésta en la campana.
Diámetro externo	Su dominio en la actividad de frenado radica en que con un mayor diámetro se tendrá una mejor superficie para evacuar el calor. No obstante está restringida por la dimensión de la rueda, es por eso que si no es posible aumentar el área de las pistas de frenado, se acudirá a los discos de freno ventilados.
Aletas o alabes de ventilación	Los alabes de ventilación son canales, situados en medio de las dos pistas de frenado de los discos de freno ventilados. Estos canales permiten un flujo de aire entre ellos, logrando una buena refrigeración en el interior del disco.

Fuente: Obtenido de (Lorenzo, 2018)

2.2.12. Las pastillas.

Son piezas diseñadas para generar la fricción contra las pistas de frenado del disco, con el propósito de detener el vehículo mediante la transformación de la energía cinética en energía térmica. Las pastillas de freno están situadas adentro de una pinza provista como mínimo de un embolo el cual convierte la presión en fuerza. Las fuerzas ejercidas en el disco se transmiten totalmente a la llanta, lo cual hace que el vehículo disminuya total o parcialmente su velocidad (Ver Figura 11) (Espacio toyota, 2013).



Figura 11: Pastillas de freno. Fuente: Obtenido de <https://como-funciona.co/las-pastillas-de-freno/>

Posteriormente, en la Figura 12 se presenta la composición de materiales de las pastillas:

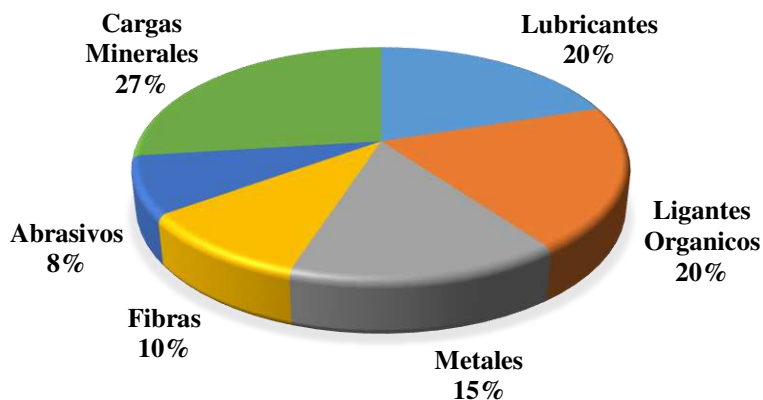


Figura 12: Materiales constituyentes de la pastilla de frenos. Fuente: Obtenido de: Modificado de (García León, 2014).

2.2.13. Pinza de freno.

Es la pieza que sostiene las pastillas de freno y así mismo se encarga de empujarlas cuando el sistema se presurice. La pinza de freno es un elemento crítico del sistema de frenos, ya que está expuesta a esfuerzos significativos a lo largo del proceso de frenado, tales como altas temperaturas, vibraciones y otros elementos agresivos (García León, 2014).

2.3. Algunos inconvenientes relacionados con los discos de freno.

Rápidamente vamos a definir algunos problemas relacionados con el ensamblaje del disco, las frenadas en circunstancias extremas y el excesivo deterioro. La gran parte de estos problemas se pueden prever, prestando atención a algunas características importantes las cuales involucran una revisión visual de los componentes, de no ser así, la única solución sería el reemplazo de las pastillas o el disco.

2.3.1. Apriete incorrecto.

Esta acción genera una deformación en la zona de apoyo, aunque a simple vista no es notorio, el apriete incorrecto se detecta por las vibraciones perceptibles al momento de accionar el pedal de freno.

2.3.2. Montaje incorrecto de la pinza.

Si se realiza un montaje incorrecto de la pinza. Esta puede desprenderse del buje y se nota un desgaste irregular en las pastillas. Este defecto se percibe desde el principio del montaje, ya que se escucharan ruidos al momento de accionar el pedal del freno, como el golpeteo de las pastillas de freno y la baja eficiencia al momento de frenar.

2.3.3. Deterioro debido al uso.

Cuando hay una ausencia de rodaje pueden verse algunas fallas en los ductos de enfriamiento y en la campana. Ocurren recalentamientos más frecuentes, y por consiguiente, alteraciones de las características mecánicas del material modificando su estructura por la formación cementita (Fe_3C). Caso contrario, cuando hay un uso intensivo, el espesor del disco sobrepasa el límite inferior recomendado, las grietas son evidentes, lo cual causa ruidos y vibraciones.

2.3.4. Desgaste excesivo con grietas.

Esto ocurre cuando el disco ha sido sometido a temperaturas demasiado altas en la operación, debido a esto el espesor se reduce. Igualmente se observa en la zona central de las pastillas menos desgaste lo cual es atribuido a la presencia de puntos duros en el material de fricción.

2.3.5. Desgaste de las pastillas.

Si no se tiene un control mediante la inspección visual, el soporte metálico de la pastilla puede dañar el disco causando un ruido fuerte, un espacio de frenado muy largo y un funcionamiento crítico de la pinza.

2.3.6. Disco vitrificado.

Esto ocurre cuando las virutas del material de fricción de las pastillas se adhieren al disco y le dan un aspecto brillante causando pérdidas de eficacia al frenar, lo que lleva a frenadas muy largas, el pedal se vuelve duro y sin reacción al frenado.

2.3.7. Surcos y rayas profundas.

Se notan rayas ocasionadas por agentes extraños que penetran entre las superficies de contacto del disco y las pastillas. El fenómeno también puede ocasionarse por material abrasivo inadecuado o mal repartido en la mezcla.

2.3.8. Depósito de material de fricción.

La aparición de manchas en la superficie de la pista de frenado se debe a depósitos del material de fricción, procedentes de la pastilla, generando recalentamiento que a su vez, lleva a la formación de cementita muy dura.

2.4. Marco legal.

NORMA ISO TS 16949-2009: Es la norma de sistema de gestión de calidad utilizada en el ramo de la automoción. Se trata de una norma corroborable, única para el ramo y general para todos los productores, esta norma se fundamenta en la ISO 9001 y detalla un sistema de gestión de la calidad con fundamentos idénticos a los de ISO 9001 aun cuando hace énfasis y posee requerimientos propios en lo concerniente a la fabricación (ISOTools, 2013).

RESOLUCIÓN NÚMERO 4983, Ministerio de comercio, industria y turismo, Bogotá, Colombia, 22 de diciembre del 2011. Debido a lo cual se dicta la normativa técnica adaptable a los sistemas de frenos o sus componentes para la utilización en vehículos automotores o en sus remolques, que se importen o se construyan nacionalmente para su utilización o venta en Colombia (Ministerio de comercio, 2011).

NORMA NTC 4190: Define los términos en lo referente al frenado de vehículos automotores, remolques y combinación de estos (Icontec., 2004).

NORMA NTC 1620: Define la Denominación de la microestructura del grafito y fundiciones de hierro (Icontec, 2001).

NORMA NTC 1526: Establece los requisitos de comportamiento del sistema de frenos en los automóviles (Icontec, 2001).

NORMA NTC 1370: Establece la Clasificación de la Fundición de hierro gris. (Icontec, 2009).

NORMA NTC 1783: Define los requerimientos que se deben tener en cuenta en los ensayos para discos de fundición gris, utilizados en los sistemas de frenos para vehículos de carretera (Icontec, 2008).

Capítulo 3. Diseño metodológico

3.1 Tipo de investigación

Con el fin de darle cumplimiento a este proyecto, se llevó a cabo una investigación documental debido a que en esta se relacionan diversos aspectos entre sí, para lograr un análisis basado en la confiabilidad de los resultados obtenidos numéricamente. El enfoque de la investigación es cuantitativo, debido a que nos permite utilizar datos y valores aplicables a la realidad. El propósito de la investigación es básico con una profundidad definida por la investigación descriptiva, porque con el fundamento teórico se pretende responder a las preguntas: quién, porque, cuándo y cómo analizar numéricamente el comportamiento termo-mecánico de los ángulos de inclinación de los alabes de ventilación de cinco discos de freno autoventilados, y de esta manera, conocer todos los criterios y elementos necesarios para llegar a completar el objetivo general.

3.2 Población

No aplica

3.3. Muestra

La muestra de esta investigación corresponde a cinco diferentes geometrías de freno de disco autoventilados, los cuales serán objeto de un análisis matemático, y de esta forma, evaluar su comportamiento térmico y mecánico por medio de simulaciones de velocidad del flujo de aire y disipación de calor en la pista de frenado.

3.4. Fases del proyecto.

3.4.1. Fase 1: Identificar las propiedades mecánicas y térmicas de la fundición gris nodular, mediante la revisión de literatura, en las diferentes bases de datos, con la finalidad de establecer sus características más importantes y definir los modelos geométricos de los frenos de disco.

Actividad 1. Consultar información relacionada con el proyecto en las bases de datos de la universidad y sitios confiables de la web.

Actividad 2. Analizar y filtrar la información ya consultada.

Actividad 3. Caracterizar la información analizada y filtrada sobre los frenos de disco.

3.4.2. Fase 2: Calcular analítica y numéricamente la transferencia de calor por convección de la velocidad del flujo de aire y disipación de calor en la pista de frenado, utilizando diferentes softwares de diseño para determinar el ángulo de inclinación más eficiente.

Actividad 1. Realizar los respectivos cálculos matemáticos sobre teorías de transferencia e calor.

Actividad 2. Desarrollar la propuesta geométrica de los cinco frenos de disco, utilizando el software Solidworks.

Actividad 3. Realizar las respectivas simulaciones de las propuestas geométricas utilizando el software ANSYS.

3.4.3. Fase 3: Comparar los resultados obtenidos con estudios realizados en fuentes bibliográficas, para establecer las condiciones ideales de operación de los frenos de disco.

Actividad 1. Interpretar los resultados obtenidos de la simulación realizada.

Actividad 2. Comparar los datos obtenidos de la simulación con los cálculos matemáticos realizados y las fuentes bibliográficas encontradas.

Actividad 3. Proponer consideraciones de una nueva geometría más eficiente de un disco de freno.

3.5 Cronograma de actividades.

Actividades del proyecto	Meses									
	Mes 1				Mes 2				Mes 3	
	1	2	3	4	1	2	3	4	1	2
Fase 1										
Actividad 1. Consultar información relacionada con el proyecto en las bases de datos de la universidad y sitios confiables de la web.										
Actividad 2. Analizar y filtrar la información ya consultada.										
Actividad 3. Caracterizar la información analizada y filtrada sobre los frenos de disco.										
Fase 2										
Actividad 1. Realizar los respectivos cálculos matemáticos sobre teorías de transferencia de calor.										
Actividad 2. Desarrollar la propuesta geométrica de los cinco frenos de disco, utilizando el software Solidworks.										
Actividad 3. Realizar las respectivas simulaciones de las propuestas geométricas utilizando el software ANSYS.										
Fase 3										
Actividad 1. Interpretar los resultados obtenidos de las simulaciones realizadas.										
Actividad 2. Comparar los datos obtenidos de la simulación, con los cálculos matemáticos realizados y las fuentes bibliográficas encontradas.										
Actividad 3. Proponer consideraciones una nueva geometría más eficiente de un disco de freno.										

Figura 13: Cronograma de actividades. Fuente: Autor del proyecto.

Capítulo 4. Resultados y discusiones.

Con la finalidad de brindar una mayor claridad de las variables utilizadas en las ecuaciones de este capítulo, a continuación se describe la nomenclatura:

Nomenclatura.

A = Área de la superficie de transferencia de calor. (m^2).

A_p = Área de las pistas de frenado (m^2).

a = Desaceleración. (m/s^2), g = Aceleración de la gravedad. ($9.81m/s^2$).

π = Numero pi. (Adimensional).

C_p = Calos específico del material. ($J / Kg \times ^\circ C$).

E_d = Energía disipada en cada disco. (J).

$E_{Eje\ delantero}$ = Energía en el eje delantero. (J).

E_f = Energía a disipar por el sistema de frenos. (J)

E_p = Energía en la pastilla. (J).

m_D = Masa del disco de freno. (Kg).

m_V = Masa del vehículo. (Kg).

t = Tiempo de enfriamiento de Newton. (s).

T_∞ = Temperatura del entorno. ($33\ ^\circ C$).

T_S = Temperatura superficial del disco. ($^\circ C$).

T_i = Temperatura instantánea en cada momento. ($^\circ C$).

T_p = Temperatura de la periferia del disco. (m).

U = Coeficiente de transmisión térmica superficial del material. ($J/s \times m^2 \times ^\circ C$).

V = Velocidad del vehículo (m/s).

V_F = Velocidad final del vehículo. (m/s).

V_i = Velocidad inicial del vehículo. (m/s).

V_p = Velocidad periférica del disco. (m/s).

r_e = Radio exterior. (m).

r_i = Radio interior. (m).

F_R = Fuerza de rozamiento. (N).

μ_b = Coeficiente de adherencia de los neumáticos. (Adimensional).

F_N = Fuerza normal en el disco de freno. (N).

m_T = masa del vehículo y el disco de freno. (Kg).

L_F = Longitud de frenado. (m).

t_F = Tiempo de frenado. (m).

X_F = Longitud final de frenado. (m).

X_i = Longitud inicial de frenado. (m).

Q_T = Calor generado durante el proceso de frenado. (W/m^2).

A_p = Área de la pastilla. (m^2).

A_s = Área de superficial de la periferia del disco. (m^2).

Re = Numero de Reynolds. (Adimensional)

Re_g = Número de Reynolds para la convección por efecto rotatorio. (Adimensional).

Re_L = Numero de Reynolds para el flujo paralelo entre placas planas. (Adimensional).

V_a = Velocidad del aire. (m/s).
 D = Diámetro del disco de freno. (m).
 ν = Viscosidad cinemática. (m²/s).
 Nu = Numero de nusselt. (Adimensional)
 Pr = Numero de Prandtl. (Adimensional)
 e = Espesor del disco de freno. (m).
 Q = Velocidad de pérdida de calor. (w).
 Q_T = Velocidad de pérdida de calor en la periferia. (w).
 Q_C = Velocidad de pérdida de calor en la campana del disco de freno. (w).
 Re_l = Numero crítico de Reynolds. (Adimensional).
 V_m = Velocidad media del aire. (m/s).
 L_p = Longitud de la placa plana. (m).
 ν_D = Viscosidad cinemática de Denver. (m²/s).
 P_a = Presion atmosférica. (Atmosferas).
 ω = velocidad angular. (Rad/s).
 R = Radio de la llanta. (m).
 RNA = Relación nominal del aspecto. (Adimensional).
 b_n = Ancho de llanta. (mm).
 P = Perímetro de la llanta. (m).
 RPS = Revoluciones por segundo. (s).
 L = Longitud recorrida por la llanta. (m).
 b_1 = Ancho del rodete a la entrada del ducto. (m).
 b_2 = Ancho del rodete a la salida del ducto. (m).
 D_1 = Diámetro del rodete a la entrada del ducto. (m).
 D_2 = Diámetro del rodete a la salida del ducto. (m).
 C_{1m} = Velocidad meridional del aire a la entrada del ducto. (m/s).
 C_{2m} = Velocidad meridional del aire a la salida del ducto. (m/s).
 u_1 = Velocidad absoluta a la entrada del ducto. (m/s).
 u_2 = Velocidad absoluta a la salida del ducto. (m/s).
 η = Revoluciones por minuto. (RPM).
 C_1 = Velocidad a la entrada del ducto. (m/s).
 C_2 = Velocidad a la salida del ducto. (m/s).
 Q = Caudal de aire. (m³/s).
 W_1 = Velocidad relativa del aire con respecto a la entrada del ducto. (m/s).
 W_2 = Velocidad relativa del aire con respecto a la salida del ducto. (m/s).
 D_h = Diámetro hidráulico del ducto. (m).
 D_{he} = Diámetro hidráulico de la entrada del ducto. (m).
 D_{hs} = Diámetro hidráulico de la salida del ducto. (m).
 A_c = Área de la sección transversal. (m²).
 P_c = Perímetro de la sección transversal. (m).
 A_{sd} = Área superficial del ducto. (m²).
 d = Largo del ducto. (m).
 α = Difusividad térmica. (m²/s).
 γ_F = Coeficiente de masas rotativas. (Adimensional).
 h = coeficiente de transferencia de calor por convección (W/m² × °C)
 ρ = Densidad del material. (Kg/m³).

4.1. Identificar las propiedades mecánicas y térmicas de la fundición gris nodular, mediante la revisión de literatura, en las diferentes bases de datos, con la finalidad de establecer sus características más importantes y definir los modelos geométricos de los frenos de disco.

Para darle desarrollo a este objetivo, se identificaron las propiedades mecánicas y térmicas de la fundición gris nodular, teniendo en cuenta que este es el material adecuado y utilizado para la fabricación de discos de freno autoventilados. En ese orden de ideas, se desarrollaron las siguientes actividades, las cuales nos permitieron investigar, filtrar y establecer la información adecuada para los análisis.

4.1.1. Consultar información relacionada con el proyecto en las bases de datos de la Universidad y sitios confiables de la web.

En esta fase del proyecto se consultó información en las diferentes bases de datos y fuentes bibliográficas, relacionada con las propiedades mecánicas y térmicas de la fundición gris nodular. En la Tabla 2 se muestran los artículos, tesis y estudios consultados, relacionados con el trabajo de investigación.

Tabla 2:
Marco de referencia de fuentes consultadas más importantes.

Título	Referencia
El tratamiento de los hierros nodulares en el mejoramiento de los materiales en la industria automotriz.	(Acosta Esqueda et al., 2000)
Tratamientos térmicos a fundiciones grises de la región Grau fabricadas en horno de Cubilote.	(Crisóstomo, Bravo, 2005)
Influencia de los elementos gratificantes sobre las propiedades mecánicas y térmicas de un disco de freno automotriz de hierro gris hipereutéctico.	(Ledesma Jimenez, 2011)
Estudio de la solidificación de un hierro nodular.	(Benavides Treviño, 2011)
Mejora de la transferencia de calor en un disco de freno ventilado usando paletas de doble hoja de aire.	(Nejat et al., 2011)
Evaluación del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir del análisis de la aceleración del proceso de corrosión.	(García León, 2014)
Fabricación en fundición gris del tambor de freno para un automóvil ensamblado en el ecuador.	(Guevara et al., 2015)
Estudio experimental del comportamiento dinámico del flujo de aire a través de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo naca 66-209.	(Quintero Orozco, 2017)
La evaluación termo mecánica en tres frenos de disco autoventilados mediante la implementación del análisis de elementos finitos.	(García-León et al., 2019)
Análisis FEA de la respuesta termo mecánica acoplada a la fundición gris utilizada en los discos de freno.	(Belhocine & Afzal, 2019)

Fuente: Autor del proyecto

4.1.2. Analizar y filtrar la información consultada.

Esta actividad es de vital importancia, debido a que en las fuentes consultadas anteriormente, existe demasiada información, por lo cual nos extenderíamos mucho al plasmarlo en esta fase del proyecto, en la cual se estudiaron las propiedades térmicas y mecánicas de la fundición gris nodular e igualmente se establecieron las geometrías de los discos de freno que serán objeto de estudio en este proyecto.

4.1.3. Establecer la información analizada y filtrada, sobre los frenos de disco.

4.1.3.1. Fundición gris nodular: Esta fundición recibe este nombre debido al aspecto de la superficie de su fractura, la cual es de color gris, y por lo tanto, el carbono se encuentra en alto grado en forma de grafito laminar y que comúnmente contiene de 1 a 3.8% de silicio como se muestra en la Tabla 3. En las fundiciones grises perlíticas y atruchadas el carbono se encuentra combinado produciendo cementita y parte libre en forma de grafito, cabe resaltar que en la práctica es demasiado complicado conseguir fundiciones en la que todo el carbono se manifieste en forma de grafito. La fundición gris se diferencia del acero, debido a que en su estructura se localizan inclusiones de grafito cuya cantidad, forma, tamaño y distribución varían dentro de unos márgenes muy amplios y da lugar a distintas fundiciones grises, las cuales son un material compuesto de grafito y de una matriz que regularmente está compuesta cementita y ferrita (Acosta Esqueda et al., 2000).

Tabla 3:
Composición química de la fundición gris nodular.

Elemento	Carbón	Silicio	Manganeso	Otros	Hierro
(%)	2.5	1	0.5	3	93

Fuente: Tomado de (García-León et al., 2019)

Teniendo en cuenta lo anterior, si en la colada se logra una fundición blanca y luego usando la inestabilidad de la cementita se somete al tratamiento térmico de recocido para así descomponerla, el grafito que se consigue toma una configuración compacta, prácticamente equiaxial pero no redonda, el cual se conoce como grafito nodular o de recocido. El procedimiento consiste en obtener la precipitación del grafito a través del agregado de sustancias

conocidas como nodulizantes, las cuales se elaboran directamente en bruto de fusión sin necesidad de un tratamiento térmico posterior, agregando cerio o magnesio a la fundición en estado líquido inmediatamente antes de ser coladas en los moldes (Guevara et al., 2015).

4.1.3.2. Tipos de fundiciones nodulares dependiendo de la estructura cristalina.

Dependiendo de la estructura cristalina, composición y propiedades de las fundiciones nodulares, estas se presentan en diferentes tipos como se describen a continuación:

- ***Fundición nodular ferrítica:*** En este tipo de fundición las esferas del grafito se encuentran en una matriz de ferrita, se conoce como ferrita a la configuración fundamentalmente constituida de hierro puro, el cual tiene las siguientes características: Buena resistencia al impacto, moderada conductividad térmica., buena permeabilidad magnética., alta resistencia a la corrosión y excelente maquinabilidad (Crisóstomo, Bravo, 2005).

- ***Fundición nodular perlítica:*** Es una aleación en las que las esferas de grafito se ubican al interior de una matriz de perlita. La perlita es una combinación fina de cementita y ferrita (Fe_3C), algunas de sus propiedades más importantes son: alta resistencia al desgaste, moderada resistencia al impacto, baja conductividad térmica, poca permeabilidad magnética y buena maquinabilidad (Crisóstomo, Bravo, 2005).

