

ANÁLISIS TERMODINÁMICO EN FRENOS DE DISCO

Ricardo Andrés García León - Eder Norberto Flórez Solano
Carlos Humberto Acevedo Peñaloza



Universidad Francisco
de Paula Santander
Ocaña - Colombia
Vigilada Mineducación



Universidad Francisco
de Paula Santander
Vigilada Mineducación

**ANÁLISIS
TERMODINÁMICO
EN FRENO DE DISCO**

RICARDO ANDRÉS GARCÍA L.
EDER NORBERTO FLÓREZ S.
CARLOS HUMBERTO ACEVEDO P.

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER
FACULTAD DE INGENIERIAS
GRUPO DE INVESTIGACIÓN INGAP
OCAÑA, COLOMBIA

García León, Ricardo Andrés

Análisis termodinámico en frenos de disco / Ricardo Andrés García León, Eder Norberto Flórez Solano, Carlos Humberto Acevedo Peñaloza. -- 1a. ed. -- Bogotá: Ecoe Ediciones; Ocaña: Universidad Francisco de Paula Santander, 2018.

52 p.

"Incluye: Metodología para realizar los cálculos necesarios en lo que respecta a la evaluación del comportamiento térmico de los frenos de disco autoventilados. Análisis de un caso práctico de estudio para tres diferentes tipos de frenos autoventilados. Fuentes bibliográficas de revistas y libros de alto impacto a nivel nacional. Guía para el análisis y evaluación de diferentes geometrías con las que están fabricados los frenos de disco vehiculares". -- Contiene datos biográficos de los autores. -- Incluye bibliografía.

ISBN 978-958-771-692-4

1. Frenos de disco 2. Termotecnia I. Flórez Solano, Éder Norberto II. Acevedo Peñaloza, Carlos Humberto III. Título

CDD: 629.246 ed. 23

CO-BoBN- a1037842



Colección: Ingeniería y salud en el trabajo

Área: Ingeniería industrial



- ▶ Ricardo Andrés García León
- ▶ Eder Norberto Flórez Solano
- ▶ Carlos Humberto Acevedo Peñaloza

© Ecoe Ediciones Limitada
Carrera 19 # 63C 32
Bogotá, Colombia

© Universidad Francisco
de Paula Santander
Vía Acolsure, Sede el Algodonal
Ocaña Norte de Santander -
Colombia
Teléfono (057)(7) 5690088

Primera edición: Bogotá, febrero de 2019

ISBN: 978-958-771-692-4

Dirección editorial: Angélica García Reyes
Corrección de estilo: Juan Mikan
Diagramación: Olga L. Pedraza R.
Carátula: Wilson Marulanda Muñoz
Impresión: Image Printing
Carrera 27 N° 76-38

*Prohibida la reproducción total o parcial por cualquier medio
sin la autorización escrita del titular de los derechos patrimoniales.*

Impreso y hecho en Colombia - Todos los derechos reservados

CONTENIDO

INTRODUCCIÓN.....	XI
CAPÍTULO 1: SISTEMA DE FRENOS DE DISCO EN AUTOMÓVILES.....	1
CAPÍTULO 2: ANÁLISIS DINÁMICO DE LOS FRENOS DE DISCOS.....	5
2.1 Fuerzas de frenado	5
2.2 Coeficiente de resistencia a la rodadura	6
2.3 Tiempo de frenado	9
2.4 Desaceleración de frenado	11
2.5 Distancia de frenado	12
CAPÍTULO 3: ANÁLISIS TÉRMICO EN LOS DISCOS	17
3.1 Enfriamiento de Newton	19
3.2 Tipos de convección que afectan al disco.....	22
3.3 Transferencia de calor por convección frontal	23
3.4 Transferencia de calor por convección lateral	28
3.5 Transferencia de calor por convección debido al efecto rotatorio	30
3.6 Transferencia de calor por convección en el interior de los ductos.....	33