• **Fundición nodular perlítico-ferrítico:** Como su nombre lo indica, en esta fundición las esferas del grafito se encuentran combinadas en una matriz de perlita y ferrita, esta es la más usual de las aleaciones de la fundición nodular, y sus propiedades se ubican dentro de la estructura de la fundición nodular ferrítica y perlítica (Crisóstomo, Bravo, 2005).

• **Fundición nodular Austemperizado:** Este tipo de fundición se logra gracias a un tratamiento térmico que modifica isotérmicamente la austenita, la cual está constituida por dos fases: la primera consta de una autenticación a 900 °C por una o más horas y la segunda consta de un temple hasta el nivel de 230 a 400 °C, esta temperatura se debe conservar para lograr obtener la transformación bainítica (Acosta Esqueda et al., 2000).

El alto contenido de silicio en las fundiciones nodulares impide la aparición de carburos, los cuales son comunes en las modificaciones bainíticas de los aceros. La bainita en la fundición nodular logra conseguir altos valores de fractoténacidad, resistencia a la tracción, ductilidad y resistencia al desgaste (Ver Tabla 4) (Ledesma Jimenez, 2011).

Tabla 4:
Algunas características de las fundiciones nodulares.

Algunas propiedades	Estructura cristalina	Ferrítica	Perlítica	Perlítico-Ferrítico	Austemperizado
Grado ASTM		60-40-18	100-70-03	80-55-06	1050-700-7
Dureza (HB)		149-187	217-267	187-255	302-363
Esfuerzo de cedencia (Mpa)		276	483	379	700
Deformación (%)		18	3	6	7
Resistencia a la tensión (Mpa)		414	690	552	1600

Fuente: Tomado de: Modificado de Acosta Esqueda et al., 2000

4.1.3.3. Estructuras por las que está compuesto el grafito de la aleación gris nodular.

La Figura 14, muestra el diagrama de fases de equilibrio del sistema de aleación gris nodular.

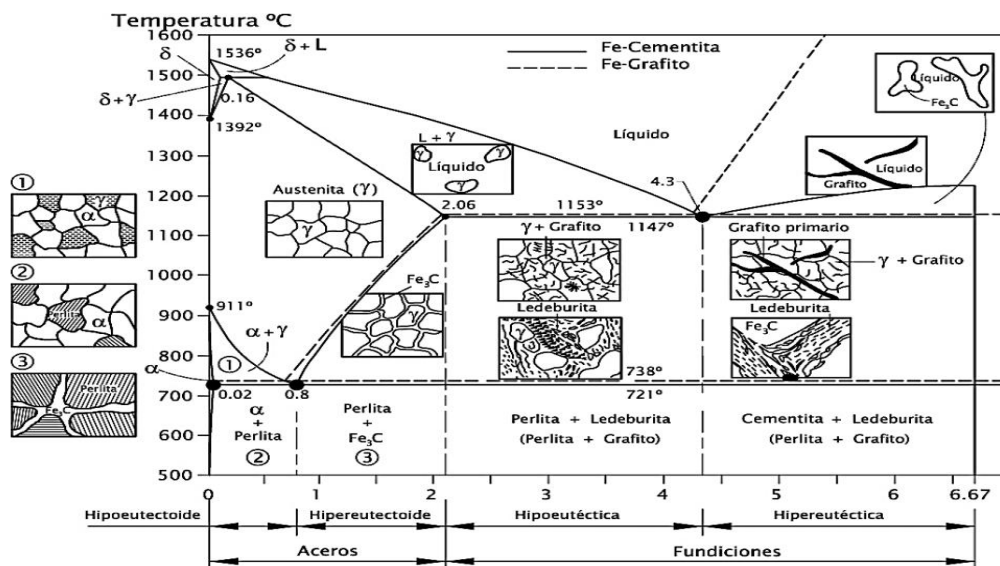


Figura 14: Diagrama de fases fuera del equilibrio del sistema Fe-Fe₃C. Fuente: Obtenido de Guevara et al., 2015.

- **Ferrita:** Es una mezcla sólida de hierro-carbono (Fe-C), con una estructura cristalina centrada en el cuerpo, la ferrita se precipita desde la austenita y es un estado blando con una dureza entre los 80-90 HB, con una alta plasticidad y una densidad de 7.87 g/cm³. Los hierros ferríticos se logran producir gracias al tratamiento térmico de templado o por medio de la fundición (Benavides Treviño, 2011).

- **Perlita:** Es una combinación de ferrita y cementita (Fe₃C), creada desde de la austenita por medio de una reacción eutectoide (con una temperatura menor a 730°C, dependiendo de la acumulación de carbono en el hierro se pueden ver distintas acumulaciones de fases en la

siguiente Figura 13). La cual es un poco dura y las propiedades mecánicas se perjudican debido a la división de las láminas de perlita, las cuales a su vez se perjudican debido a la velocidad de enfriamiento de la temperatura eutectoide del hierro alrededor de los 730°C (Benavides Treviño, 2011).

• **Austenita:** Es una configuración de diferente ordenamiento de los átomos de hierro y carbono. Esta es la configuración uniforme del hierro puro a temperaturas que van desde los 900 a 1400°C. El cual está conformado por una mezcla sólida del carbono de hierro, lo que deduce un porcentaje máximo de 2% de carbono lo que la hace dúctil, blanda, tenaz y se consigue preservar en la matriz, cuando el hierro es de alta aleación (Níquel y Cromo) baja su temperatura rápidamente (Benavides Treviño, 2011).

• **Bainita:** Se produce comúnmente mediante un tratamiento térmico de temple austenítico (generalmente sobre las planchas del grafito esferoidal), lo cual genera una buena resistencia a la tracción, resistencia a la fatiga y está conformada por una matriz ferrítica y partículas alargadas de cementita (Benavides Treviño, 2011).

Los componentes del hierro fundido que más afectan la resistencia y la dureza son: el carbono, el silicio y el fósforo. Por esta razón se hace indispensable incluir el término carbono equivalente (CE), el cual combina los efectos de estos elementos (1-2). Si el silicio y el fósforo se encuentran presentes, el contenido de carbono en el punto eutéctico es menor. Las propiedades dependen de los porcentajes de cada fase, por ejemplo si se tiene una mayor cantidad de ferrita el hierro nodular va a tener una mejor ductilidad, pero disminuye su dureza, mientras que si se

presenta un mayor porcentaje de perlita, el hierro nodular tendrá una mayor dureza y esfuerzo a la cedencia (Benavides Treviño, 2011).

A continuación, en la Tabla 5, Tabla 6 y Tabla 7, se muestran algunas propiedades mecánicas y térmicas más comunes en la fundición gris nodular.

Tabla 5:

Algunas propiedades mecánicas de las fundiciones nodulares según la norma ASTM.

Clase	Resistencia a la Tracción (Mpa)	Dureza Brinell	Deformación (%)
60-40-18	414	140-160	18
65-45-12	448	143-207	12
80-55-06	552	187-255	6
100-70-03	689	241-302	3
120-70-02	827	240-300	2

Fuente: Tomado de ASTM Internacional 2014.

Tabla 6:

Algunas propiedades mecánicas de las fundiciones nodulares Austemperizadas.

Clase	Resistencia a la Tensión (Mpa)	Esfuerzo de Cedencia (Mpa)	Deformación (%)	Dureza (HB)
850-550-10	850	550	10	269-321
1050-700-7	1050	700	7	302-363
1200-850-4	1200	850	4	341-444
1400-1100-1	1400	1100	1	388-477
1600-1300	1600	1300	----	444-555

Fuente: obtenido de Acosta Esqueda et al., 2000

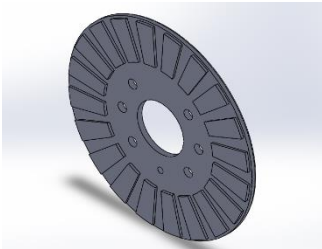


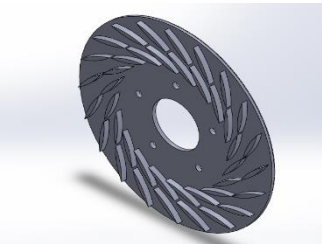
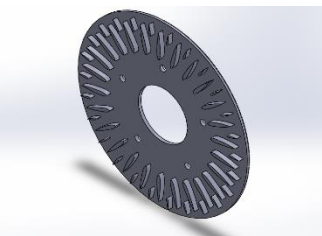
Tabla 7:
Algunas propiedades térmicas de la fundición gris nodular.

Propiedad	Magnitud
Conductividad Térmica	57 W/m ×K
Coefficiente de dilatación	13µm/m entre 0°C y 500°C 10.5 µm/m entre 0°C y 100°C
Punto de Fusión	1130°C – 1250°C
Coefficiente de expansión térmica	10-12.5 µm/°C
Calor específico	460 J/Kg °C
Densidad de masa volumétrica.	$\rho = 7250 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$
Difusividad térmica	$\alpha = 11.60 \times 10^6 \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
Coefficiente de transmisión térmica	$32 \frac{\text{J}}{\text{s}^2 \times \text{m}^2 \times \text{°C}}$

Fuente: Obtenido de Belhocine & Afzal, 2019.

Para terminar con el cumplimiento de este objetivo, a continuación se establecerán los modelos geométricos de los discos de freno que serán objeto de estudio en este proyecto como se muestra en la Tabla 8, los cuales fueron seleccionados debido a la necesidad de evaluar el comportamiento termo- mecánico de diferentes geometrías para dar a conocer cuál es el más eficiente a la hora de evacuar el calor generado durante el proceso de frenado.

Tabla 8:
Orden de los discos de freno.

Disco	Tipo de disco de freno	Tipo de geometría	Especificaciones
1	Disco de freno de un automóvil marca Renault.		$D_{\text{exterior}} = 0,2362 \text{ m}$ $D_{\text{interior}} = 0,1352 \text{ m}$ $D_{\text{campana}} = 0,0598 \text{ m}$ $E_{\text{disco}} = 0,0154 \text{ m}$ $E_{\text{Campana}} = 0,0224 \text{ m}$ $N_{\text{aletas}} = 30$
2	Disco de freno de una camioneta marca Toyota.		$D_{\text{exterior}} = 0,254 \text{ m}$ $D_{\text{interior}} = 0,1226 \text{ m}$ $D_{\text{campana}} = 0,0838 \text{ m}$ $E_{\text{disco}} = 0,0175 \text{ m}$ $E_{\text{Campana}} = 0,0158 \text{ m}$ $N_{\text{aletas}} = 36$
3	Disco de freno de un microbús marca Mitsubishi.		$D_{\text{exterior}} = 0.3001 \text{ m}$ $D_{\text{interior}} = 0.1801 \text{ m}$ $D_{\text{campana}} = 0.1001 \text{ m}$ $E_{\text{disco}} = 0.0182 \text{ m}$ $E_{\text{Campana}} = 0.0283 \text{ m}$ $N_{\text{aletas}} = 24$
4	Disco de freno automotriz con alabes de ventilación tipo NACA 66-209		$D_{\text{exterior}} = 0.3473 \text{ m}$ $D_{\text{interior}} = 0.2217 \text{ m}$ $D_{\text{campana}} = 0.085 \text{ m}$ $E_{\text{disco}} = 0.022 \text{ m}$ $E_{\text{Campana}} = 0.028 \text{ m}$ $N_{\text{aletas}} = 20$
5	Disco de freno giratorio con aletas de doble hoja.		$D_{\text{exterior}} = 0.36 \text{ m}$ $D_{\text{interior}} = 0.26 \text{ m}$ $D_{\text{campana}} = 0.1045 \text{ m}$ $E_{\text{disco}} = 0.024 \text{ m}$ $E_{\text{Campana}} = 0.022 \text{ m}$ $N_{\text{aletas}} = 26$

Fuente: Autor del proyecto.

4.2. Calcular analítica y numéricamente la transferencia de calor por convección de la velocidad del flujo de aire y disipación de calor en la pista de frenado, utilizando diferentes softwares de diseño para determinar el ángulo de inclinación más eficiente..

En esta fase del proyecto se llevaron a cabo los respectivos cálculos matemáticos y las simulaciones de velocidad del flujo de aire y disipación de calor generados en la pista de frenado. Mediante el uso del software ANSYS y Solidworks.

4.2.1. Realizar los respectivos cálculos matemáticos.

Para empezar con los cálculos matemáticos, lo primero que se hizo fue investigar las masas de los vehículos y discos anteriormente mencionados, los cuales se presentan en la Tabla 9.

Tabla 9:

Masa de los discos de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Masa del vehículo (Kg)	1.250	1.950	2.250	1.950	2.900
Masa del disco (Kg)	3.80	4.25	6.10	7.05	7.05

Fuente: Autor del proyecto.

4.2.1.1 Energía de frenado: Es la equivalente a la energía cinética que tienen los vehículos cuando se encuentran en movimiento. Para determinar la energía de frenado, se utilizó la Ecuación 4, para lo cual se consideró una velocidad inicial de 80 km/h \cong 22.2 m/s, la cual es el límite permitido de velocidad para transitar en Colombia y los resultados se resumen en la Tabla 10.

$$E_f = \frac{\gamma_f \times m \times (V_i^2 - V_f^2)}{2}$$

Tabla 10:
Energía evacuada en los discos de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
E_f (J)	324,409.46	505,644.59	583,745.57	502,097.713	753,788.108

Fuente: Autor del proyecto.

El resultado obtenido hace referencia a la energía total que debe disipar el sistema de frenos y corresponde a la energía cinética con la que el vehículo se traslada a una velocidad de 80 Km/h. El cual comparado con los trabajos de grado realizado por Quintero Orozco, (2017) y García León, (2014), se logra evidenciar que las variables utilizadas en este trabajo mejoran la eficiencia de frenado en cada disco.

4.2.1.2. Energía disipada en el eje delantero: Es la energía disipada en forma de calor, por los discos de freno ubicados en el eje delantero. Para determinar la energía disipada en las ruedas delanteras se utilizó la Ecuación 11, por esto se hace necesario conocer, que la energía total se divide entre un 70% y 80% en el eje delantero, debido a que la mayor cantidad de masa del vehículo se encuentra en ese eje.

$$E_{\text{eje delantero}} = 0.7(E_f) \quad \text{Ec. 11}$$

La energía total que se disipa en el eje delantero, el 90% se absorbe en el disco de freno y el 10% restante en la pastilla, para lo cual se utiliza la Ecuación 13 y 14, respectivamente y los resultados de la energía absorbida en el eje delantero se presenta en la Tabla 11.

Tabla 11:
Energía disipada en el eje delantero.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Energía disipada en el eje delantero (J)	227,086.62	353,951.213	408,621.89	351,468.39	527,651.67

Fuente: Autor del proyecto.

El resultado obtenido en la Tabla 11, representa la energía que debe disipar el eje delantero del vehículo, el cual comparado con el trabajo de grado realizado por García León, (2014), se logra evidenciar que las variables utilizadas en este trabajo mejoran la disipación de la energía en el eje delantero, frente al trabajo antes en mención y por ende también en cada disco de freno. Pero comparado con el trabajo de grado realizado por Quintero Orozco, (2017), este muestra una mejora en la evacuación de la energía, frente a nuestro trabajo de grado.

4.2.1.3. Energía disipada en cada disco: Como en el eje delantero del vehículo se encuentran ubicados dos discos de freno, la energía disipada se dividirá en dos, para lo cual se utilizó la Ecuación 12 y los resultados son presentados en la Tabla 12.

$$E_{\text{en cada disco}} = \frac{E_{\text{eje delantero}}}{2} \quad \text{Ec. 12}$$

Tabla 12:
Energía disipada en cada disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Energía disipada en cada disco (J)	113,543.3	176,975.60	204,310.94	175,734.19	263,825.83

Fuente: Autor del proyecto.

El resultado anteriormente presentado en la Tabla 12, se muestra la energía que debe disipar cada disco de freno durante el proceso de frenado, para así evitar sobrecalentamientos en el sistema, evitando disminuir la eficiencia del sistema de frenos.

4.2.1.4. Energía total en el disco: Teniendo en cuenta los resultados de la energía disipada en cada disco, se procedió a estimar la energía total en el disco, teniendo en cuenta que el disco absorbe el 90% de la energía disipada, los resultados se resumen en la Tabla 13.

$$E_{\text{total en el disco}} = E_{\text{en cada disco}} \times 0.9 \quad \text{Ec. 13}$$

Tabla 13:
Energía total en el disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Energía total en el disco (J)	102,188.97	159,278.04	183,879.846	158,160.77	237,443.24

Fuente: Autor del proyecto.

Los resultados anteriormente calculados, muestran el valor de la energía total que lleva el disco de freno, que como se había dicho anteriormente es el 90% de la energía disipada.

4.2.1.5. Energía disipada en cada pastilla de freno: Como ya se había dicho anteriormente el disco absorbe más o menos el 90% de la energía en la rueda y la pastilla el 10%, esta correlación se adopta basado en las masas de estos dos elementos, por consiguiente la energía disipada se calcula mediante la siguiente Ecuación 14.

$$E_{\text{disipada en cada pastilla de freno}} = E_{\text{total en cada disco}} \times 0.1 \quad \text{Ec. 14}$$

Posteriormente, en la Tabla 14, se presentan los resultados de la energía disipada en cada pastilla.

Tabla 14:
Energía disipada en cada pastilla de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Energía disipada en cada pastilla de freno. (J)	10,218.89	15,927.80	18,387.98	17,573.41	23,744.32

Fuente: Autor del proyecto.

Los resultados anteriormente presentados en la Tabla 13 y 14, nos muestran la energía que debe disipar cada disco y cada pastilla de freno, para así evitar sobrecalentamientos en el sistema de frenos.

4.2.1.6. Fuerza de rozamiento entre las pastillas y el disco: Es la fuerza de fricción que ocurre desde el momento en que se acciona el pedal del freno hasta que el vehículo se detiene, la cual se da entre las pastillas y el disco. Para determinar la fuerza de rozamiento que debe ejercer las pastillas de freno sobre el disco para detener el vehículo, se debe conocer el factor de adherencia entre la carretera y el neumático. En nuestro caso se utilizó un factor de 0.95 el cual corresponde al de un neumático usado, el cual lleva una velocidad de 80 Km/h, el cual es el límite de velocidad máximo permitido en Colombia. Para determinar la fuerza de rozamiento se

hace necesario conocer primero la fuerza normal que actúa sobre el vehículo, la cual se determinó mediante la Ecuación 16.

$$F_r = \mu_b \times F_n \quad \text{Ec. 15}$$

$$F_n = m_{\text{total}} \times g \quad \text{Ec. 16}$$

Posteriormente, en la Tabla 15, se presentan los resultados obtenidos de la fuerza normal ejercida sobre el vehículo.

Tabla 15:

Fuerza normal ejercida sobre el vehículo.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Fuerza normal (N)	12,262.5	19,129.5	22,072.5	19,002.46	28,518.16

Fuente: Autor del proyecto.

En la Tabla 16, se presentan los coeficientes de adherencia de los neumáticos en la carretera, los cuales tienen diferentes valores para diferentes parámetros como: la velocidad de la rueda, carretera mojada, seca, neumáticos nuevos y usados.

Tabla 16:

Coefficientes de adherencia a la carretera.

Velocidad del vehículo (Km/h)	Condición de las llantas	Carretera seca	Carretera mojada
50	Nuevo	0.85	0.65
	Usado	1	0.5
80	Nuevo	0.8	0.6
	Usado	0.95	0.2
120	Nuevo	0.75	0.55
	Usado	0.9	0.2

Fuente: Obtenido de (William F. Riley & Leroy D. Sturges, 2005)

En nuestro caso se seleccionó un $\mu_b = 0.95$, el cual pertenece a un neumático usado en carretera seca a una velocidad de 80 Km/h.

Después de haber calculado la fuerza normal ejercida sobre el vehículo, se procedió a determinar la fuerza de fricción que deben generar las pastillas en las pistas de frenado del disco para detener el vehículo, la cual se calculó mediante la Ecuación 15 y se presenta en la Tabla 17.

Tabla 17:
Fuerza de fricción en las pistas de frenado.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Fuerza de fricción (N)	11,649.375	18,173.02	20,968.875	18,052.337	27,092.25

Fuente: Autor del proyecto.

Los valores anteriormente calculados en la Tabla 17, representa la fuerza que se necesita para detener por completo el vehículo, el cual comparándolo con los resultados obtenidos por Quintero Orozco, (2017) en su tesis de grado, se puede observar que la calculada en este trabajo es inferior a la calculada en el trabajo en anteriormente mencionado, esto se debe a diferentes valores calculados como los son la fuerza normal que actúa sobre el disco de freno y el coeficiente de adherencia a la carretera.

4.2.1.7. Longitud de frenado: La longitud de frenado es la distancia que alcanza a recorrer el neumático después de accionar el pedal del freno hasta que el vehículo se detiene, la cual se determina mediante la Ecuación 17. Posteriormente, los resultados se presentan en la Tabla 18.

$$L = \frac{1}{2} \times \frac{m}{g \times F_r} \times (V_i^2 - V_f^2) \quad \text{Ec. 17}$$

Tabla 18:
Longitud de frenado.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Longitud de frenado (m)	26.4798	26.4799	26.4799	26.6569	26.4157

Fuente: Autor del proyecto.

Con los valores anteriormente calculados en la Tabla 18, se compararon con los datos calculados por Lillo Harun, (2006), en su trabajo de grado, en el cual se pudo evidenciar, que la longitud de frenado en este trabajo de grado es menor, debido a que varía la velocidad, masa y fuerza de rozamiento que actúa en el disco de freno, variables que son de vital importancia a la hora de calcular la longitud de frenado.

4.2.1.8. Tiempo de frenado: Es el tiempo que emplea el vehículo para detenerse, luego de aplicar los frenos. Para calcular este tiempo se hace mediante la Ecuación 18, para lo cual se hace necesario conocer la distancia final de frenado, la distancia inicial de frenado, la velocidad final e inicial del vehículo.

$$t = \frac{2(X_f - X_i)}{(V_f - V_i)} \quad \text{Ec. 18}$$

Con lo dicho lo anteriormente, los resultados del tiempo de frenado se presentan en la

Tabla 19.

Tabla 19:
Tiempo de frenado.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Tiempo de frenado (s)	2.3834	2.3834	2.3834	2.3993	2.3776

Fuente: Autor del proyecto.

El tiempo de frenado calculado en este trabajo es mucho menor comparado con el calculado en el trabajo de grado realizado por Quintero Orozco, (2017), teniendo en cuenta que lo único que varía es la distancia de frenado, la cual es menor en nuestro trabajo de grado.

4.2.1.9. Calor generado durante el proceso de frenado: Es la energía que se manifiesta en forma de calor, producida a lo largo del proceso de frenado. Para calcular el calor generado durante el proceso de frenado se lleva a cabo mediante la Ecuación 19, para esto es indispensable conocer el área de la pastilla de freno, el tiempo que tarda la rueda en detenerse y las propiedades termo-físicas de los componentes del disco de freno.

$$Q_t = \frac{E}{A \times t} \quad \text{Ec. 19}$$

Con lo dicho anteriormente, en a Tabla 20 se muestran los resultados obtenidos del calor generado durante el proceso de frenado.

Tabla 20:
Calor generado durante el proceso de frenado.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Calor generado (W/m²)	1.5881×10^6	2.4754×10^6	2.8577×10^6	2.4417×10^6	3.6992×10^6

Fuente: Autor del proyecto.

El calor generado durante el proceso de frenado calculado anteriormente, es aproximadamente un 5.4% mayor, que el determinado por Quintero Orozco, (2017) en su trabajo de grado, esto se da debido a que el tiempo de frenado en nuestro trabajo es menor y la energía disipada en el disco es mayor.

4.2.1.10. Diferencia de temperatura entre el disco y el medio ambiente: Por medio de la Ecuación 6, se puede calcular la diferencia de temperatura entre el disco y el entorno, para lo cual se debe conocer la energía disipada por el disco de freno, la masa del disco y el calor específico.

$$\Delta T = \frac{E_T}{m \times C_p}$$

Con lo dicho anteriormente en la Tabla 21, se muestran los valores obtenidos de la diferencia de temperatura en el disco de freno.

Tabla 21:
Diferencia de temperatura entre el disco y el entorno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Diferencia de temperatura (°C)	62	86	69	51.69	77.6

Fuente: Autor del proyecto.

La diferencia de temperatura calculada en nuestro trabajo es un 1.1% menor que la calculada por García León, (2014) en su trabajo de grado, esto se da debido a que la masa y la energía total en el disco son un poco parecidas, pero es un 34 % más alta que en la calculada por Quintero Orozco, (2017), esto se debe a que la energía total en el disco y la masa del disco es menor en nuestro caso que en el trabajo antes mencionado.

4.2.1.11. Temperatura superficial del disco de freno: Para calcular la temperatura superficial en el disco de freno se realizó mediante la Ecuación 7, cabe mencionar que se debe conocer la diferencia de temperatura entre el disco y el medio ambiente y la temperatura del medio ambiente, la cual es actualmente de 33 °C, en la ciudad de Aguachica, la cual es donde se

realizó el análisis de los discos de freno, en la Tabla 22 se muestran los resultados obtenidos de la temperatura superficial en el disco de freno.

$$\Delta T = T_i - T_\infty$$

Tabla 22:

Temperatura en la superficie del disco.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Temperatura en la superficie del disco. (°C)	95	119	102	84.69	110.6

Fuente: Autor del proyecto.

La temperatura superficial de los discos de freno en nuestro trabajo de grado, es mucho más alta que la calculada por García León, (2014) y Quintero Orozco, (2017), en sus trabajos de grado, debido a que para nuestro caso la temperatura ambiente es mucho más elevada.

4.2.1.12. Ley de enfriamiento de Newton: Esta ley enuncia que un cuerpo sometido a una temperatura instantánea (T_i), se enfriará siempre que sea sometida a la temperatura del entorno, para calcular la temperatura instantánea en cada momento, lo primero que se debe conocer es el área de las pistas de frenado (la cual se calculó mediante la Ecuación 9 y su resultado se presenta en la Tabla 23). La temperatura en el entorno, la masa del disco, el calor específico del disco y el coeficiente de transmisión térmica superficial del material.

$$A_{\text{pistas de frenado}} = 2 \times \pi \times [(r_{\text{exterior}})^2 - (r_{\text{interior}})^2]$$

Tabla 23:

Área de contacto de las pistas de frenado.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Área de las pistas de frenado (m)²	0.056	0.079	0.09	0.1122	0.0973

Fuente: Autor del proyecto.

Con la Ecuación 8 de la ley de enfriamiento de Newton, se calculó la temperatura instantánea en el disco de freno a determinado tiempo transcurrido, su resultado se muestra en la Tabla 24.

$$T_i = (T_0 - T_\alpha) \times e^{-\frac{A \times U}{m \times C_p} \times t} + T_\alpha$$

Tabla 24:
Ley de enfriamiento de Newton en los discos de freno.

	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Tiempo (s)	Ti	Ti	Ti	Ti	Ti
0	95	119	102	84,69	110,6
100	88.61	107.98	94.88	79.07	103.62
200	82.88	98.38	88.50	74.06	97.28
300	77.75	90	82.78	69.60	91.50
400	73.14	82.70	77.65	65.62	86.25
500	69.01	76.33	73.05	62.07	81.46
600	65.30	70.78	68.92	58.91	77.11
700	61.97	65.94	65.22	56.10	73.15
800	58.99	61.72	61.89	53.59	68.54
900	56.31	58.04	58.92	51.35	66.26
1000	53.91	54.84	56.24	49.35	63.27
1100	51.76	52.04	53.85	47.58	60.55
1200	49.83	49.60	51.70	45.99	58.07
1300	48.09	47.47	49.77	44.58	55.82
1400	46.54	45.62	48.04	43.32	53.77
1500	45.14	44	46.49	42.20	51.90
1600	43.89	42.59	45.10	41.20	50.21
1700	42.77	41.36	43.85	40.31	48.66
1800	41.76	40.29	42.73	39.51	47.25
1900	40.86	39.36	41.73	38.80	45.97
2000	40.05	38.54	40.83	38.17	44.81
2100	39.33	37.83	40.02	37.61	43.74
2200	38.67	37.21	39.30	37.11	42.78
2300	38.09	36.67	38.65	36.66	41.90
2400	37.56	36.20	38.06	36.26	41.10
2500	37.09	35.79	37.54	35.91	40.37
2600	36.67	35.43	37.07	35.59	39.71

2700	36.29	35.12	36.65	35.31	39.11
2800	35.95	34.85	36.28	35.06	38.56
2900	35.65	34.61	35.94	34.83	38.06
3000	35.38	34.40	35.63	34.63	37.60
3100	35.13	34.22	35.36	34.46	37.19
3200	34.91	34.07	35.12	34.30	36.81
3300	34.71	33.93	34.90	34.16	36.47
3400	34.54	33.81	34.70	34.03	36.16
3500	34.38	33.70	34.53	33.92	35.87
3600	34.24	33.61	34.37	33.82	35.61
3700	34.11	33.53	34.23	33.73	35.38
3800	33.99	33.47	34.10	33.65	35.17
3900	33.89	33.41	33.99	33.58	34.97
4000	33.80	33.35	33.88	33.51	34.79
4100	33.72	33.31	33.79	33.46	34.63
4200	33.64	33.27	33.71	33.41	34.48
4300	33.57	33.23	33.64	33.36	34.35
4400	33.52	33.20	33.57	33.32	34.23
4500	33.46	33.18	33.51	33.29	34.12
4600	33.41	33.15	33.46	33.26	34.02
4700	33.37	33.13	33.41	33.23	33.93
4800	33.33	33.11	33.37	33.20	33.84
4900	33.30	33.10	33.33	33.18	33.77
5000	33.27	33.09	33.29	33.16	33.70
5100	33.24	33.07	33.26	33.14	33.63
5200	33.21	33.06	33.24	33.13	33.58
5300	33.19	33.06	33.21	33.11	33.52
5400	33.17	33.05	33.19	33.10	33.48
5500	33.15	33.04	33.17	33.09	33.43
5600	33.14	33.03	33.15	33.08	33.39
5700	33.12	33.03	33.13	33.07	33.36
5800	33.11	33.03	33.12	33.06	33.33
5900	33.10	33.02	33.11	33.05	33.30
6000	33.09	33.02	33.10	33.05	33.27
6100	33.08	33.02	33.09	33.04	33.24
6200	33.07	33.01	33.08	33.04	33.22
6300	33.06	33.01	33.07	33.03	33.20
6400	33.05	33.01	33.06	33.03	33.18

6500	33.05	33.01	33.05	33.02	33.17
6600	33.04	33.01	33.05	33.02	33.15
6700	33.04	33.00	33.04	33.02	33.14
6800	33.03	33.00	33.04	33.02	33.12
6900	33.03	33.00	33.03	33.01	33.11
7000	33.03	33.00	33.03	33.01	33.10
7100	33.02	33.00	33.03	33.01	33.09
7200	33.02	33.00	33.02	33.01	33.08

Fuente: Autor del proyecto.

La Figura 15, presenta los resultados del enfriamiento de Newton, en la que se muestra, que los discos, alcanzan la temperatura ambiente en un tiempo de 112 min aproximadamente, esto se cumple siempre que el enfriamiento se lleve a cabo mediante convección natural. En comparación la tesis realizada por García León, (2014) los discos alcanzan la temperatura del entorno a los 190 min aproximadamente, mientras que en la tesis de (Quintero Orozco, 2017) se puede observar que la temperatura del entorno se alcanza en un tiempo de 220 min, comparando estos resultados con los nuestros, se puede evidenciar un aumento de 70 y 96%, en el tiempo de enfriamiento, respectivamente, esto se da, debido a que las condiciones del entorno varían un poco comparado con los trabajos de grado anteriormente mencionados.

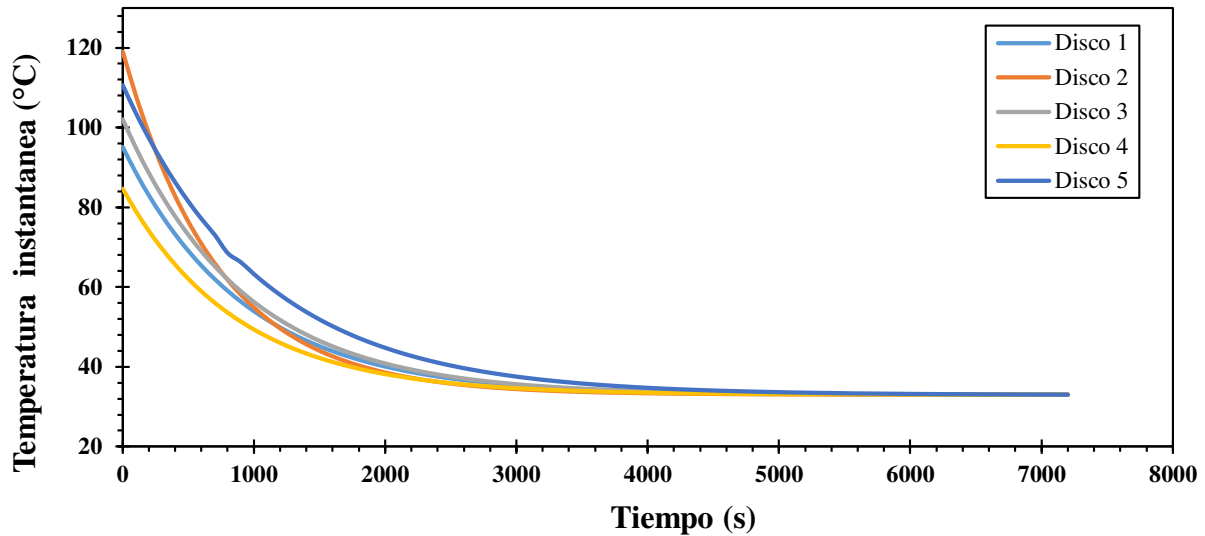


Figura 15: Ley de enfriamiento de Newton para los cinco discos de freno. Fuente: Autor del proyecto.

4.2.1.13. Convección frontal en el disco: Esta clase de convección es la suma de la convección en la campana y en la periferia del disco, para calcularla se tendrán en cuenta los siguientes parámetros. Los cuales se tomaron en base al límite de velocidad permitida en Colombia y la temperatura del entorno promedio en la ciudad de Aguachica Cesar, en donde se realizó el presente estudio ($V = 80 \text{ Km/h} \cong 22.2 \text{ m/s}$, $T_{\infty} = 33 \text{ }^{\circ}\text{C}$).

4.2.1.14. Convección periférica en el disco. Es el tipo de convección que se da entre las pistas de frenado y el aire. Para realizar la operación de esta clase de convección, tomaremos los valores de las propiedades del aire a una temperatura media entre el entorno y el área de las pistas de frenado, en nuestro caso la temperatura promedio.

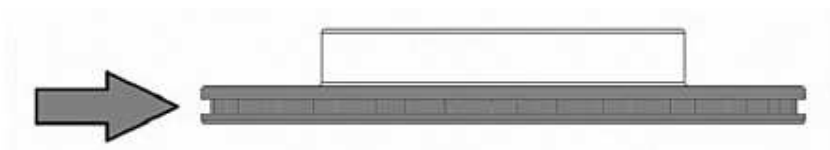


Figura 16: Transferencia de calor por convección en la periferia del disco de freno. Fuente: Obtenido de (García León, 2014)

Para determinar las propiedades del aire, se hizo calculando la temperatura promedio mediante la Ecuación 10.

$$T_P = \frac{T_\alpha + T_i}{2}$$

Teniendo en cuenta que la temperatura del entorno en el lugar donde se hicieron los análisis es de 33°C, por consiguiente, los valores de la temperatura promedio se presentan en la Tabla 25.

Tabla 25:

Temperatura en la periferia del disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
T_P (°C)	67.42	80.52	71.58	61.71	76.11

Fuente: autor del proyecto.

Con las temperatura promedio de cada disco, se buscaron las propiedades del aire en la Tabla A-15 del libro de transferencia de calor Yunus A. Cengel y sus valores se presentan en la Tabla 26.

Tabla 26:
Propiedades del aire a diferentes temperaturas.

Disco	Número de Prandtl	Viscosidad cinemática (m ² /s)	Conductividad térmica $\left(\frac{w}{m \times ^\circ C}\right)$
Disco 1	0.7192	1.9356×10^{-5}	0.02837
Disco 2	0.7163	2.0562×10^{-5}	0.02924
Disco 3	0.7183	2.19702×10^{-5}	0.02862
Disco 4	0.7205	1.8846×10^{-5}	0.02792
Disco 5	0.7172	2.0133×10^{-5}	0.02893

Fuente: Obtenido de (Ghajar & Cengel, 2018).

Ahora se calculó el número de Reynolds, por medio de la siguiente Ecuación 20.

$$R_e = \frac{V \times D}{\nu} \text{ Ec. 20}$$

Teniendo en cuenta la velocidad del vehículo la cual es de 80 Km/h \cong 22.22 m/s y el diámetro de los discos de freno, se obtuvieron los valores del número de Reynolds, los cuales se muestran en la Tabla 27.

Tabla 27:
Número de Reynolds para la transferencia de calor por convección en la periferia del disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
R_e	270905.1457	276393.347	338149.2	409477.13	397317.83

Fuente: Autor del proyecto.

De acuerdo con la Tabla 7-1 de las correlaciones empíricas de Nusselt del libro Yunus A. Cengel de transferencia de calor, presente en el ANEXO 4. Como el número de Reynolds se encuentra entre el intervalo de 40000-400000, entonces el Nusselt se calcula de la siguiente manera:

$$N_u = 0.027(R_e)^{0.805} \times (P_r)^{\frac{1}{3}} \text{ Ec. 21}$$

Por medio de la Ecuación 21, se calculó el número de Nusselt, presentando sus resultados en la Tabla 28.

Tabla 28:

Número de Nusselt para la transferencia de calor por convección periférica en el disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
N_u	571.56	580.08	682.96	640.977	777.230

Fuente: Autor del proyecto.

Con el número de nusselt ya calculado, ahora se determina el coeficiente de convección en la periferia de los discos mediante la Ecuación 22.

$$h = \frac{K}{D} \times Nu \quad \text{Ec. 22}$$

Los valores del coeficiente convectivo para la convección en la periferia del disco, se presentan en la Tabla 29.

Tabla 29:

Coficiente convectivo para la transferencia de calor por convección periférica en el disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
$h \left(\frac{w}{m^2 \times ^\circ C} \right)$	68.65	66.25	65.13	51.52	62.45

Fuente: Autor del proyecto.

Para calcular la transferencia de calor por convección en la periferia del disco, se debe conocer el área superficial del disco, la cual se determinó mediante la Ecuación 23.

$$A_s = \pi \times D \times e \quad \text{Ec. 23}$$

Los resultados del área superficial del disco de freno se presentan en la Tabla 30.

Tabla 30:

Área superficial de la periferia del disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
$A_s(m^2)$	0.011427	0.0140	0.0171	0.0305	0.02714

Fuente: Autor del proyecto.

Con los valores anteriormente encontrados, ahora se puede determinar la velocidad de pérdida de calor periférica del disco de freno hacia el entorno, mediante la Ecuación 1 y los valores se muestran en la Tabla 31.

$$\dot{Q} = h \times A_s \times (T_i - T_\infty)$$

Tabla 31:

Velocidad de pérdida de calor en la periferia del disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
$\dot{Q}(W)$	53.87	88.16	85.94	90.24	146.13

Fuente: Autor del proyecto.

La velocidad de pérdida de calor en la periferia del disco determinada en este trabajo de grado, es 7% mayor comparada con la calculada por García León, (2014) en su tesis, debido a que el coeficiente convectivo de transferencia de calor es mayor y esto se da, ya que la temperatura promedio para calcular las propiedades del aire también es mayor, lo cual afecta al coeficiente convectivo y por ende hace que la velocidad de pérdida de calor en la periferia del disco sea mayor, también se encontró que la velocidad de pérdida de calor en nuestra tesis, es 14% mayor comparada con la tesis de Quintero Orozco, (2017)

4.2.1.15. Convección en la campana: Para llevar a cabo el cálculo de este tipo de convección se adoptaron todos los valores anteriormente determinados, de la convección periférica del disco de freno, solamente se cambiara el diámetro y el espesor que ahora será el de la campana del disco.



Figura 17: Transferencia de calor por convección en la campana del disco de freno. Fuente: Obtenido de (García León, 2014).

Para empezar a determinar la transferencia de calor por convección en la campana, lo primero que hizo fue determinar el número de Reynolds mediante la Ecuación 20 y los valores se muestran en la Tabla 32.

$$Re = \frac{V \times D}{\nu}$$

Tabla 32:

Número de Reynolds para la transferencia de calor por convección en la campana del disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Re	155065.09	132366.50	202955.32	242526.47	220732.13

Fuente: Autor del proyecto.

De acuerdo con la Tabla 7-1 de las correlaciones empíricas de Nusselt del libro Yunus A. Cengel de transferencia de calor, presente en el APENDICE D. Como el número de Reynolds se encuentra entre el intervalo de 40000-400000, entonces, el Nusselt se calcula de la siguiente manera con la Ecuación 21 y sus valores se presentan en la Tabla 33.

$$N_u = 0.027(R_e)^{0.805} \times (P_r)^{\frac{1}{3}}$$

Tabla 33:

Numero de Reynolds para la transferencia de calor por convección en la campana del disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
N_u	571.56	580.08	682.96	523.16	484.23

Fuente: Autor del proyecto.

Con el número de nusselt ya calculado, se determinó el coeficiente de convección mediante la Ecuación 22 y sus valores se presentan en la Tabla 34.

$$h = \frac{K}{D} \times N_u$$

Tabla 34:

Coefficiente convectivo para la transferencia de calor por convección en la campana del disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
$h \left(\frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C} \right)$	61.44	76.48	71.95	71	70.04

Fuente: autor del proyecto.

En seguida se determinó el área superficial de la campana del disco de freno, con la Ecuación 23 y los valores se presentan en la Tabla 35.

$$A_s = \pi \times D \times e$$

Tabla 35:

Área de la superficie de la campana del disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
$A_s (m^2)$	9.5142×10^{-3}	6.0855×10^{-3}	0.0160	0.0169	0.0138

Fuente: Autor del proyecto.

Con estos datos ya calculados, procedemos a determinar la velocidad de pérdida de calor de la campana del disco de freno hacia el entorno, con la Ecuación 1, sus valores se encuentran consignados en la Tabla 36.

$$\dot{Q} = h \times A_s \times (T_i - T_\infty)$$

Tabla 36:

Velocidad de pérdida de calor generado en la campana del disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
$\dot{Q}(W)$	40.24	44.23	88.83	68.91	83.33

Fuente: autor del proyecto.

La velocidad de pérdida de calor en la campana del disco, determinada en este trabajo de grado, es mayor comparada con la calculada por García León, (2014) en su tesis, debido a que la temperatura del entorno es mayor, lo cual afecta la temperatura promedio para calcular las propiedades del aire que también es mayor y por ende hace que la diferencia de temperatura entre el entorno y la superficie del disco sea mayor, lo cual lleva a que la velocidad de pérdida de calor en la campana del disco sea mayor. Pero comparada con la velocidad de pérdida de calor determinada por Quintero Orozco, (2017) en su tesis, es menor que la calculada en nuestro trabajo de grado debido a las razones explicadas anteriormente, por lo que se puede deducir que con las condiciones ambientales determinadas en nuestra tesis, se evacua un poco mejor el calor en la periferia del disco con respecto a las condiciones estudiadas por Quintero Orozco, (2017) en su tesis de grado. Por lo tanto la velocidad de pérdida de calor frontal en el disco, es la suma de la velocidad de la pérdida de calor en la campana y la velocidad de pérdida de calor en la periferia, la cual se determinó mediante la Ecuación 24 y sus resultados se encuentran consignados en la Tabla 37.

$$Q_{\text{Total}} = Q_{\text{Campana}} + Q_{\text{Periferia}} \text{ Ec. 24}$$

Tabla 37:

Velocidad de pérdida de calor en la periférica del disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
$\dot{Q}_{\text{Total}}(W)$	94.11	132.39	174.77	159.15	229.46

Fuente: autor del proyecto.