CAPÍTULO 4: ANÁLISIS NUMÉRICO DE LOS DISCOS DE FRENO POR DE ELEMENTOS FINITOS (FEA) Y ANÁLISIS CON LA PRUEBA FADING.....	43
4.1 Análisis numérico de transferencia de calor	43
4.2 Análisis de la prueba de fading	46
ANEXOS:	47
Propiedades térmicas de metales sólidos	47
Propiedades del aire a la presión de 1 atmósfera.....	48
Número de Nusselt promedio para convección	49
Número de Nusselt y factor de fricción para el flujo laminar	50
BIBLIOGRAFÍA	53

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1. Componentes de un sistema de freno	2
FIGURA 2. a) Elementos constitutivos de un disco de freno autoventilado, y b) Sección transversal.....	3
FIGURA 3. Representación del diámetro mayor y del diámetro menor en los discos	20
FIGURA 4. Gráfica del enfriamiento de Newton para el disco de freno D1, D2 y D3, a temperatura ambiente.	22
FIGURA 5. Flujo alrededor del cilindro	23
FIGURA 6. Convección periférica del disco de freno.....	23
FIGURA 7. Espesor del disco de freno 1 (mm)	26
FIGURA 8. Espesor del disco de freno 2 (mm)	26
FIGURA 9. Espesor del disco de freno 3 (mm)	26
FIGURA 10. Convección en la campana del disco de freno	27
FIGURA 11. Convección en la campana del disco de freno	28
FIGURA 12. Geometría de los neumáticos de los vehículos	31
FIGURA 13. Conductos de ventilación del disco de freno	33
FIGURA 14. Dimensiones del ducto de ventilación del disco de freno 1	34
FIGURA 15. Dimensiones del ducto de ventilación del disco de freno 2.....	35
FIGURA 16. Dimensiones del ducto de ventilación del disco de freno 3.....	35
FIGURA 17. Triángulo de velocidades a la entrada del aire	36
FIGURA 18. Triángulo de velocidades a la salida del aire	37
FIGURA 19. Valores de prueba de test de <i>fading</i>	46

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA 1. Componentes de un sistema de frenado	2
TABLA 2. Características de los frenos en estudio	5
TABLA 3. Resistencia a la rodadura.....	7
TABLA 4. Valores aproximados del coeficiente de resistencia a la rodadura de los neumáticos.....	7
TABLA 5. Coeficientes de adherencia (μ) de neumáticos sobre calzadas.....	8
TABLA 6. Fuerza de frenado para cada freno en estudio	8
TABLA 7. Fuerza en el pedal.....	9
TABLA 8. Tiempo de frenado en función de la velocidad y el ángulo de descenso para el vehículo.....	10
TABLA 9. Variación de la deceleración de un vehículo dependiente del ángulo de descenso para el vehículo	11
TABLA 10. Distancias de frenado a distintas velocidades y ángulos de descenso para el vehículo.....	12
TABLA 11. Distancias de frenado a distintas velocidades hasta la detención del vehículo y ángulos de descenso para el vehículo.....	14
TABLA 12. Energía total en los discos.....	19
TABLA 13. Diferencia de temperatura entre el disco y el medio ambiente.....	19
TABLA 14. Temperatura en la superficie de los discos	19
TABLA 15. Diámetros y áreas de los discos.....	21
TABLA 16. Variación de la temperatura en función del tiempo del enfriamiento de Newton para los discos	21
TABLA 17. Temperatura periférica en los discos	24
TABLA 18. Propiedades del aire para diferentes temperaturas.....	24
TABLA 19. Número de Reynolds para convección periférica.....	24
TABLA 20. Número de Nusselt para convección periférica	25
TABLA 21. Coeficiente de convección periférica.....	25
TABLA 22. Área superficial de la periferia de los discos.....	26
TABLA 23. Velocidad de pérdida de calor de la periferia de los discos.....	27