4.2.1.16. Convección lateral del disco: El movimiento de traslación que lleva el vehículo hace que con cierta velocidad el aire circule hacia los discos de manera frontal en sentido en el que avance el automóvil, con la velocidad del mismo, lo cual genera una corriente de aire en las superficies planas del disco, lo cual conlleva a efectuar un estudio del flujo de aire en placas planas.

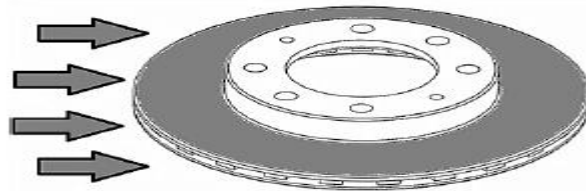


Figura 18: Transferencia de calor por convección lateral en el disco de freno. Fuente: Obtenido de (García León, 2014).

4.2.1.16.1. Flujo paralelo en superficies planas: Si sobre una superficie plana circula una corriente de aire, lo que ocurre es que la velocidad del aire se reduce en cuanto nos acercamos a la superficie de la misma. La transmisión de una corriente laminar a una turbulenta está sujeta de la configuración geométrica de la superficie, su rugosidad y la clase de fluido que circula entre ellas. El número de Reynolds varía a lo largo de la corriente hasta que llega al final de la placa, para que pueda considerarse la transición de una corriente laminar a una turbulenta se tiene que dar un número de Reynolds crítico.

$$Re_{cr} = 5 \times 10^5$$

Para un flujo laminar

$$Nu_u = \frac{h \times L}{k} = 0,664 \times (Re_L)^{0,5} \times (Pr)^{0,33}$$

$$Re_L < 5 \times 10^5 \quad \text{Ec. 25}$$

Para un flujo turbulento

$$N_u = \frac{h \times L}{k} = 0,037 \times (Re_L)^{0,8} \times (Pr)^{0,33} \quad 5 \times 10^5 \leq Re_L \leq 1 \times 10^7 \text{ Ec. 26}$$

Para llevar a cabo este análisis se supuso que el disco de freno es una placa cuadrada, en la cual su longitud será igual a su diámetro externo, en nuestro caso la temperatura del entorno es de 33°C y la temperatura superficial de los discos es de 95°C, 119°C, 102°C, 84.69°C y 110.6°C, respectivamente, la cual tiene una velocidad del aire de 22,22m/s y con una presión de una atmosfera. Para este tipo de convección el número de Reynolds se encuentra dado por la siguiente Ecuación 27.

$$Re_L = \frac{V_m \times L}{\nu_D} \text{ Ec. 27}$$

Las propiedades del aire se tomaron con relación a la temperatura promedio, como se realizó en el caso anterior. Con la viscosidad cinemática y la presión del aire, se calculó la viscosidad de Denver mediante la Ecuación 28 y sus respectivos valores se presentan en la Tabla 38.

$$U_D = \frac{U}{P} \text{ Ec. 28}$$

Tabla 38:
Viscosidad cinemática de Denver.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Viscosidad cinemática de Denver (m²/s)	1.9356 × 10 ⁻⁵	2.0562 × 10 ⁻⁵	1.9702 × 10 ⁻⁵	1.8846 × 10 ⁻⁵	2.0133 × 10 ⁻⁵

Fuente: Autor del proyecto.

De la Ecuación 27, se calcula el número de Reynolds, para el cual su valor se presenta en la Tabla 39.

Tabla 39:

Número de Reynolds para la transferencia de calor por convección lateral del disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Re	270905.14	274260.70	338634.51	409477.13	397317.83

Fuente: Autor del proyecto.

Como el número de Reynolds es menor al número crítico, de modo que es una corriente laminar y el número de Nusselt promedio se calcula por medio de la siguiente Ecuación 25 y su valor se presenta en la Tabla 40.

$$N_u = \frac{h \times L}{k} = 0,664 \times (Re_L)^{0,5} \times (Pr)^{0,33}$$

Tabla 40:

Número de Nusselt para la transferencia de calor por convección lateral en el disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
N_u	248.55	311.13	346.04	380.91	374.64

Fuente: Autor del proyecto.

Con el número de Nusselt calculado anteriormente, se determinó el coeficiente convectivo para placas planas, mediante la Ecuación 22 y su valor se presenta en la Tabla 41.

$$h = \frac{K}{D} \times N_u$$

Tabla 41:

Coficiente convectivo para la transferencia de calor por convección lateral en el disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
h ($\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$)	29.85	35.82	33	30.62	30.10

Fuente: autor del proyecto.

Con los datos calculados anterior mente, se determinó la velocidad de transferencia de calor del disco hacia el entorno mediante convección lateral con la Ecuación 1 y su valor se presenta en la Tabla 42.

$$\dot{Q} = h \times A_s \times (T_i - T_\infty)$$

Tabla 42:

Velocidad de pérdida de calor por convección lateral en el disco de freno.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Q̇(W)	109	244.59	207.89	177.42	226.56

Fuente: Autor del proyecto.

La transferencia de calor por convección lateral en los discos de freno calculada en este trabajo de grado, es 5% menor en comparación con la calculada por García León, (2014) y un 33 % mayor que la calcula por Quintero Orozco, (2017) en su tesis de grado, esto se da, debido a que la temperatura del entorno en donde fueron realizados dichos análisis es de 20 y 22°C, mientras que la temperatura en donde se hizo el análisis para nuestro trabajo de grado es de 33°C, lo cual afecta a la hora de calcular la temperatura promedio con la cual se seleccionaron las propiedades del aire, que por consiguiente afecta el cálculo del coeficiente convectivo.

4.2.1.17. Convección por efecto rotatorio: Para calcular este tipo de convección se parte del número de Reynolds, el cual se calcula mediante la Ecuación 29.

$$Re_g = \frac{D^2 \times \omega}{\nu} \quad \text{Ec. 29}$$

4.2.1.17.1. Velocidad angular del disco: Los discos de freno que son motivo de análisis en este proyecto son: El de un automóvil Renault Megan, el de un microbús Mitsubishi, el de una camioneta Toyota land Cruiser, un disco de freno automotriz con alabes de ventilación tipo NACA 66-209 y un disco de freno giratorio con aletas de doble hoja (Ver Figura 19), en los cuales se utilizara la Ecuación 30, para hallar el radio interior de la llanta.

$$r = \frac{1}{2} [R + (2 \times RNA \times b_n)] \text{ Ec. 30}$$






Geometría de los neumáticos de los discos.	
Disco 1	
Disco 2	
Disco 3	
Disco 4	
Disco 5	

Figura 19: Geometría de las llantas de los vehículos. Fuente: Autor del proyecto.

En la Tabla 43, se muestran las características de las llantas utilizadas, para calcular el número de Reynolds por efectos giratorios.

Tabla 43:
Características de las llantas utilizadas.

Disco	Designación de la llanta	Relación nominal de aspecto	Radio de la llanta	Ancho de la llanta
Disco 1	195/65 R 15	65	15 Inch \cong 381mm	195
Disco 2	205/70 R 15	70	15 Inch \cong 381mm	205
Disco 3	275/60 R 18	60	18 Inch \cong 457.2mm	275
Disco 4	275/30 R 19	30	19 Inch \cong 482.6mm	275
Disco 5	215/60 R 17	60	17 Inch \cong 177.8mm	215

Fuente: Autor del proyecto.

Con la Ecuación 30, se calculó el radio y el diámetro de las llantas y sus valores se presentan en la Tabla 44.

Tabla 44:
Radio y diámetro de las llantas utilizadas.

Disco	Radio (mm)	Radio (m)	Diámetro (m)
Disco 1	317.25	0.3172	0.6345
Disco 2	334	0.334	0.668
Disco 3	393.6	0.3936	0.7872
Disco 4	323.8	0.3238	0.6476
Disco 5	217.9	0.2179	0.4358

Fuente: Autor del proyecto.

A continuación, se calcula el perímetro de la llanta con la Ecuación 31 y su valor se presenta en la Tabla 45.

$$P = \pi \times \phi \quad \text{Ec. 31}$$

Tabla 45:
Perímetro de la llanta utilizada.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
P(m)	1.993	2.09	2.43	2.03	1.36

Fuente: Autor del proyecto.

Ahora se calculó las revoluciones por segundo que lleva la llanta, la cual tiene una velocidad lineal de 22,22 m/s y sus respectivos valores se presentan en la Tabla 46.

$$\text{RPS} = \frac{L}{P} \quad \text{Ec. 32}$$

Tabla 46:

Revoluciones por segundo que lleva la llanta.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
RPS	11.14	10.63	9.14	10.94	16.33

Fuente: autor del proyecto.

Ahora se calculó las revoluciones por minuto, dado que 1 min equivale a 60 segundos y su valor se registra en la Tabla 47.

Tabla 47:

Revoluciones por minuto que lleva la llanta.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
RPM	668.4	637.8	548.4	656.4	979.8

Fuente: autor del proyecto.

Ahora procedemos a calcular la velocidad angular de la llanta, mediante la Ecuación 33 y su valor se registra en la Tabla 48.

$$\omega = \frac{\text{RPM} \times 2\pi}{60} \quad \text{Ec. 33}$$

Tabla 48:

Velocidad angular de la llanta.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Velocidad angular (rad/s)	70	66.79	57.45	68.77	102.60

Fuente: Autor del proyecto.

Mediante la Ecuación 29 se determinó el número de Reynolds para efectos giratorios y su valor se presenta en la Tabla 49.

$$\text{Re}_g = \frac{D^2 \times \omega}{\nu}$$

Tabla 49:
Número de Reynolds para la transferencia de calor por efectos rotatorios.

Disco	Re_g
Disco 1	201763.31
Disco 2	212875.66
Disco 3	262610.27
Disco 4	440138.54
Disco 5	660455.96

Fuente: Autor del proyecto.

Como el número de Reynolds es menor al número de Reynolds crítico, por consiguiente continúa siendo una corriente laminar y el número de Nusselt promedio se determina mediante la Ecuación 25.

$$N_u = \frac{h \times L}{k} = 0,664 \times (Re_L)^{0,5} \times (Pr)^{0,33}$$

Para el caso de la última geometría del disco de freno, el número de Reynolds es mayor al número de Reynolds crítico, de manera que el número de Nusselt se calcula mediante la Ecuación 26 y se registró su valor en la Tabla 50.

$$N_u = \frac{h \times L}{k} = 0,037 \times (Re_L)^{0,8} \times (Pr)^{0,33}$$

Tabla 50:
Número de Nusselt para la transferencia de calor por efectos giratorios.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Nu	262.22	274.22	304.73	1086.65	1499.53

Fuente: Autor del proyecto.

Con la Ecuación 22, se calculó el coeficiente convectivo para efectos giratorios, y su valor se presenta en la Tabla 51.

$$h = \frac{K}{L} \times N_u$$

Tabla 51:

Coefficiente convectivo para la transferencia de calor por convección por efectos giratorios.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
$h \left(\frac{W}{m^2 \times ^\circ C} \right)$	31.49	31.30	29.06	87.35	120.50

Fuente: Autor del proyecto.

Por lo tanto la velocidad pérdida de calor se calcula mediante la Ecuación 1 y su valor se presenta en la Tabla 52.

$$Q = h \times A_s \times (T_i - T_\infty)$$

Tabla 52:

Velocidad de pérdida de calor por efectos giratorios.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Q (W)	109.53	212.65	180.46	239.06	254.15

Fuente: Autor del proyecto.

La velocidad de pérdida de calor por efectos rotatorios calculados en esta tesis, es menor en un 10% aproximadamente, en comparación con el trabajo de grado realizado por García León, (2014) y un 22% menor, en comparación con el artículo presentado por Nejat, Aslani, Mirzakhali, (2011), esto se da debido a que la medida de los neumáticos utilizados en este trabajo de grado son un poco más grandes en comparación con los utilizados por García León, (2014) y Nejat, Aslani, Mirzakhali, (2011), lo cual hace que la magnitud de la velocidad angular sea más alta y por ende afecta el número de Reynolds, por lo cual también afecta el coeficiente convectivo lo cual termina afectando la velocidad de la pérdida de calor. Mientras que en comparación con la tesis presentada por Velásquez Angamarca & Heras Castillo, (2012), la nuestra es mayor en un 13% en el disco número 4 por las razones antes mencionadas.

4.2.1.17. Convección en el interior de los ductos de ventilación: La corriente de gases o líquidos al interior de ductos o tubos se aplican mucho en sistemas de refrigeración o de calefacción, por lo cual nos basamos en este tema para estudiar la evacuación del calor al interior de los ductos de ventilación. Lo primero que se hace para llevar a cabo este análisis es calcular las velocidades a la entrada y salida de los ductos del disco. Este cálculo se realiza solo para un ducto, debido que la geometría del mismo es igual en toda su área, para el cálculo de velocidades se va a emplear la teoría de ventiladores radiales del libro mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas Claudio Mataix.

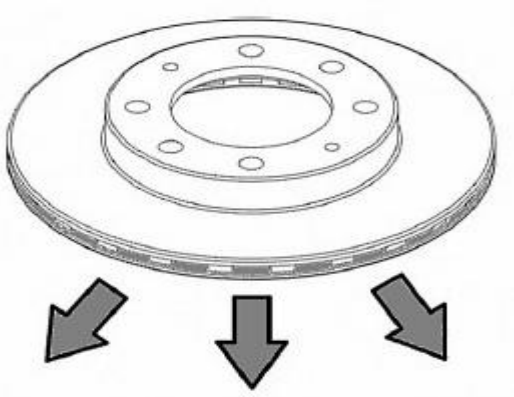


Figura 20: Transferencia de calor por convección al interior de los ductos de ventilación del disco de freno. Fuente: Obtenido de (García León, 2014).

Para este caso el caudal de aire lo calculamos mediante la siguiente Ecuación 34:

$$Q = \pi \times b_1 \times D_1 \times C_{1m} \text{ Ec. 34}$$

Para determinar el coeficiente convectivo en los ductos lo primero se debe calcular son las velocidades a la entrada y salida de los alabes de ventilación, esto se hizo tal cual como lo plantea el libro de mecánica de fluidos y maquinas hidráulicas Claudio Mataix.

Como los discos padecen una entrada radial de aire, lo cual significa que la velocidad absoluta del aire tiene el mismo valor que la componente meridional de la velocidad absoluta del aire en la entrada, por esta razón tenemos: $C_{1m} = C_1$ y $\alpha = 90^\circ$

Por lo tanto la velocidad absoluta en la entrada del ducto, la podemos determinar mediante la Ecuación 35 y su valor se registra en la Tabla 53.

$$U_1 = \frac{\pi \times D_1 \times n}{60} \text{ Ec. 35}$$

Tabla 53:

Velocidad absoluta en la entrada de los ductos del disco de frenos.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
U_1 (m/s)	4.7316	4.0948	5.1736	7.6237	13.3452

Fuente: Autor del proyecto.

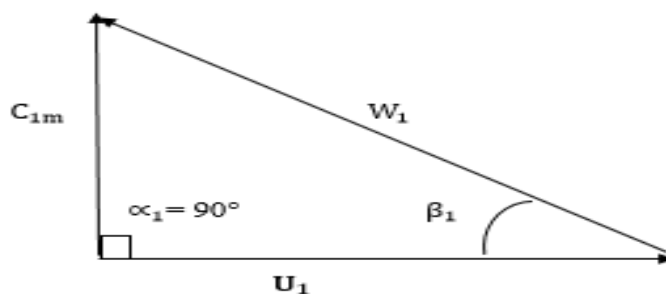


Figura 21: Triangulo de velocidades a la entrada de los ductos. Fuente: Autor del proyecto.

Para calcular la transferencia de calor al interior de los ductos de ventilación, se procedió a determinar las respectivas medidas de los ductos de ventilación en los discos de freno como se muestra en la Figura 20, y su valor se registró en la Tabla 54.

Tabla 54:
Características de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Ancho del rodete a la entrada del ducto b_1 (m)	0.00745	0.0095	0.0133	0.0331	0.02676
Diámetro a la entrada del flujo D_1 (m)	0.1352	0.1226	0.1801	0.2217	0.26
Ancho del rodete a la salida del ducto b_2 (m)	0.0155	0.016	0.0233	0.0407	0.03954
Diámetro a la salida del flujo D_2 (m)	0.2362	0.256	0.3	0.3474	0.36

Fuente: Autor del proyecto.

Como los ductos de ventilación de los discos 1, 2, 3 y 5 son aproximadamente rectos se puede decir que la velocidad absoluta es igual a la velocidad a la entrada del ducto.

$$C_1 = U_1$$

Ahora, para determinar el Angulo a la entrada de los ductos de ventilación triángulo se utilizó la siguiente identidad trigonométrica y su valor se registró en la Tabla 55.

$$\tan \beta_1 = \frac{C_1}{U_1} \text{ Ec. 36}$$

Tabla 55:
Angulo β_1 a la entrada de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
β_1(Grados)	45 °	45 °	45 °	71.06°	45°

Fuente: Autor del proyecto.

Por consiguiente de la Ecuación 34, tenemos que el caudal de aire a la entrada de los ductos de ventilación y su valor se registró en la Tabla 56.

$$Q = \pi \times b_1 \times D_1 \times C_{1m}$$

Tabla 56:
Caudal de aire al interior de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Q (m^3/s)	0.01497	0.01498	0.03893	0.2486	0.2916

Fuente: Autor del proyecto.

Acorde a la Ecuación de continuidad, el caudal a lo largo del ducto es el mismo, lo que cambia es la velocidad meridional y las medidas a la salida de este (Ver Figura 21).

$$Q = \pi \times b_2 \times D_2 \times C_{2m} \quad \text{Ec. 37}$$

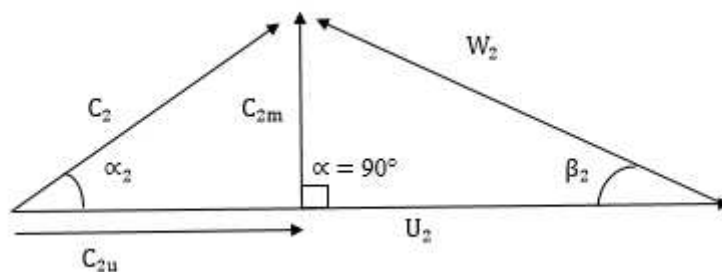


Figura 22: Triangulo de velocidades a la salida de los ductos. Fuente: Autor del proyecto.

Ahora de la Ecuación 37, despejamos la velocidad meridional a la salida del ducto, por lo cual la Ecuación nos queda de la siguiente manera y calculando su valor el cual se registra en la Tabla 57.

$$C_{2m} = \frac{Q}{\pi \times b_2 \times D_2}$$

Tabla 57:

Velocidad meridional a la salida de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
C_{2m} (m/s)	1.2069	1.2077	3.1387	5.0927	6.5207

Fuente: Autor del proyecto.

Siendo así, la velocidad absoluta a la salida del ducto de ventilación se determinó mediante la Ecuación 38 y su valor se registró en la Tabla 58.

$$U_2 = \frac{\pi \times D_2 \times n}{60} \quad \text{Ec. 38}$$

Tabla 58:

Velocidad absoluta a la salida de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
U₂(m/s)	9.2113	8.7908	7.5608	11.9429	18.4780

Fuente:Autor del proyecto.

Ahora, para determinar el Angulo a la salida del ducto de ventilación se utilizó la siguiente identidad trigonométrica y su valor se registró en la Tabla 60.

$$\tan \beta_2 = \frac{C_{2m}}{U_2} \text{ Ec. 39}$$

Tabla 59:

Angulo β_2 a la salida de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
β_2(Grados)	7.46°	7.8224 °	22.54 °	23.0944°	19.4374°

Fuente:Autor del proyecto.

A continuación calculamos la velocidad relativa del aire, con respecto al ducto de ventilación y su valor se registró en la Tabla 60.

$$W_2 = \sqrt{(U_2)^2 + (C_{2m})^2} \text{ Ec. 40}$$

Tabla 60:

Velocidad relativa del aire con respecto a los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
W₂ (m/s)	9.2897	8.8733	8.1863	12.9833	19.5947

Fuente:Autor del proyecto.

Con las velocidades anteriormente calculadas en la entrada y salida de los ductos de ventilacion de los discos de freno, se procede a calcular la transferencia de calor por conveccion,pero primero debemos determinar la velocidad media del aire con la ecuacion 41 y su valor se presenta en la Tabla 61.

$$V_m = \frac{C_{1m} + C_{2m}}{2} \text{ Ec. 41}$$

Tabla 61:
Velocidad media del aire al interior de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
V_m(m/s)	2.9692	2.6512	4.1566	7.9380	9.9329

Fuente: Autor del proyecto.

Para determinar el numero de reynolds al interior de los ductos de ventilacion, se debe conocer el diametro hidraulico, y para esto se calculó el diametro hidraulico promedio, el cual se determino mediante la Ecuación 43 y su respectivo valor se registro en la Tabla 62.

$$D_h = \frac{4 \times A_c}{P} \text{ Ec. 42}$$

$$D_h = \frac{D_{he} + D_{hs}}{2} \text{ Ec. 43}$$

Tabla 62:
Diámetros hidráulicos de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
D_{he}(m)	0.0045	0.0089	0.0098	0.02484	0.050
D_{hs}(m)	0.0056	0.0106	0.0116	0.021	0.074
D_h(m)	5.05×10^{-3}	9.75×10^{-3}	0.0107	0.02292	0.062

Fuente: Autor del proyecto.

Las propiedades del aire se mantienen como se calcularon anteriormente, con estos valores encontramos el número de Reynolds, el cual se determinó mediante la Ecuación 44 y se registró su valor en la Tabla 63.

$$Re = \frac{V_m \times D_h}{U} \text{ Ec. 44}$$

Tabla 63:
Número de Reynolds para la transferencia de calor por convección al interior de los ductos.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Re	774.66	1257.13	2024.36	9653.98	3058.85

Fuente: Autor del proyecto.

Como el número de Reynolds es inferior a 10000, esto significa que es una corriente laminar y el número de Nusselt se selecciona de la Tabla 8.1 del libro transferencia de calor Yunus A.Cengel, presente en el ANEXO 3, con las dimensiones de los ductos a la entrada del aire, Los cuales se registraron en la Tabla 64.