TABLA 24. Parámetros para la transferencia de calor en la campana.....	27
TABLA 25. Transferencia de calor frontal total en cada disco	28
TABLA 26. Parámetros para la transferencia de calor por convección lateral	30
TABLA 27. Características de las llantas según cada vehículo	31
TABLA 28. Características geométricas de los discos	31
TABLA 29. Velocidad angular en cada tipo de discos	32
TABLA 30. Parámetros para la transferencia de calor por convección debido al efecto rotatorio	33
TABLA 31. Dimensiones y velocidades a la entrada del ducto	36
TABLA 32. Caudal del fluido por los ductos de los discos	36
TABLA 33. Velocidades y parámetros geométricos del fluido a la salida del ducto para los tres discos	38
TABLA 34. Velocidad media del fluido	39
TABLA 35. Geometrías y áreas de la sección transversal de los ductos	40
TABLA 36. Número de Reynolds para los ductos de cada tipo de disco	41
TABLA 37. Parámetros geométricos, número de Reynolds y coeficiente de convección	41
TABLA 38. Diámetros y áreas de los ductos de los discos	42
TABLA 39. Pérdida de calor total en los ductos de ventilación	42
TABLA 40. Distribución de temperatura en los discos	44
TABLA 41. Flujo de calor total en los discos	45
TABLA 42. Dirección del flujo de calor en los discos	45

INTRODUCCIÓN

Los frenos son elementos fundamentales para mantener la maniobrabilidad y, sobre todo, la seguridad en cualquier vehículo, ya sea de movimiento rotativo o lineal, y la de sus ocupantes. Los sistemas de frenado funcionan aprovechando el rozamiento para desacelerar el cuerpo en movimiento a través del contacto mecánico entre dos superficies. En la actualidad existen diversos tipos de freno según la aplicación: de tambor, de cinta, de disco y cónicos. En particular, para el sector automotriz los más comunes son los de tipo disco en la parte delantera y de tambor en la parte trasera.

Los frenos de disco se diferencian de los demás tipos dado que la fuerza aplicada es normal a la cara del disco y no radial, como en los frenos de tambor y cinta. Otra característica particular es que el momento de fricción no ayuda al momento de accionamiento (efecto autoenergizante), como ocurre en los frenos de tambor y cónicos. Esto permite que los ligeros cambios en el coeficiente de fricción no afecten dramáticamente la fuerza de frenado necesaria para detener el automóvil. Por ejemplo, una variación de un 30% en el coeficiente de fricción, que es una condición normal en ambientes húmedos, provoca un aumento en la fuerza del 50%, y es por esto que han ido ocupando un lugar muy importante en la industria automotriz, en especial en el mercado de los vehículos comerciales.

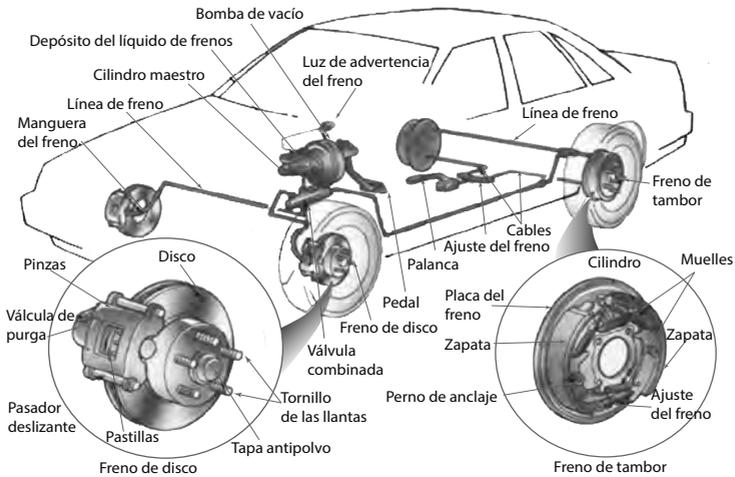
Teniendo en cuenta lo anterior, este libro muestra el comportamiento de los frenos de disco a través del análisis dinámico bajo las leyes de Newton, enmarcado en el

estudio cinético y cinemático en elementos rotativos, así como el análisis de la transferencia de calor en los fenómenos de convección, conducción y radiación. Finalmente, se expone el estudio basado en tres geometrías de los frenos de tres vehículos en particular: Renault Megane, Mitsubishi Vans y Toyota Land Cruiser.