Tabla 64:
Valores de a y b para el número de Nusselt.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
a/b	2.7575	1.0919	1.7051	4.5322	3.954

Fuente: Autor del proyecto.

Luego interpolando el número de Nusselt para cada disco, el cual se selecciona a una temperatura constante y se obtienen los valores registrados en la Tabla 65.

Tabla 65:
Número de Nusselt para la transferencia de calor por convección al interior de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Nu	3.8217	3.6672	3.2690	5.4248	4.4179

Fuente: Autor del proyecto.

Por lo tanto el coeficiente convectivo se calculo mediante la ecuacion 22 y su respectivo valor se registra en la Tabla 66.

$$h = \frac{k}{D_h} \times Nu$$

Tabla 66:
Coficiente convectivo para la transferencia de calor al interior de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
$h \left(\frac{w}{m^2 \times ^\circ C} \right)$	21.46	10.9978	8.7438	6.6082	2.0577

Fuente: Autor del proyecto.

Para poder calcular la transferencia de calor al interior de los ductos de ventilación, se debe calcular el área superficial del ducto, la cual se determinó mediante la Ecuación 45, y su valor se presenta en la Tabla 67.

$$A_s = P \times d \text{ Ec. 45}$$

Tabla 67:
Diámetros, perímetros y áreas de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
D(m)	0.0452	0.0480	0.0520	0.11862	0.0830
P_E(m)	0.02178	0.02831	0.0422	0.0842	0.0755
P_S(m)	0.0368	0.0402	0.0622	0.0995	0.1010
A_{SE}(m²)	0.0009	0.0013	0.0021	0.0099	0.0062
A_{SS}(m²)	0.0016	0.0019	0.0032	0.01180	0.0083
A_S(m²)	0.0013	0.0016	0.0027	0.01085	0.00725

Fuente: Autor del proyecto.

Por lo tanto la velocidad de pérdida de calor al interior de los ductos de ventilación se determina con la Ecuación 1 y su valor se presenta en la Tabla 68.

$$Q = h \times A_s \times (T_i - T_\alpha)$$

Tabla 68:
Velocidad de pérdida de calor total al interior de los ductos de ventilación.

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3	Disco 4	Disco 5
Q_{ducto}(W)	1.9204	1.6723	1.8218	3.7197	1.1496
Cantidad de ductos	30	36	24	20	26
Q_{total en los ductos}(W)	57.61	60.20	43.72	74.39	29.89

Fuente: Autor del proyecto.

La velocidad de pérdida de calor al interior de los ductos de ventilación, calculados en este trabajo de grado, experimento una variación del 9% más, en comparación con la calculada por

García León, (2014) en su trabajo de grado, esto se da debido a que las características de los ductos de ventilación son similares, pero con la única diferencia de que la temperatura en el entorno es diferente, ya que la temperatura en nuestro entorno es de 33°C, mientras que la temperatura en donde García León, (2014) realizó este análisis es de 20°C, lo cual hace que exista una pequeña variación a la hora de calcular algunas propiedades del aire y por ende, esto afecta el número de Reynolds que por consiguiente afecta el cálculo del coeficiente convectivo.

4.2.2. Desarrollar la propuesta geométrica de los cinco frenos de disco, utilizando el software Solidworks.

Para desarrollar esta actividad se realizaron los modelos geométricos de los diferentes discos de freno que fueron objeto de estudio en este proyecto, los cuales se muestran en la Figura 22. Asimismo, en los ANEXOS E, F, G, H e I se muestran los planos en CAD de cada una de las geometrías de los frenos de disco utilizados:

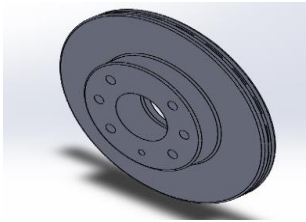


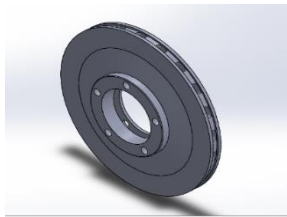
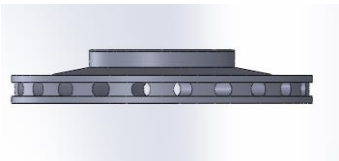
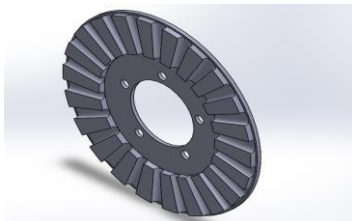
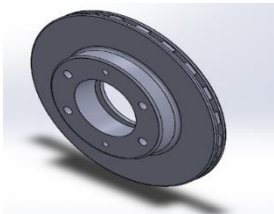
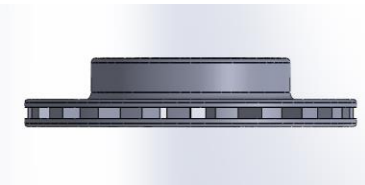
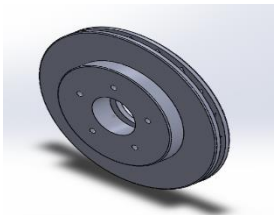

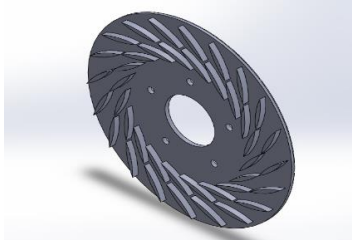
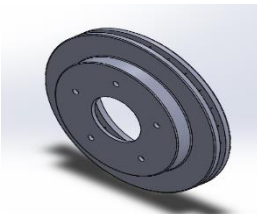
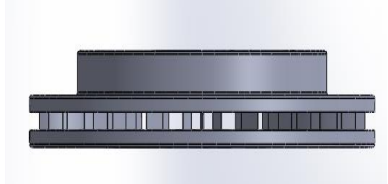
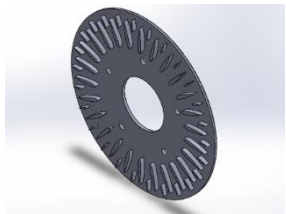
Freno de disco 1		
Vista isométrica	Vista lateral	Corte de la vista lateral
		
Freno de disco 2		
		
Freno de disco 3		
		
Freno de disco 4		
		
Freno de disco 5		
		

Figura 23: Vistas de los frenos de disco utilizados. Fuente: Autor del proyecto.

4.2.3. Realizar las respectivas simulaciones de las propuestas geométricas utilizando el software ANSYS.

En esta fase del proyecto, se realizaron las respectivas simulaciones de flujo de aire y temperatura superficial en los cinco discos de freno, para lo cual, lo primero que se hizo en la independencia de la malla, fue una parametrización, teniendo en cuenta el dominio computacional por donde circulara el aire, el cual entra en contacto con el disco de freno por eje X positivo y sale por el eje X negativo.

Luego aplicando métodos estadísticos, se analizaron el número de elementos y nodos para así poder establecer las variables de entrada y salida. Las variables de entrada o condiciones iniciales fueron: la velocidad del disco (80 Km/h o 22.22 m/s) y la temperatura del entorno (306 K o 33 °C), Esto en el interior del entorno donde se encuentra el disco y en el exterior del entorno donde se encuentra el disco se estableció una presión de 1 atmosfera. El parámetro o condición de salida fue la temperatura superficial del disco, la cual se observó cómo variaba dependiendo del tamaño del elemento. Basándonos en el número de elementos y nodos se realizó la independencia de la malla, para la independencia de tiempo se hizo un análisis en estado transitorio para lo cual se utilizó un paso de tiempo que va desde 1, 0.1 y 0.01s, para así proceder a correr cada una de las simulaciones, por último en el análisis paramétrico se obtuvieron los resultados de la variación de la temperatura en la pared del disco.

4.2.3.1. Tipo de malla: El tipo de malla seleccionado fue un mallado tetraédrico (Ver Figura 24), el cual tiene un mayor número de elementos en comparación con el mallado poliédrico. Esta malla fue seleccionada debido a que es mucho más fácil de realizar en estructuras complejas, y por ende, se logra una mayor eficiencia a la hora de realizar los respectivos cálculos.

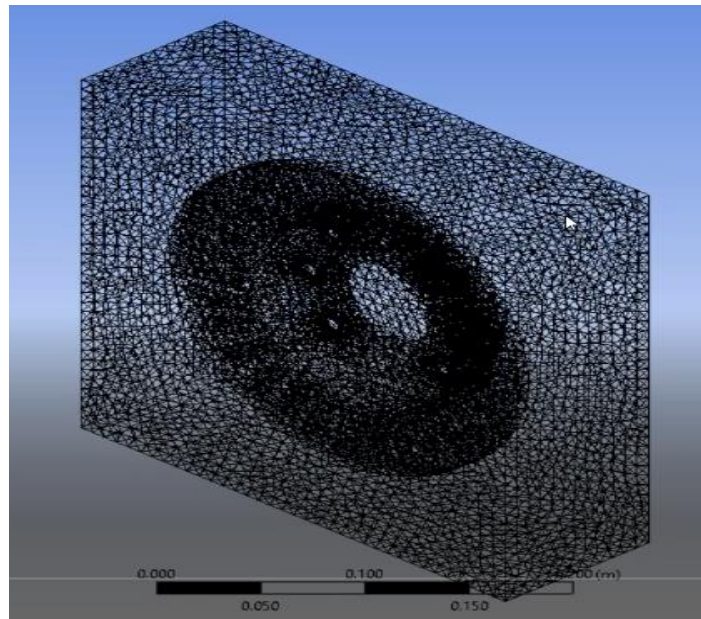


Figura 24: Tipo de malla utilizada en la simulación. Fuente: Autor del proyecto.

4.2.3.2. Independencia de malla: En la Figura 25, se presenta la independencia de malla, en la cual se puede observar como varía la temperatura en dependencia del número de elementos analizados, con esto lo que se quiere es la búsqueda de la malla más apropiada al momento de hacer la simulación, en relación al número de elementos y la variable a medir.

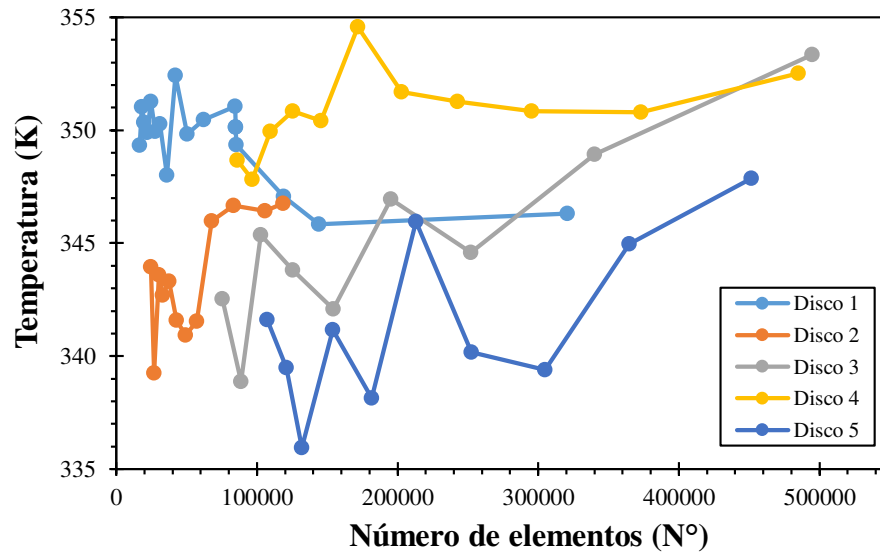


Figura 25: Independencia de malla de los discos de freno. Fuente: Autor del proyecto.

4.3.3.3. Independencia de tiempo: En la Figura 26, se contempla el comportamiento de la temperatura en cada disco de freno, la cual se midió en diferentes secciones del disco. Por lo que se observa que esta no varía dependiendo del paso del tiempo, el cual va desde 1, 0.1 y 0.01 s, Con la independencia de tiempo lo que se quiere es garantizar que los resultados sean confiables para los diferentes intervalos de tiempo utilizados.

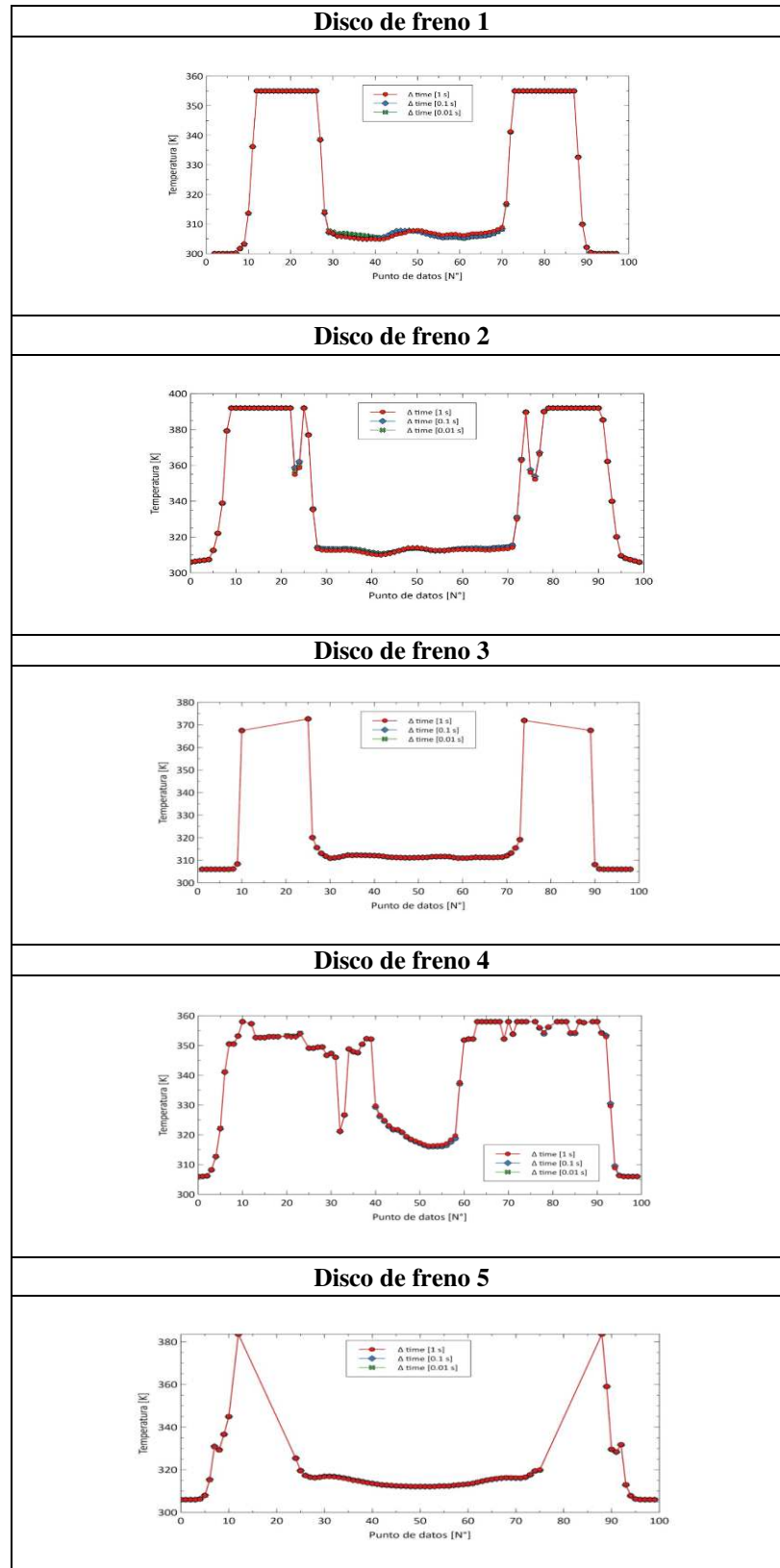


Figura 26: Independencia de tiempo de los discos de freno. Fuente: Autor del proyecto.

A continuación, en la Figura 27 y Figura 28 muestran el comportamiento térmico y la velocidad del aire al interior de los discos de freno, empleando el software de análisis de elementos finitos Ansys versión estudiantil, la cual se midió en dos intervalos de tiempo de 0 y 120 s. En estas figuras se puede observar por medio de barras de colores, el valor de la temperatura disipada durante el proceso de frenado y la velocidad del aire al interior de los ductos de ventilación, en donde el color rojo representa la tendencia más alta, mientras el color verde claro hace referencia a un valor intermedio y el color azul oscuro representa la tendencia más baja.

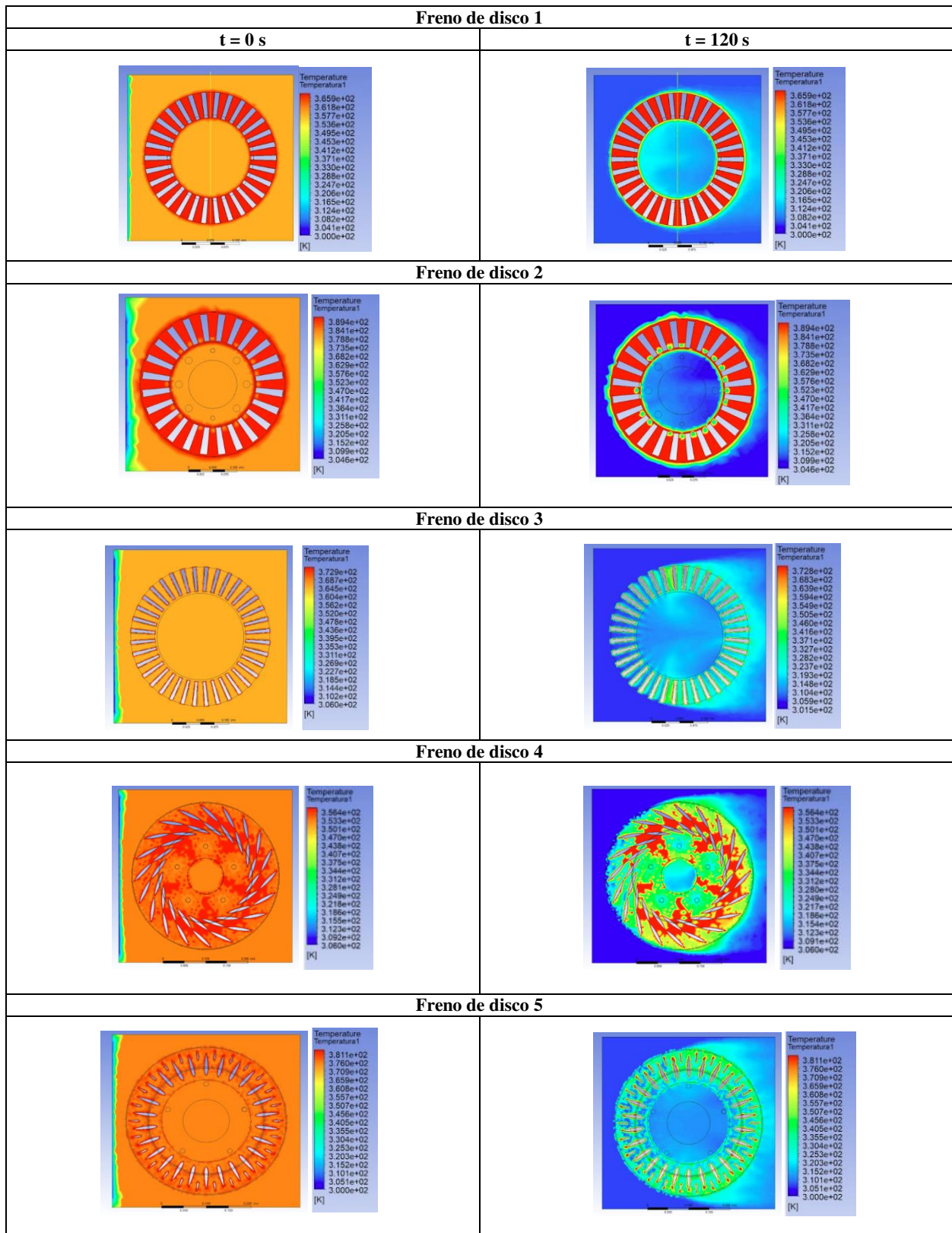


Figura 27: Comportamiento térmico de los frenos a diferentes intervalos de tiempo. Fuente: Autor del proyecto.

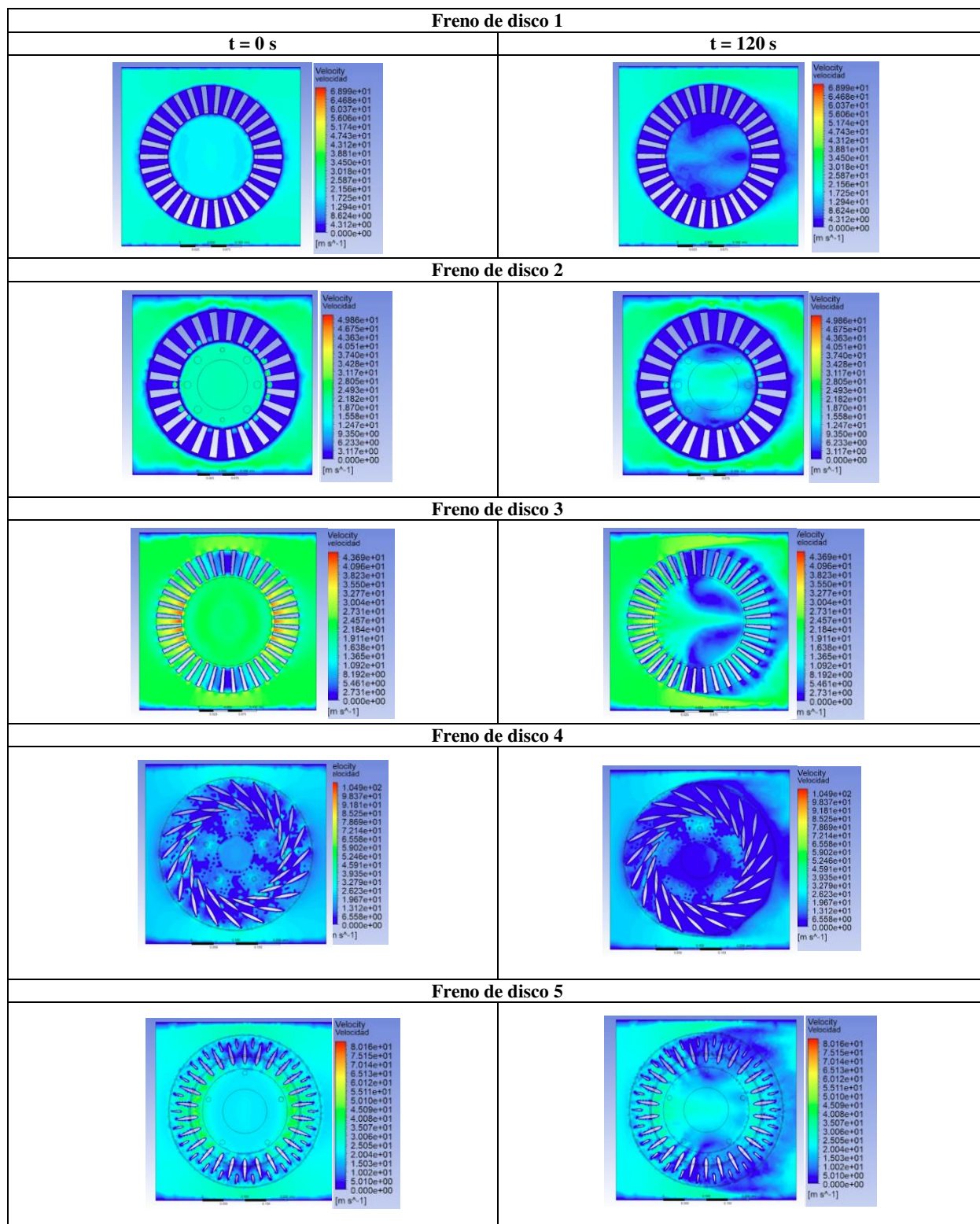


Figura 28: Comportamiento fluido dinámico de los frenos a diferentes intervalos de tiempo. Fuente: Autor del proyecto.

4.3. Comparar los resultados obtenidos con estudios realizados en fuentes bibliográficas, para establecer las condiciones ideales de operación de los frenos de disco.

4.3.1. Interpretar los resultados obtenidos de la simulación realizada.

En la simulación realizada, se hizo un análisis térmico y fluido dinámico, el cual se llevó a cabo en dos intervalos de tiempo de 0 y 120 s, en estos intervalos de tiempo se puede observar que el comportamiento térmico del disco número cuatro es el mejor, en comparación con los demás discos, ya que la temperatura superficial alcanzada por este fue de 69.1 °C, luego de accionar el sistema de frenos durante un tiempo de 120 s, esto se puede comprobar analizando la velocidad del aire en el análisis fluido dinámico, la cual tiene una magnitud de 6.55 m/s; por lo tanto, se puede observar que esta es la más alta en comparación con las demás velocidades de los otros discos, lo cual hace que la temperatura alcanzada disminuya más rápidamente durante el proceso de frenado.

4.3.2. Comparar los datos obtenidos de la simulación con los cálculos matemáticos realizados y las fuentes bibliográficas encontradas.

Un factor primordial en un disco de freno es la temperatura alcanzada durante el proceso de frenado, para nuestro caso se determinó analíticamente y mediante el software de análisis de elementos finitos Ansys versión estudiantil. En la tabla 24, se presenta la temperatura superficial de cada disco, calculada mediante la ley de enfriamiento de Newton, en donde se puede observar que el disco de freno número dos alcanza la temperatura ambiente a los 6700 s, mientras que los otros discos la alcanzan a los 7200 s aproximadamente, aclarando que este enfriamiento se da por

convección natural. Por otra parte en la Tabla 22, y en la Figura 27, se presenta la temperatura calculada analíticamente y la arrojada por el software de análisis de elementos finitos Ansys versión estudiantil, en donde la temperatura calculada analíticamente en un tiempo de 0 s es: 95, 119, 102, 84.69 y 110.6 °C, mientras que la arrojada en la simulación fue de 92.9, 101.4, 91.5, 80 y 108 °C, en donde se puede observar una diferencia de 2.2, 14.8, 10.3, 5.5 y 2.4% entre lo calculado analíticamente y lo arrojado por el software antes mencionado, este margen de error es válido ya que es inferior al 15%.

Igualmente se calculó analíticamente la transferencia de calor por convección, en donde sus valores son: 370.25, 649.83, 606.84, 806.19 y 614.87 W. Como se puede observar la velocidad de transferencia de calor disipada por el disco número cuatro es mayor en comparación con la de los otros discos, Por otra parte los resultados anteriormente mencionados se compararon, con los calculados por García León (2014), en su tesis de grado, en donde los valores de la transferencia de calor por convección son: 405.66, 644.24 y 595.71 W, en los discos 1, 2 y 3, de esta manera se logra observar que la tasa de transferencia de calor disipado por el disco número dos es más alta, por lo cual se presenta una diferencia de 9.6, 0.9 y 2.0%, comparados con los resultados calculados en nuestro trabajo de grado. También se compararon los valores de la temperatura superficial calculada analíticamente, la cual tiene un valor de 82, 107 y 90°C, en los discos 1, 2 y 3. En donde se puede observar una diferencia de 13.7, 10.1 y 11.8% , con los valores calculados en este trabajo de grado, esta diferencia se da, debido a que la temperatura del entorno donde es García León, (2014) hizo este análisis fue de 20°C, mientras que en el entorno donde se hizo nuestro análisis fue de 33°C, lo que hace que esta temperatura sea mayor y por ende la tasa de calor evacuado también.

Posteriormente los valores de la temperatura superficial y la tasa de calor disipado, calculados en este trabajo de grado, se compararon con los calculados analíticamente por Quintero Orozco (2017), en su trabajo de grado en donde la temperatura superficial fue de 60.5°C y la tasa de calor evacuada fue de 411.65 W , en el disco número cuatro, mientras que en este trabajo de grado es de 84.69°C y 806.19 W , por lo cual se muestra una diferencia de 28.5 y 95% respectivamente, esto se da debido a que la temperatura en el entorno donde Quintero Orozco (2017), realizo estos análisis fue de 22°C y la nuestra fue de 33°C , lo que hace que la temperatura y la tasa de calor evacuado en este trabajo de grado sea mayor.

4.3.3. Proponer consideraciones una nueva geometría más eficiente de un disco de freno.

Después de haber analizado los resultados anteriores, se llegó a la conclusión de proponer dos nuevas geometrías que mejoren la disipación de calor durante el proceso de frenado, las cuales son: Un disco de freno automotriz con alabes de ventilación tipo N-38 doble y un disco de freno automotriz con alabes de ventilación tipo N-38 sencillo, dicho alabe tiene una tendencia más aerodinámica en comparación con el alabe de ventilación tipo NACA 66-209, (el cual alcanzó la menor temperatura superficial en comparación con los discos analizados anteriormente), debido a que la geometría del alabe N-38, es más angosta y tiene una curvatura menos pronunciada, lo cual hace que el aire circule de una manera más eficiente. A continuación en la Tabla 69 se presentan los parámetros y dimensiones más relevantes de los discos de freno propuestos.

Tabla 69:

Parámetros y dimensiones de la nueva propuesta del disco de freno.

Parámetros	Propuesta de freno de disco 1	Propuesta de freno de disco 2
Diámetro exterior	0.356 m	0.35 m
Diámetro interior	0.226 m	0.20 m
Diámetro de la campana	0.085 m	0.080 m
Espesor de la campana	0.026 m	0.030 m
Espesor del disco	0.006 m	0.005 m
Número de alabes	15	12
Temperatura superficial	117.12 °C	115.14 °C
Velocidad de pérdida de calor	1236.74 W	1306.17W

Fuente: Autor del proyecto.

Se seleccionó esta nueva geometría, debido a que los alabes de ventilación son más aerodinámicos, lo cual hace que el flujo de aire al interior de los alabes de ventilación circule con una mejor eficiencia, lo cual hace la tasa de calor evacuado sea mayor, y por ende, aumenta la eficiencia de frenado; de esta forma en la Figura 28 se muestran las geometrías de los alabes de ventilación que según la configuración en el freno de disco logran la mayor disipación de calor.

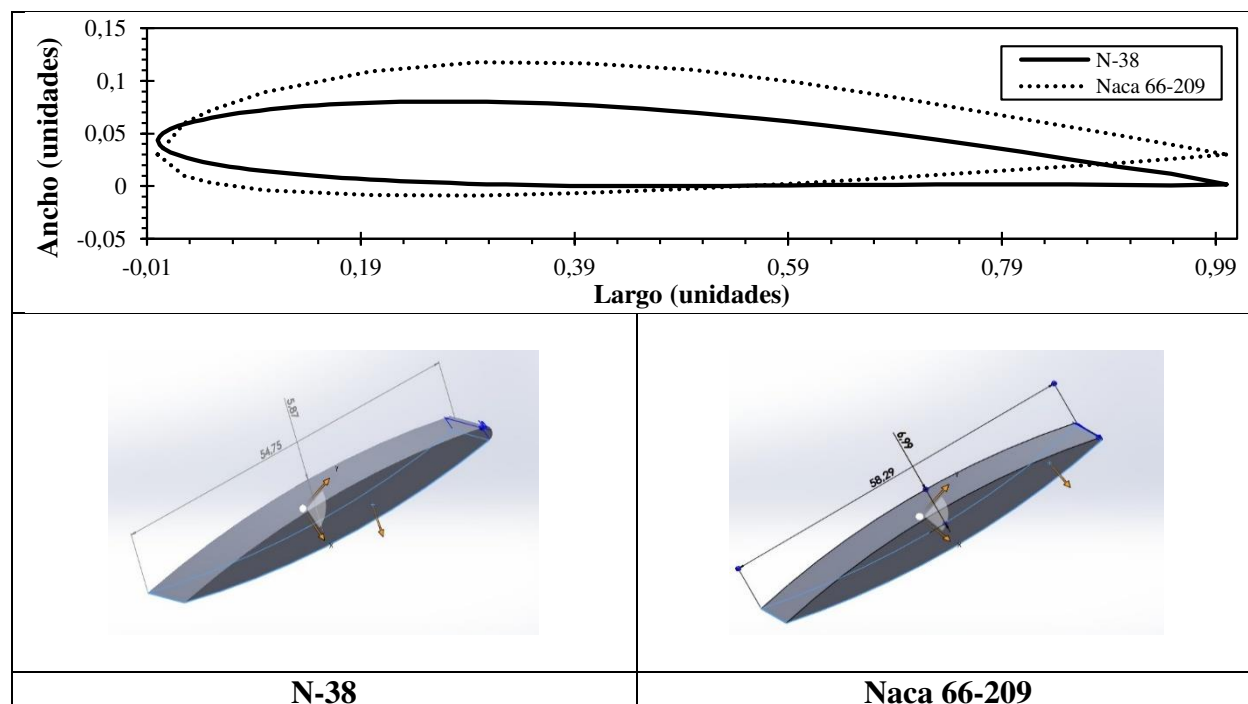


Figura 29: Geometría de los alabes de ventilación tipo Naca 66-209 y N-38. Fuente: Autor del proyecto.

Teniendo en cuenta las consideraciones anteriores, se procedió a realizar la simulación con la ayuda del software Ansys habiendo establecido dos posibles configuraciones de frenos de disco, obteniendo los resultados que se muestran en las Figuras 30 y 31

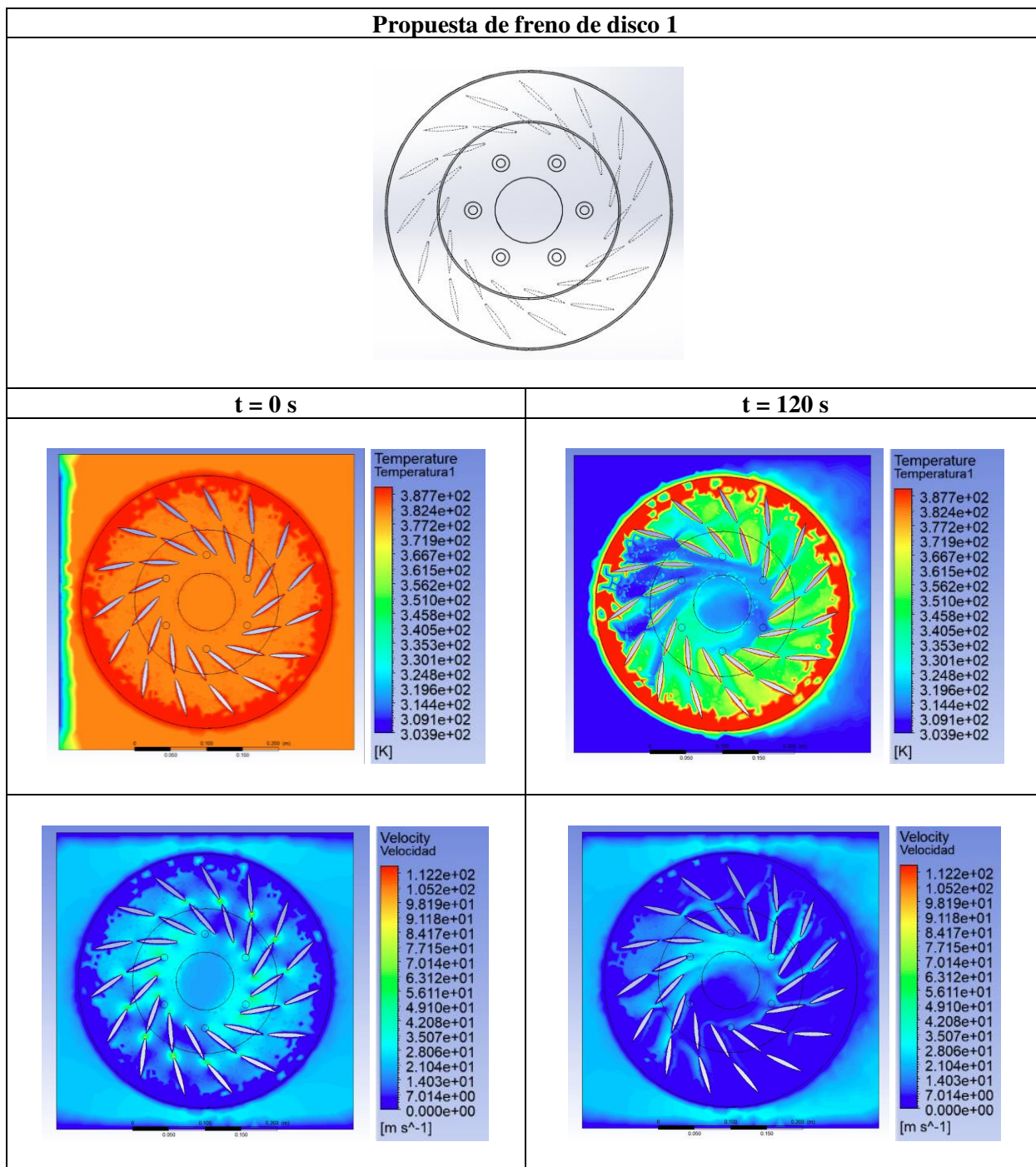


Figura 30: Simulación del disco propuesto 1. Fuente: Autor del proyecto.

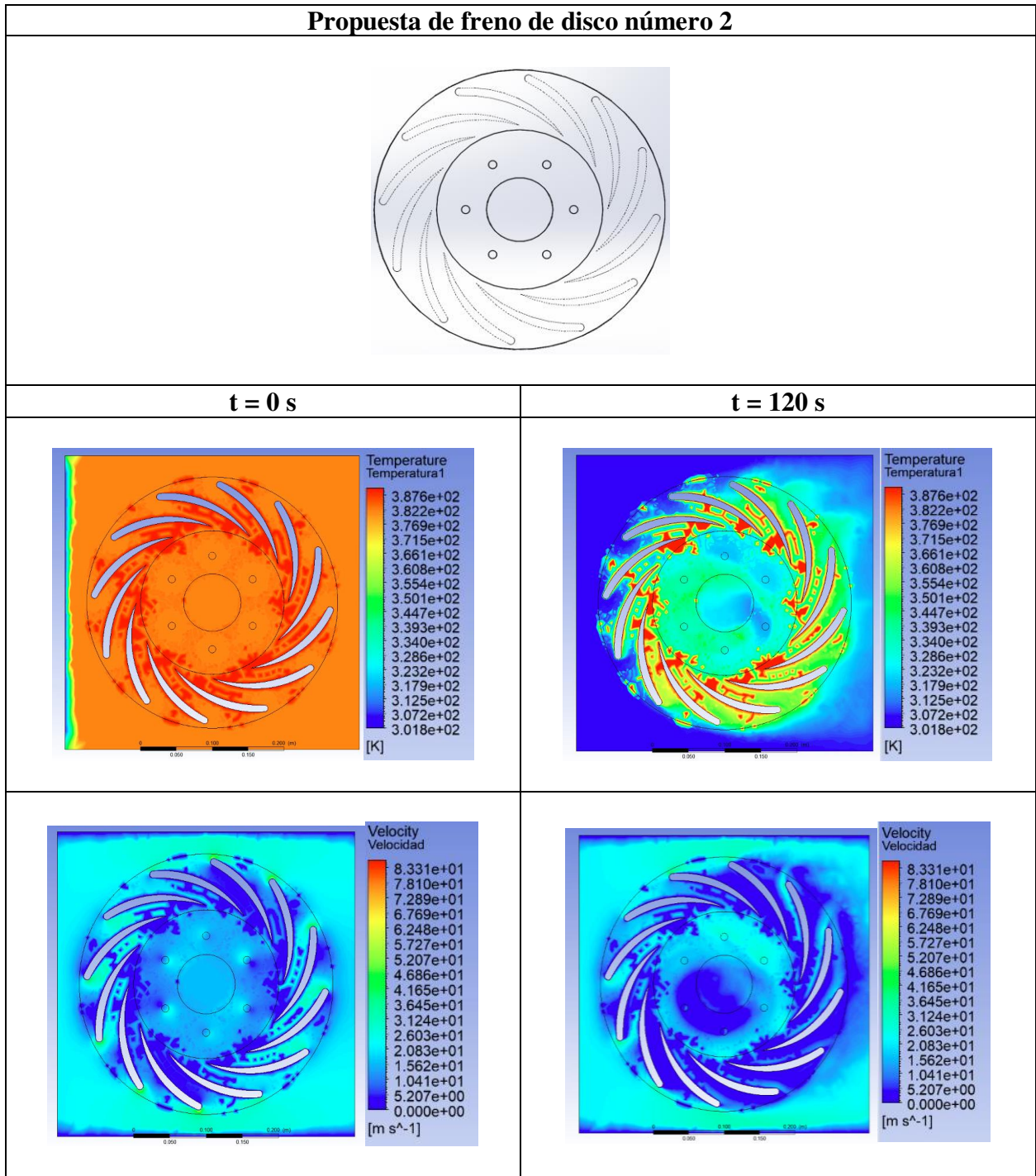


Figura 31: Simulación del disco propuesto 2. Fuente: Autor del proyecto.

En las simulaciones presentadas en la Figura 30 y Figura 31, se realizó un análisis térmico y fluido dinámico, el cual se llevó a cabo en dos intervalos de tiempo de 0 y 120 s, en donde se puede observar que el disco de la propuesta número dos, alcanza una menor temperatura, la cual es de 66.3°C aproximadamente, mientras que la propuesta número uno alcanza una mayor temperatura la cual tiene un valor de 114.7°C .

Así mismo se logró observar, la velocidad del aire al interior de los alabes de ventilación, en donde la propuesta número uno alcanza un valor de 7.014 m/s , mientras que el valor de la propuesta número dos es de 10.41 m/s , con lo cual, se comprueba lo dicho anteriormente respecto a la disminución temperatura, ya que al existir una mayor velocidad del aire al interior de los alabes de ventilación conlleva a que la temperatura superficial disminuya significativamente. Igualmente, se compararon estas dos nuevas geometrías, con las geometrías anteriormente analizadas, por lo cual se logró deducir que la propuesta número dos mejoro en un 28% aproximadamente, en comparación con el disco número cuatro, el cual alcanzó una menor temperatura en el análisis hecho anteriormente, esto se da debido a que los alabes de ventilación de la propuesta geométrica número dos tiene una tendencia más aerodinámica, lo cual hace que el aire circule con mayor rapidez al interior de estos y por lo tanto la tasa de transferencia de calor disipada sea mayor.

Por otra parte, el comportamiento del enfriamiento de newton para las dos propuestas de los discos de freno, se muestran en la Figura 32, en donde se evidencia que la propuesta del disco de freno 2 (N-38 simple) disipa más rápido el calor por convección natural, este proceso se genera en menos de 100 minutos siendo mucho menor también en comparación con los cinco discos de frenos estudiados en este trabajo de investigación.

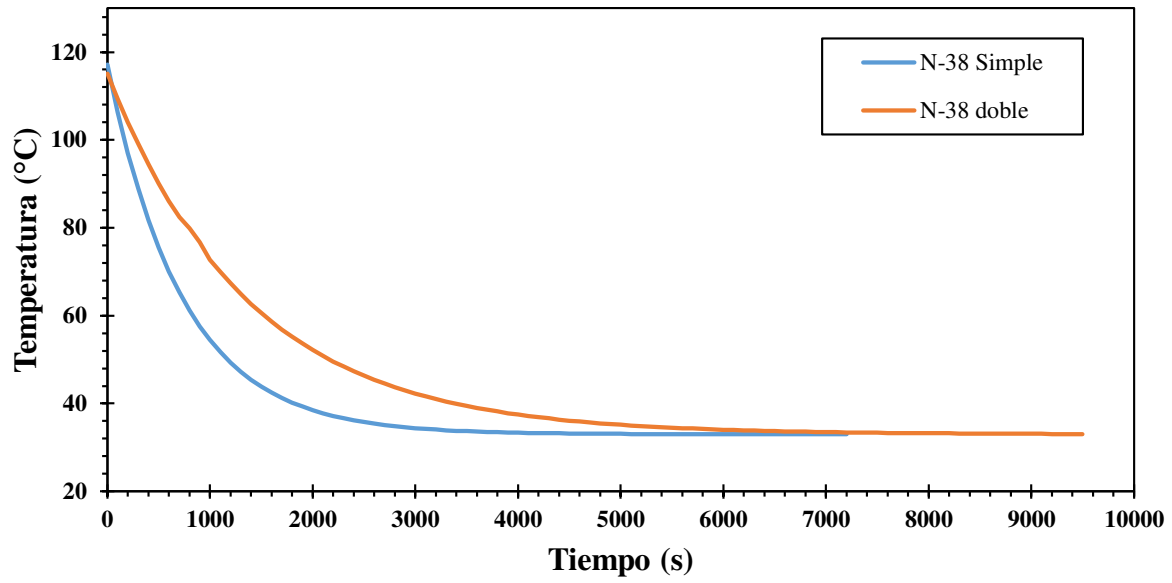


Figura 32: Ley de enfriamiento de Newton para las dos propuestas. Fuente: Autor del proyecto.