CAPÍTULO 1

SISTEMA DE FRENOS DE DISCO EN AUTOMÓVILES

El freno de disco es un sistema de frenado normalmente para ruedas de vehículos, en el cual una parte móvil (el disco), junto con la rueda que gira, es sometida al rozamiento de una superficie de alto coeficiente de fricción (las pastillas), la cual ejerce sobre aquella la fuerza suficiente como para transformar toda o parte de la energía cinética del vehículo en movimiento, en calor, hasta detenerlo o reducir su velocidad, según sea el caso. Esta inmensa cantidad de calor debe ser evacuada de alguna manera y lo más rápidamente posible, lo que depende en gran medida del diseño geométrico y del tipo de material del freno de disco. El mecanismo de los frenos de disco autoventilados es similar al freno de tambor, con la diferencia de que el área de frenado es menor, pero la evacuación del calor al ambiente es mucho más rápida debido a los canales de ventilación. En la figura 1 se muestra una breve descripción de los componentes de los frenos.

Figura 1. Componentes de un sistema de freno

-Fuente: (Criado, 2012)-

En la tabla 1 se enumeran y describen algunos de los componentes de los sistemas de frenos de disco comúnmente utilizados en los vehículos comerciales.

Tabla 1. Componentes de un sistema de frenado

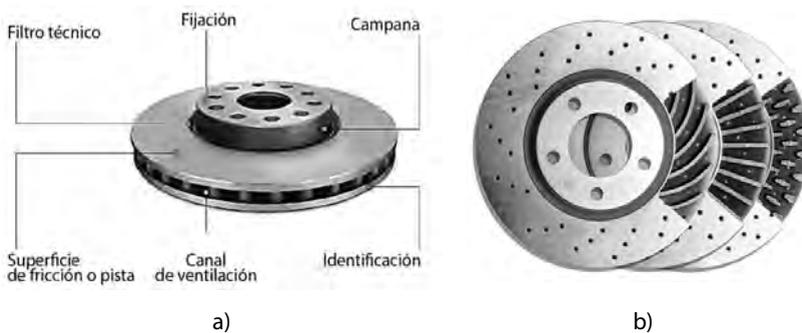
Componentes	Descripción
Servofreno	En este elemento se aplica la fuerza necesaria que se debe realizar sobre el pedal, para presurizar el circuito hidráulico a una misma presión.
Bomba de freno	También llamado cilindro principal, es el encargado de presurizar el líquido por todo el circuito hidráulico.
Corrector de frenada	También llamado limitador de frenada, tiene la función de reducir la presión que llega al tren trasero con la finalidad de que no se llegue al bloqueo en las ruedas.
Pinza de freno	Es el elemento encargado de soportar las pastillas, además de empujarlas contra el disco cuando se presuriza el sistema. Es un elemento crítico del sistema de freno y está sometido a esfuerzos importantes durante el frenado tales como vibraciones, excesiva temperatura y otros elementos agresivos.
Disco de freno	Es la superficie contra la que interactúan las pastillas para producir la deceleración del vehículo. El rozamiento entre las pastillas y los discos de freno produce la transformación de energía cinética en energía calorífica, provocando la reducción de la velocidad del vehículo.

Pastillas de freno	Son el elemento del sistema de frenado que, junto con el disco de freno, va a producir la fricción necesaria para la desaceleración del vehículo.
Conductos y latiguillos	Son los encargados de conducir el líquido de frenos soportando la presión interna de este. Además, deben resistir la agresión medioambiental y otros agentes agresivos del entorno. Los conductos de freno normalmente son tubos de acero, y muchas veces están recubiertos con polímero para resistir la corrosión.
Líquido de frenos	Es un líquido hidráulico que hace posible la transmisión de la fuerza ejercida sobre el pedal de freno a los cilindros de freno en las ruedas. Se trata de un líquido sintético elaborado a base de glicóteres y aditivos inhibidores seleccionados para proteger el sistema hidráulico de frenos, ya sean de disco o de tambor, contra la oxidación y la herrumbre.

Fuente: autores.