5. Conclusiones

Con base en la investigación realizada, se conocieron las propiedades mecánicas y físico-térmicas de la fundición gris nodular, las cuales varían dependiendo de la estructura que se requiera, de acuerdo con la aplicación; asimismo, se establecieron las dimensiones de los discos que fueron objeto de estudio a través de la revisión bibliográfica.

Mediante el cálculo analítico de la temperatura superficial y la velocidad de transferencia de calor por convección, se logró conocer que la geometría del disco número cuatro fue la más eficiente a la hora de disipar el calor generado durante el proceso de frenado. Luego a través del software Solidworks, se desarrollaron las diferentes geometrías de los discos, que fueron se importadas al software ANSYS, en donde se desarrollaron las respectivas simulaciones numéricas de temperatura y flujo de aire, y de esta manera evaluar su comportamiento.

La validez de los cálculos matemáticos realizados, fueron comparadas con simulaciones numéricas realizadas en ANSYS, logrando de esta forma comprobar los resultados con los reportados en diferentes estudios por otros autores, en donde se observa una leve diferencia, la cual se deriva debido a las condiciones del entorno (Temperatura ambiente) donde se llevaron a cabo estos análisis. Las dos propuestas de nuevas geometrías se validaron matemática y numéricamente, en donde se observó que la propuesta número dos (N-38 simple), mejoró el comportamiento térmico en un 28% en comparación con el disco número cuatro (NACA 66-209), el cual obtuvo un mejor comportamiento térmico en comparación con los otros discos objeto de estudio.

Referencias

- Abril, E. (2012). *Estudio del sistema de frenos ABS y EBS en tracto camiones MAN*.
- Acevedo-Peñaloza, R.A. García-León & Rodríguez, M. (2019). Análisis del caudal de aire en un disco de freno automotriz con alabes de ventilación tipo N-38. *Scientia et Technica*, 24(3), 385–389. <https://doi.org/10.22517/23447214.17781>
- Acosta Esqueda, M. A., Martínez Madrid, M. & López, J. A. (2000). *El tratamiento de los hierros nodulares en el mejoramiento de los materiales en la industria automotriz*. (Issue 148). Instituto Mexicano del Transporte.
- Alzallú Soriano, J. A. (2016). Historia de los frenos en los coches. *Publicaciones Didácticas*, 75–80.
- Aman Chavez, E. G. (2016). *Diseño y construcción de un banco simulador de un sistema de frenos por disco – tambor para la carrera de ingeniería automotriz de la universidad tecnológica equinoccial*. universidad tecnológica equinoccial.
- ANSYS plataforma de solución CAE. (n.d.). Retrieved June 6, 2020, from <http://www.3dcadportal.com/ansys.html>
- ASTM Internacional 2014. (n.d.). *Norma ASTM A536 para fundiciones de hierro dúctil*. Retrieved September 14, 2020, from <http://www.iron-foundry.com/ASTM-A536-Standard-Ductile-Iron-Castings.html>
- Belhocine, A. & Afzal, A. (2019). *Análisis FEA de la respuesta termomecánica acoplada del hierro fundido gris material utilizado en discos de freno Análisis FEA de la respuesta termomecánica acoplada del material de fundición gris utilizado en los discos de freno Introducción El automóvil*. 36(3), 280–296.

Benavides Treviño, J. R. (2011). *Estudio de la solidificación de un hierro nodular*. Universidad autónoma de nuevo león.

Byung, L., Jin, T. C., Yunho, J., Honglae, K., Seungpyo, L. & Hee, Y. K. (2018). Numerical Study on Fluid Flow and Heat Transfer Characteristics of a Ventilated Brake Disc Connected to a Wheel. *SAE Technical Papers, 2018-October*(October), 1–8.
<https://doi.org/10.4271/2018-01-1878>

Crisóstomo, Bravo, F. E. (2005). *Tratamientos térmicos a fundiciones grises de la región grau fabricadas en horno de cubilote*. universidad de piura.

Espacio toyota. (2013). *Todo lo que necesitas saber sobre los frenos*. 19 de Febrero.

<https://www.motorpasion.com/espaciotoyota/todo-lo-que-necesitas-saber-sobre-los-frenos>

Estudio térmico en tres frenos de disco ventilados, utilizando el análisis de elementos finitos.

(2017). *DYNA*.

Ferrer & Domínguez. (2012). *Sistemas de transmision y frenado* (J. Ablanque (Ed.)). Editex,S.A.

https://books.google.com.co/books?hl=es&lr=&id=IOLEAwAAQBAJ&oi=fnd&pg=PP1&dq=Ferrer+%26+Domínguez+2012&ots=rRwSk-_Ut2&sig=fjX7fu_p5JJ9re3eFakKR8VCS7k#v=onepage&q=Ferrer+%26+Domínguez+2012&f=false

Fierros clasicos. (2013). *Quien Invento el Freno a Disco*. 4 de Febrero.

<https://fierrosclasicos.com/quien-invento-el-freno-a-disco/>

Franco, R. (2012, February 8). *Frenos: la historia*.

<https://blog.segurossura.com.co/articulo/movilidad/frenos-autos-historia>

García-León, R. A., & Flórez-Solano, E. (2017). Análisis dinámico de tres frenos de disco autoventilados. *Ingenieria e Investigacion*, 37(3), 102–114.

<https://doi.org/10.15446/ing.investig.v37n3.63381>

- García-León, R. A., Flórez-Solano, E., & Acevedo-Peñaloza, C. (2018). *Análisis termodinámico en frenos de disco*. 1–75.
- García-León, R. A., Flórez-Solano, E., & Rodríguez-Castilla, M. (2019). Thermo-mechanical assessment in three auto-ventilated disc brake by implementing finite elements. *Journal of Physics: Conference Series*, 1257(1). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1257/1/012019>
- García-León, R. A., & Pérez Rojas, E. (2017). Analysis of the amount of heat flow between cooling channels in three vented brake discs. *Ingeniería y Universidad*, 21(1), 71–96. <https://doi.org/10.11144/Javeriana.iyu21-1.aahf>
- García-León, R., Rivera-Lopez, J., Quintero-Orozco, A. &, & Gutierrez-Paredes, G. (2019). Análisis Del Caudal En Un Disco De Freno Automotriz Con Álabes De Ventilación Tipo Naca 66-209, Utilizando Velocimetría Por Imágenes De Partículas. *Informador Técnico*, 83(1), 20–32. <https://doi.org/10.23850/22565035.1785>
- García León, R. A., & Flórez Solano, E. N. (2016). Estudio analítico de la transferencia de calor por convección que afectan a los frenos de disco ventilados. *Tecnura: Tecnología y Cultura Afirmando El Conocimiento*, 20(1), 15–30. <https://doi.org/10.14483/22487638.11676>
- García León. (2014). *Evaluación del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir del análisis de la aceleración del proceso de corrosión*. Universidad francisco de paula santander ocaña.
- Ghajar & Cengel. (2018). *transferencia de calor y masa* (P. E. Roig (Ed.); Cuarte edí). McGraw-Hill.
- Guevara, G., Hernan, E., Bautista, L., & Andres, J. (2015). *Fabricacion en fundicion gris del tambor de freno para un automovil ensamblado en el ecuador*. Escuela politécnica nacional.

- Hwang, P., Wu, X., & YoungBae, J. (2008). Repeated brake temperature analysis of ventilated brake disc on the downhill road. *SAE Technical Papers*, 724. <https://doi.org/10.4271/2008-01-2571>
- Icontec. (2004). 16/12. <https://tienda.icontec.org/gp-vehiculos-de-carretera-frenado-de-vehiculos-de-carretera-y-de-sus-remolques-vocabulario-ntc4190-2004.html>
- Icontec. (1981, May 6). *Metalurgia. fundiciones de hierro. Designacion de la microestructura del grafito*. <https://tienda.icontec.org/gp-metalurgia-fundiciones-de-hierro-designacion-de-la-microestructura-del-grafito-ntc1620-1981.html>
- ISOTools. (2013, October 1). *ISO/TS 16949 - Software ISO*. 1/10. <https://www.isotools.org/normas/calidad/iso-ts-16949/>
- Iteco Ingenieros. (2016). *El triángulo de la seguridad en tu vehículo*. 18 de Agosto. <https://www.itecoingenieros.com/el-triangulo-de-la-seguridad-en-tu-vehiculo/>
- Ledesma Jimenez, R. (2011). *Influencia de los elementos grafitizantes sobre las propiedades mecánicas y térmicas de un disco de freno automotriz de hierro gris hipereutético*. Escuela superior de ingeniería.
- Lillo Harun, S. (2006). *Comportamiento Termomecánico En Un Disco De Freno Macizo Y Uno Auto- Ventilado*. <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfci1729c/doc/bmfci1729c.pdf>
- Lorenzo, S. S. (2018). *Propuesta de diseño para disco de freno ventilado*. universidad de valladolid.
- Marian. (2014, May 17). *El freno y su historia by Marian - issuu*. https://issuu.com/marian1088/docs/historia_de_los_frenos_en_la_indust
- Mesut, D. (2012). *Investigación de comportamientos termoestructurales de diferentes ventilaciones . aplicaciones en discos de freno †*. 26(1), 235–240.

- Ministerio de comercio, industria y turismo. (2011). *Ministerio de comercio, industria y turismo resolución número (13 dic 2011)*. 1–23.
- Nejat, A., Aslani, M., Mirzakhali, E. & Najian Asl, R. (2011). Heat transfer enhancement in ventilated brake disk using double airfoil vanes. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 3(4), 1–10. <https://doi.org/10.1115/1.4004931>
- P.Inclopera, F., & Witt, D. P. De. (1999). Fundamentos de transferencia de calor. In *Вестник КазНМУ: Vol. №3*.
- Park, S. B., Lee, K. S. & Lee, D. H. (2007). An investigation of local heat transfer characteristics in a ventilated disc brake with helically fluted surfaces. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 21(12), 2178–2187. <https://doi.org/10.1007/BF03177478>
- Quintero Orozco, A. & E. D. R. D. (2017). Universidad francisco de paula santander ocaña. In *Tesis*. <http://repositorio.ufpso.edu.co:8080/dspaceufpso/bitstream/123456789/2290/1/32100.pdf>
- Sibuscascoche.com. (2016, December 21). *¿Qué es el triángulo de seguridad de nuestro coche?* . <https://www.sibuscascoche.com/noticias/2016/que-es-triangulo-seguridad-nuestro-coche-coches-de-ocasion/>
- SolidBI. (n.d.). *Solidworks - Qué es y para qué sirve*. Retrieved June 6, 2020, from <https://solid-bi.es/solidworks/>
- Velásquez Angamarca, J. C., & Heras Castillo, C. D. (2012). *Diseño, construcción e implementación de un sistema de ventilación para los discos de freno de un vehículo y sistema de control de temperatura*. <https://dspace.ups.edu.ec/handle/123456789/2135>
- Volchenko, Nikolaj, Aleksandr, Dmitriy, Pavel, Volodymyr, Dmitriy, V. & P. (2019). Features

of the estimation of the intensity of heat exchange in selfventilated disk-shoe brakes of vehicles. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 1(5–97), 47–53.

<https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.154712>

Wallis, L., Eddie, L., & Brian, M. (2002). Air flow and heat transfer in ventilated disc brake rotors with diamond and tear-drop pillars. *Numerical Heat Transfer*, 41(December 2012), 643–655. <http://dx.doi.org/10.1080/104077802317418269>

William F. Riley, & Leroy D. Sturges. (2005). *Engineering Mechanics, Dynamics* (I. John Wiley & Sons (Ed.)). Reverte S.A.

<https://books.google.es/books?id=Vq3HdDHRsz8C&printsec=frontcover&hl=es#v=onepage&q&f=false>

APENDICE

APENDICE A: Propiedades del aire a una presión de 1 atmósfera.

TABLA A-15

Propiedades del aire a la presión de 1 atm

Temp., T , °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k , W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

APENDICE B: Propiedades de algunos metales sólidos.

TABLA A-3

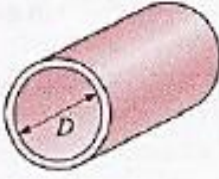
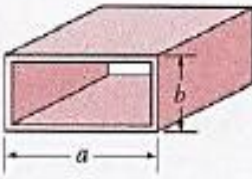
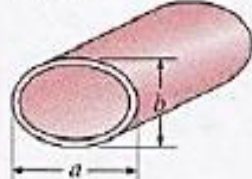
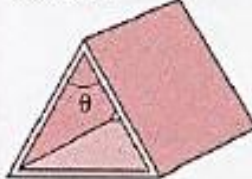
Propiedades de metales sólidos (continuación)

Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), $k(\text{W/m} \cdot \text{K})/c_p(\text{J/kg} \cdot \text{K})$					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Al carbono-manganeso-silicio (1% < Mn < 1.65% 0.1% < Si < 0.6%)		8 131	434	41.0	11.6			42.2	39.7	35.0	27.6
								487	559	685	1 090
Aceros al cromo (bajo): $\frac{1}{2}$ Cr- $\frac{1}{2}$ Mo-Si (0.18% C, 0.65% Cr, 0.23% Mo, 0.6% Si)		7 822	444	37.7	10.9			38.2	36.7	33.3	26.9
								492	575	688	969
1Cr- $\frac{1}{2}$ Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)		7 858	442	42.3	12.2			42.0	39.1	34.5	27.4
								492	575	688	969
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)		7 836	443	48.9	14.1			46.8	42.1	36.3	28.2
								492	575	688	969

APENDICE C: Número de Nusselt y factor de fricción para el flujo laminar.

TABLA 8-1


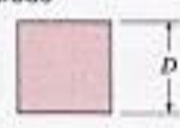

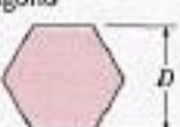


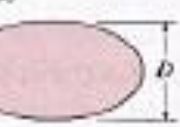
Número de Nusselt y factor de fricción para el flujo laminar completamente desarrollado en tubos de diversas secciones transversales ($D_h = 4A_c/p$, $Re = V_{prom}D_h/\nu$, y $Nu = hD_h/k$)

Configuración geométrica del tubo	a/b o θ°	Número de Nusselt		Factor de fricción f
		$T_s = \text{Const.}$	$\dot{q}_s = \text{Const.}$	
Círculo 	—	3.66	4.36	64.00/Re
Rectángulo 	a/b 1 2 3 4 6 8 ∞	2.98 3.39 3.96 4.44 5.14 5.60 7.54	3.61 4.12 4.79 5.33 6.05 6.49 8.24	56.92/Re 62.20/Re 68.36/Re 72.92/Re 78.80/Re 82.32/Re 96.00/Re
Elipse 	a/b 1 2 4 8 16	3.66 3.74 3.79 3.72 3.65	4.36 4.56 4.88 5.09 5.18	64.00/Re 67.28/Re 72.96/Re 76.60/Re 78.16/Re
Triángulo 	θ 10° 30° 60° 90° 120°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.91 3.11 2.98 2.68	50.80/Re 52.28/Re 53.32/Re 52.60/Re 50.96/Re

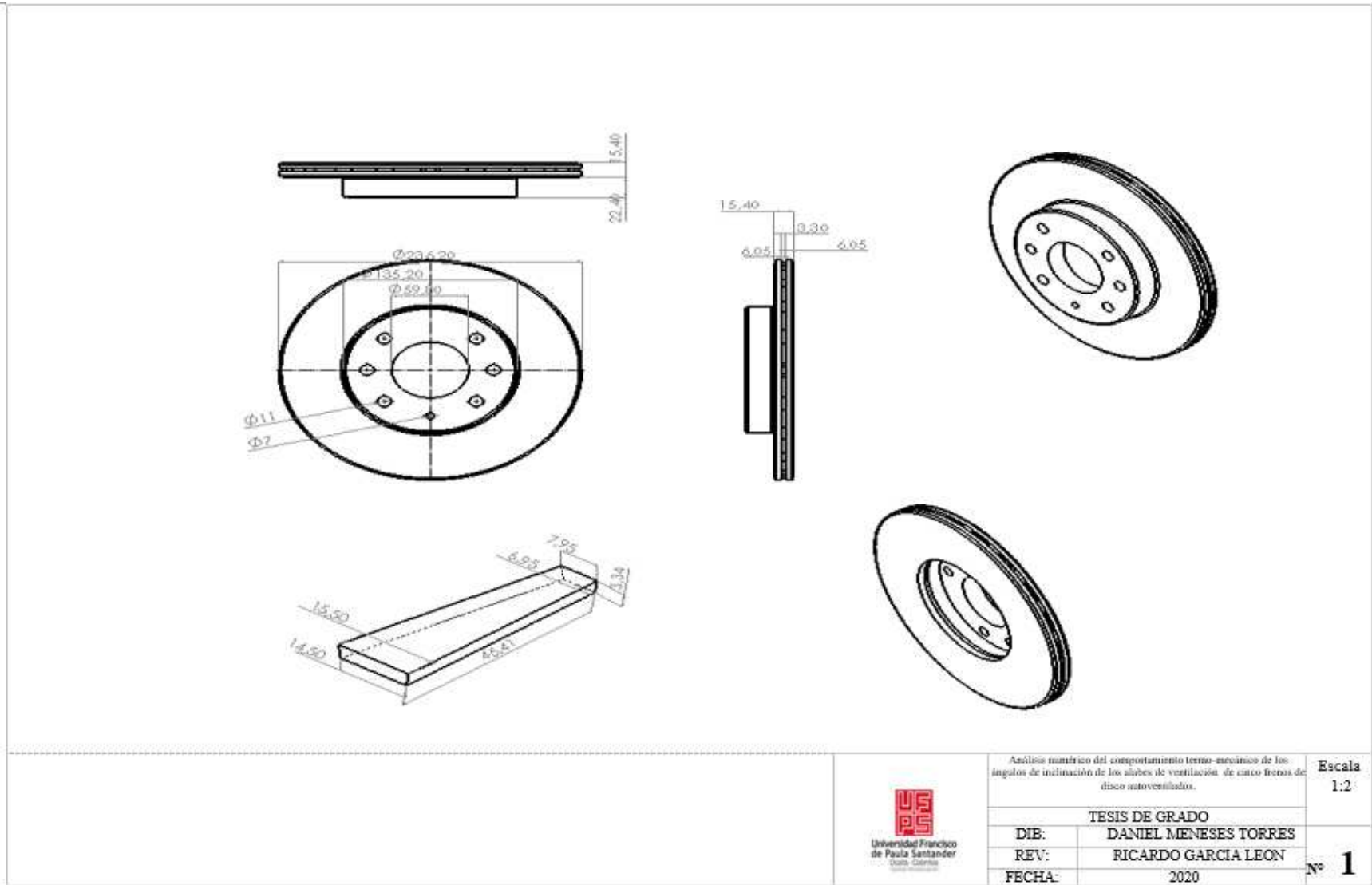
APENDICE D: Número de Nusselt para la convección.

TABLA 7-1

Correlaciones empíricas para el número de Nusselt promedio, para convección forzada sobre cilindros circulares y no circulares en flujo cruzado (tomado de Zukauskas, Ref. 14, y Jakob, 1949)

Sección transversal del cilindro	Fluido	Rango de Re	Número de Nusselt
<p>Círculo</p> 	Gas o líquido	0.4-4 4-40 40-4 000 4 000-40 000 40 000-400 000	$Nu = 0.989Re^{0.230} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.285} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.102Re^{0.675} Pr^{1/3}$
<p>Cuadrado (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.246Re^{0.588} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono</p> 	Gas	5 000-100 000	$Nu = 0.153Re^{0.638} Pr^{1/3}$
<p>Hexágono (inclinado 45°)</p> 	Gas	5 000-19 500 19 500-100 000	$Nu = 0.160Re^{0.638} Pr^{1/3}$ $Nu = 0.0385Re^{0.782} Pr^{1/3}$
<p>Placa vertical</p> 	Gas	4 000-15 000	$Nu = 0.228Re^{0.731} Pr^{1/3}$
<p>Elipse</p> 	Gas	2 500-15 000	$Nu = 0.248Re^{0.612} Pr^{1/3}$

APENDICE E: Planos del disco 1.



Análisis numérico del comportamiento termo-mecánico de los ángulos de inclinación de los alarbes de ventilación de cinco frenos de disco autoventilados.