El disco de freno es el elemento que se encuentra unido al buje de la rueda, girando en conjunto y constituyendo, por tanto, el elemento móvil del sistema de frenado (Puhn, 2000, p. 23-27). Asimismo, contra la superficie del disco de freno interactúan las pastillas de fricción en su objetivo de detener el vehículo. El rozamiento continuo que se establece entre pastillas y disco, cuando están en funcionamiento, es el que produce la transformación de la energía cinética (acumulada en el vehículo debido a su velocidad) en energía térmica, lo que genera en muchas ocasiones el aumento de calor en el sistema de frenado. En este sentido, es muy común en la actualidad que las cuatro llantas de los vehículos utilicen discos de frenos autoventilados (con canales de ventilación). Teniendo en cuenta lo anterior, en la figura 2 se muestran los elementos constitutivos de un freno de disco autoventilado.

Figura 2. a) Elementos constitutivos de un disco de freno autoventilado, y b) Sección transversal



-Fuente: (Puhn, 2012)-

CAPÍTULO 2

ANÁLISIS DINÁMICO DE LOS FRENOS DE DISCOS

En este capítulo se muestra el análisis dinámico realizado a tres frenos diferentes de tres tipos de vehículos comerciales, cuyas características se establecen en la tabla 2. El análisis fue realizado considerando el caso de estudio de los sistemas de partículas. De esta manera, se aborda el cálculo de fuerzas de frenado (F_f), resistencia a la rodadura (f_r), cálculo de tiempo (T_{V1-V2}), desaceleración(a), distancia de frenado (L_{V1-V2}), energía (E_f) y potencia disipada (Q) al frenar.

Tabla 2. Características de los frenos en estudio

Disco	D1	D2	D3
Masa del vehículo (kg)	1.250	1.950	2.250
Masa del disco (kg)	3,80	4,25	6,10

Fuente: autores.

2.1 Fuerzas de frenado

Las fuerzas de frenado de un vehículo son las que se desarrollan en la superficie de contacto neumático-calzada. Estas fuerzas se ven limitadas por dos factores: uno es el impuesto por la adherencia a la calzada, y el otro, por el mismo sistema de frenos del vehículo. Este último es el crítico debido a que, si dicha fuerza rebasa el límite de adherencia neumático-calzada, se puede llegar al bloqueo de las ruedas. La fuerza de frenado total, para alcanzar una desaceleración (a), se calcula al

considerar el peso del vehículo (W), el coeficiente (f_r) de resistencia a la rodadura y el valor de la aceleración de la gravedad (g), así como se expresa en la ecuación 1:

$$F_f = W * \left(\frac{a}{g} - f_r \right) \quad (1)$$

Donde:

W = Peso total de vehículo (N).

f_r = Coeficiente de resistencia a la rodadura (adimensional).

F_f = Fuerza de frenado (N).

a = Desaceleración (m/s^2).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

2.2 Coeficiente de resistencia a la rodadura

Se denomina resistencia a la rodadura (R_r) a la fuerza contraria al avance del neumático en dirección longitudinal. Esta fuerza contraria es aplicada en la zona de contacto neumático-calzada, y la relación de esta fuerza con la carga aplicada (W) verticalmente en la superficie de la rodadura se calcula utilizando la ecuación 2:

$$R_r = f_r * W \quad (2)$$

Para poder calcular la resistencia a la rodadura, se utiliza la ecuación 3, que depende la velocidad del vehículo:

$$F_f = 0.01 * \left(1 + \frac{v}{160} \right) \quad (3)$$

Donde:

R_r = Resistencia a la rodadura (N).

W = Peso total de vehículo (N).

f_r = Coeficiente de resistencia a la rodadura (adimensional).

V = Velocidad del vehículo (m/s).

Teniendo en cuenta lo anterior, se considera el mismo valor de la velocidad promedio para los tres vehículos de 80 km/h . De esta manera, según la ecuación 3, se tiene un valor del coeficiente a la rodadura de $f_r = 0,015$.

Al reemplazar este valor en la ecuación 2, junto con los valores de la tabla 2, se obtiene la resistencia a la rodadura para los tres frenos en estudio, que se presentan en la tabla 3.