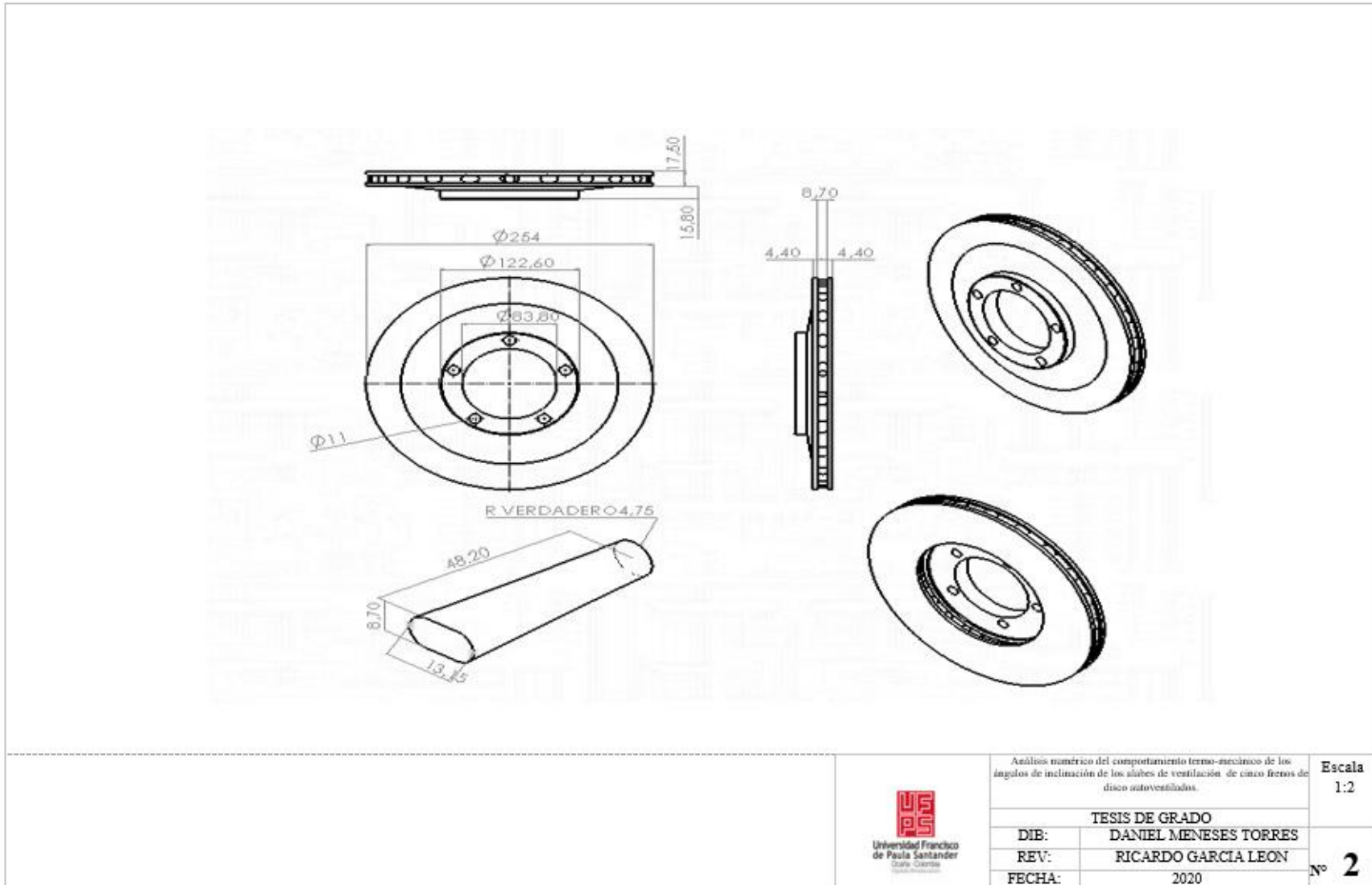
Escala
1:2



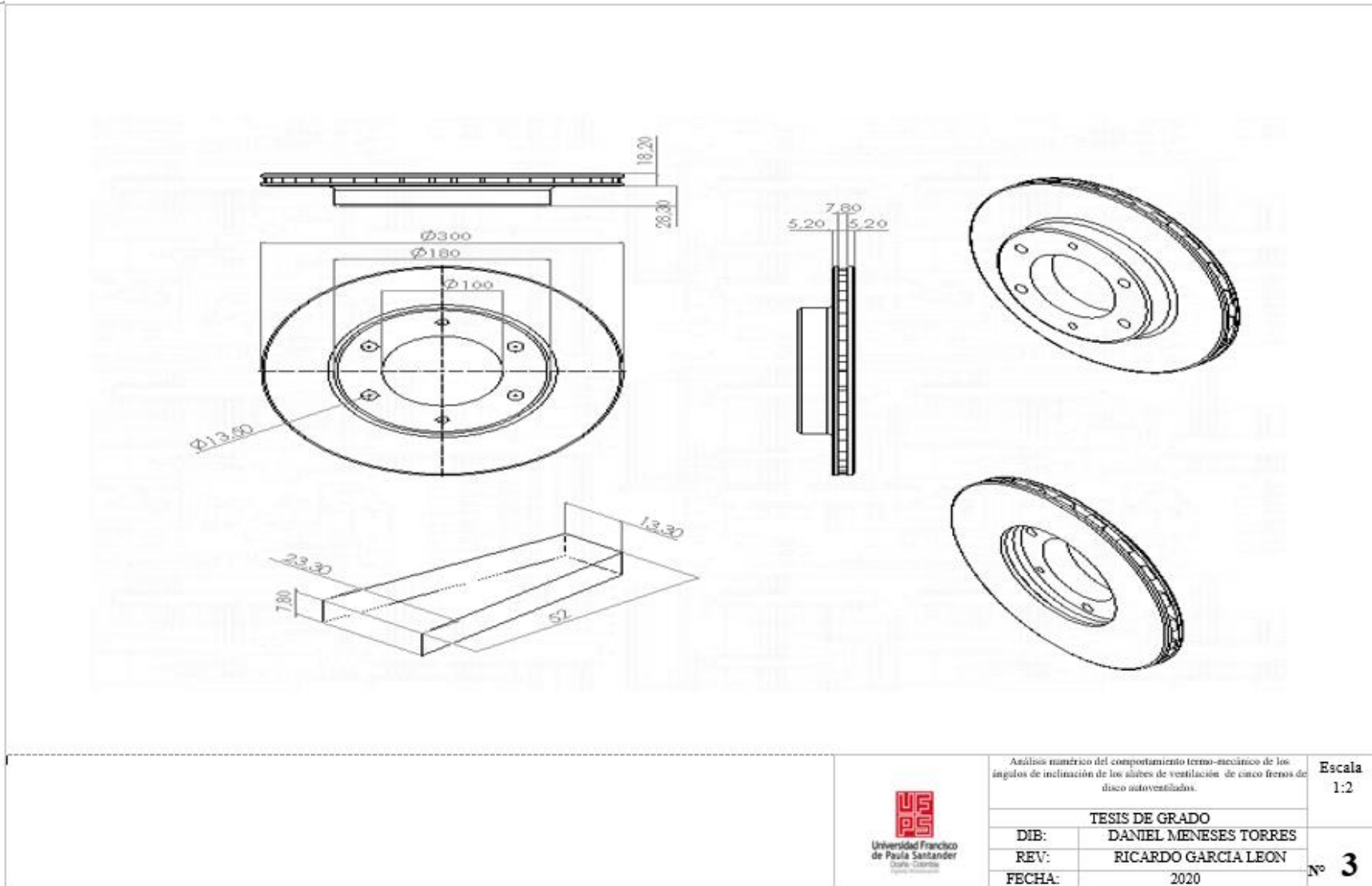
TESIS DE GRADO
 DIB: DANIEL MENESES TORRES
 REV: RICARDO GARCIA LEON
 FECHA: 2020

Nº 1

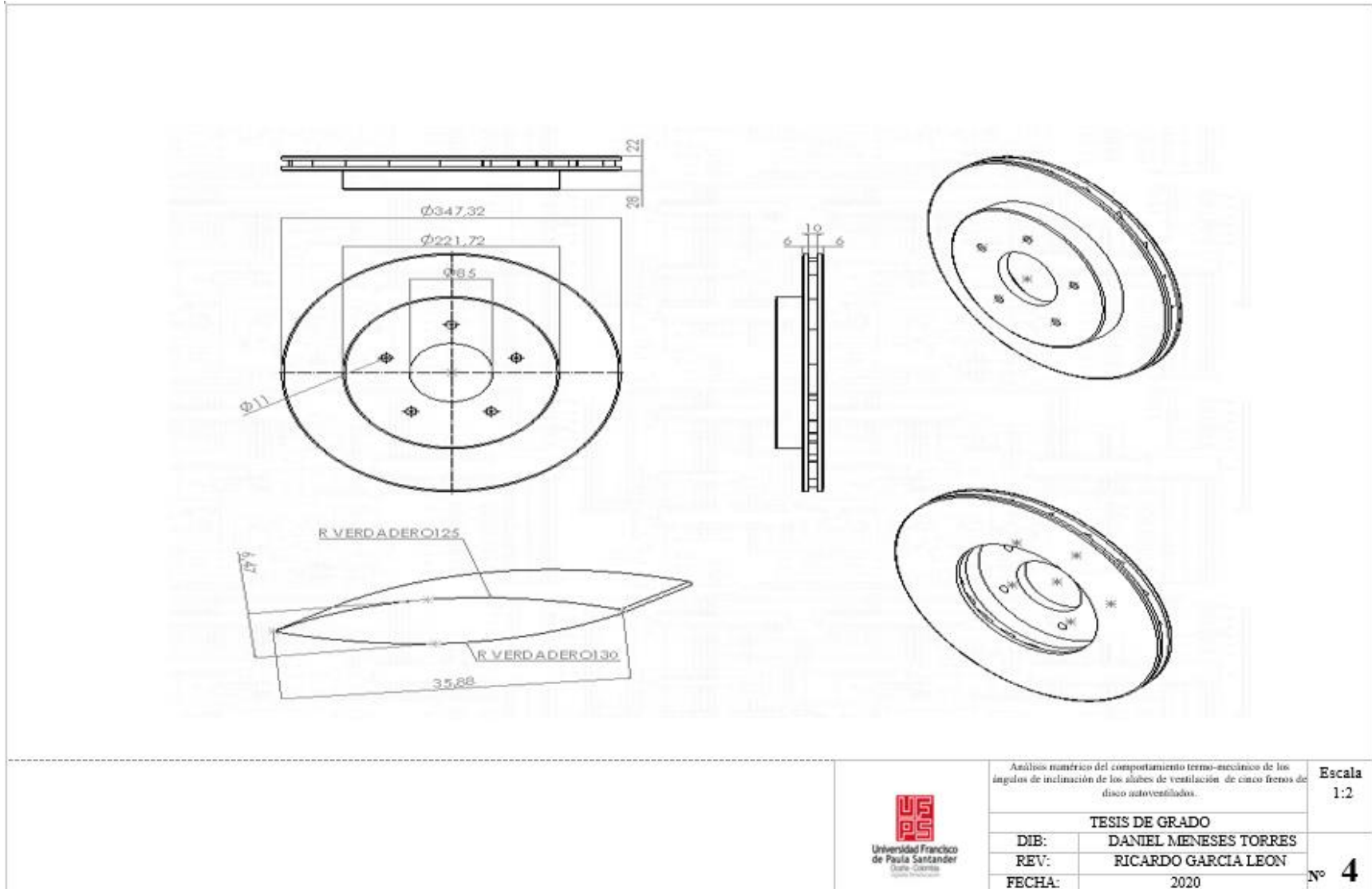
APENDICE F: Planos del disco 2.



APENDICE G: Planos del disco 3.



APENDICE H: Planos del disco 4.



Análisis numérico del comportamiento termo-mecánico de los ángulos de inclinación de los alabes de ventilación de cinco frenos de disco autoventilados.

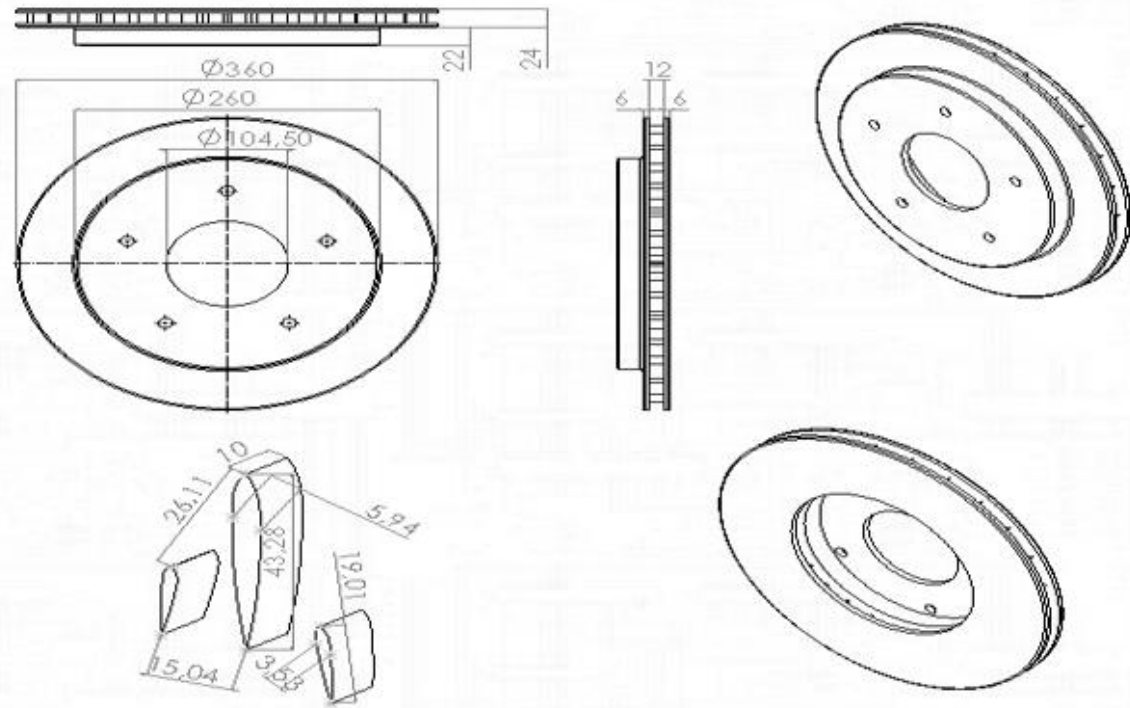
Escala
1:2



TESIS DE GRADO	
DIB:	DANIEL MENESES TORRES
REV:	RICARDO GARCIA LEON
FECHA:	2020

Nº 4

APENDICE I: Planos del disco 5.



Análisis numérico del comportamiento termo-mecánico de los ángulos de inclinación de los alabes de ventilación de cinco frenos de disco autoventilados.

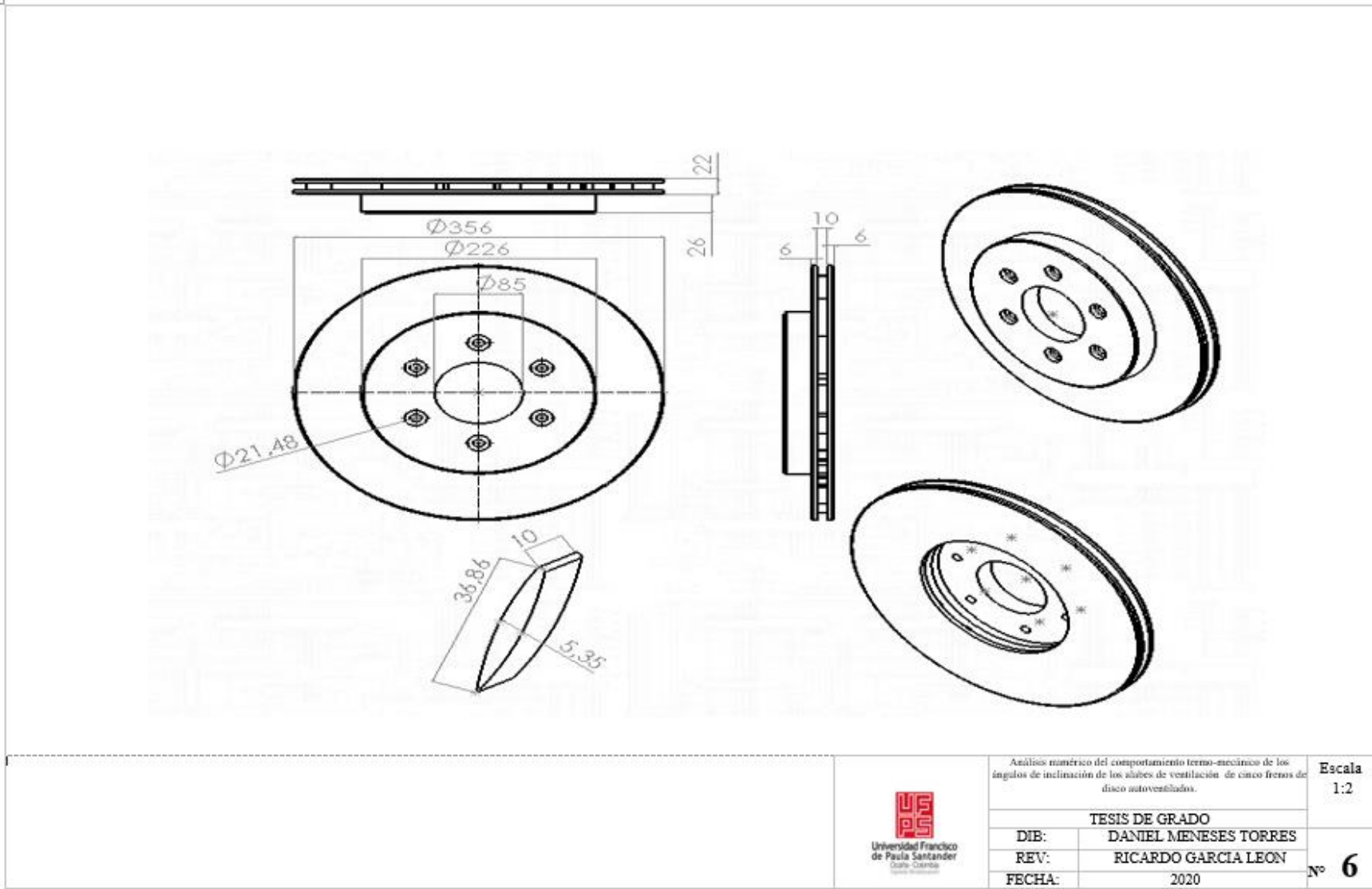
Escala
1:2



TESIS DE GRADO
 DIB: DANIEL MENESES TORRES
 REV: RICARDO GARCIA LEON
 FECHA: 2020

Nº 5

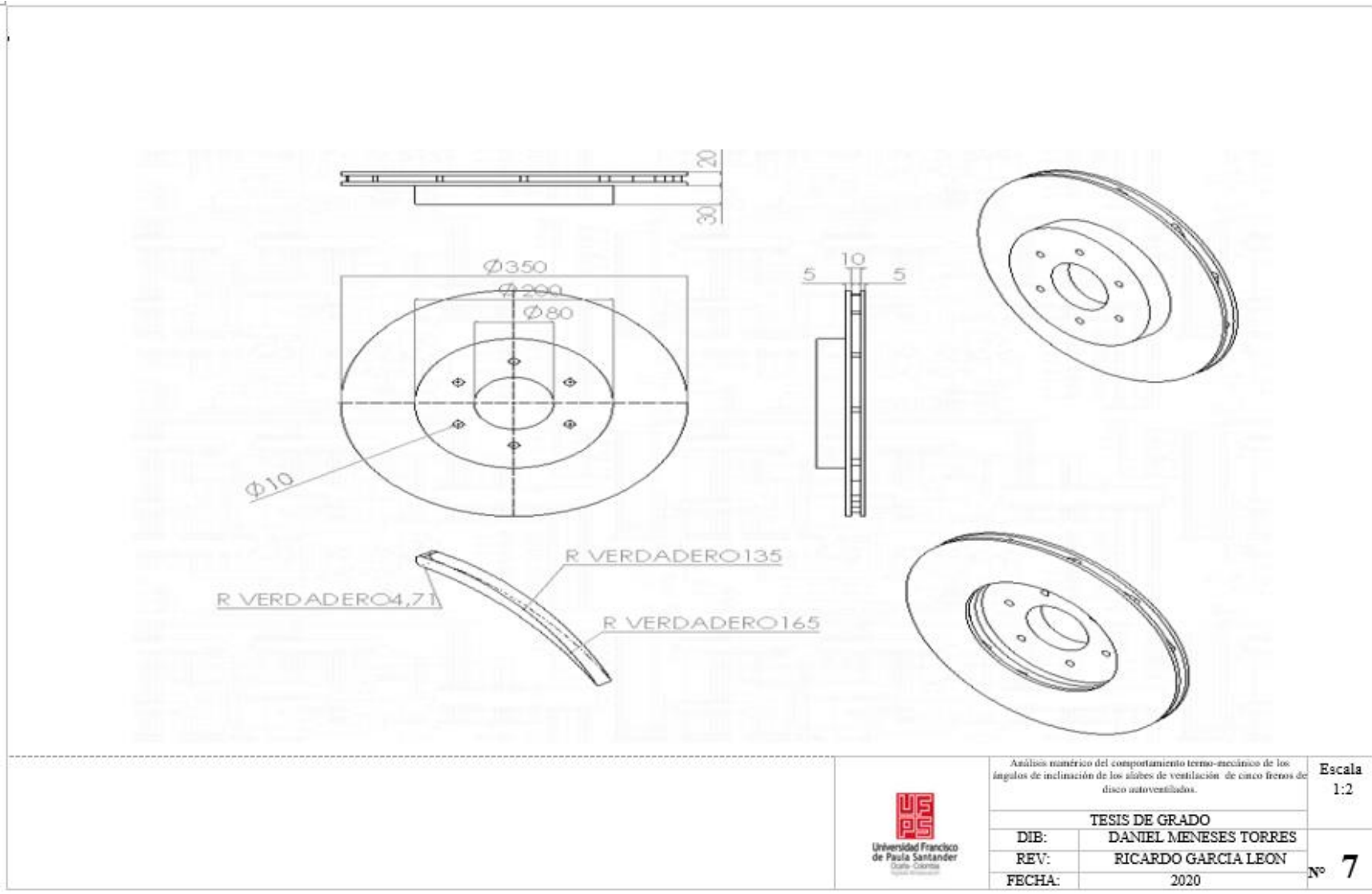
APENDICE J: Planos del disco propuesto 1.



Análisis numérico del comportamiento termo-mecánico de los ángulos de inclinación de los alabes de ventilación de cinco frenos de disco autoventilados.		Escala 1:2
TESIS DE GRADO		
DIB:	DANIEL MENESES TORRES	Nº 6
REV:	RICARDO GARCIA LEON	
FECHA:	2020	



APENDICE K: Planos del disco propuesto 2.



Análisis numérico del comportamiento termo-mecánico de los ángulos de inclinación de los alabes de ventilación de cinco frenos de disco autoventilados.

Escala
1:2



TESIS DE GRADO
 DIB: DANIEL MENESES TORRES
 REV: RICARDO GARCIA LEON
 FECHA: 2020

Nº 7