Tabla 3. Resistencia a la rodadura

Disco	D1	D2	D3
R _r (N)	183,93	286,94	331,08

Fuente: autores.

En la tabla 4 se muestran valores del coeficiente de resistencia a la rodadura para tres tipos de vehículos y tres tipos de superficies en donde pueden transitar los vehículos. Por lo tanto, se puede considerar $fr = 0,015$ para vehículos comerciales (turismo) que circulan por una superficie de hormigón o asfalto, valor que concuerda con el cálculo realizado según la ecuación 3.

Tabla 4. Valores aproximados del coeficiente de resistencia a la rodadura de los neumáticos

Tipo de vehículo	Superficie		
	Hormigón o asfalto	Dureza media	Arena
Turístico	0,015	0,08	0,30
Camiones	0,012	0,06	0,25
Tracto-camiones	0,020	0,04	0,20

-Fuente: (Riley y Sturges, 1996)-

Por otra parte, la desaceleración del vehículo se calcula teniendo en cuenta la ecuación 4:

$$a_{max} = \frac{W * \mu}{\frac{W}{\mu}} = \mu * g \quad (4)$$

Para poder calcular la desaceleración máxima, se utiliza la ecuación 5, que depende del coeficiente de adherencia entre neumático y calzada, el cual se obtiene de la tabla 5:

$$\mu = \frac{a_{max}}{g} \quad (5)$$

Donde:

W = Peso total de vehículo (N).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

$a_{máx}$ = Desaceleración máxima.

μ = Coeficiente de adherencia entre neumático y calzada (adimensional).

En la tabla 5 se presentan varios valores de coeficientes de adherencia (μ) para varias velocidades de tránsito según el estado de los neumáticos y las condiciones de la vía.

Tabla 5. Coeficientes de adherencia (μ) de neumáticos sobre calzadas

Velocidad de marcha (km/h)	Estado de los neumáticos	Carretera seca (μ)	Carretera mojada (μ)
50	Nuevo	0,85	0,65
	Usado	1	0,50
80	Nuevo	0,80	0,60
	Usado	0,95	0,20
120	Nuevo	0,75	0,55
	Usado	0,90	0,20

-Fuente: (Riley y Sturges, 1996)-

En este caso, el coeficiente de adherencia para una carretera seca con velocidad promedio de 80 km/h y para un neumático nuevo fue estimado en 0,80. Entonces, de la ecuación 4 se tiene que:

$$a_{m\acute{a}x} = 0,80 * 9,81$$

$$a_{m\acute{a}x} = 7,848 \frac{m}{s^2}$$

Al reemplazar el término de la aceleración máxima en la ecuación 1, la expresión para el cálculo de la fuerza de frenado es la ecuación 6; de allí se obtienen los valores de la tabla 6:

$$F_f = W * (\mu \cdot f_r) \quad (6)$$

Tabla 6. Fuerza de frenado para cada freno en estudio

Disco	D1	D2	D3
$F_f(N)$	9.626,06	15.016,65	17.326,91

Fuente: autores.

Obtenida la fuerza de frenado, procedemos a calcular la fuerza ejercida en el pedal, teniendo en cuenta los siguientes parámetros de forma general para todos los vehículos: el torque del pedal aumenta la fuerza ejercida sobre el pedal en 4,5 veces la fuerza inicial aplicada al pedal del freno, el servofreno aumenta 8,5 veces la fuerza que sale del torque del pedal, y el cilindro maestro aumenta 5 veces la fuerza del servofreno teniendo en cuenta la bibliografía en donde se reportan estos valores. Entonces:

$$F_{pedal} = \frac{F_f}{F_p \cdot F_s \cdot F_c} \quad (7)$$

Donde:

F_{pedal} = Fuerza en el pedal (N).

F_f = Fuerza de frenado (N).

F_p = Fuerza de torque en el pedal (N).

F_s = Fuerza producida por el pedal (N).

F_c = Fuerza en el cilindro maestro (N).

Una vez conocidos los valores, se procede a calcular la fuerza en el pedal con la ecuación 7, la cual será la fuerza que el conductor debe aplicar para detener el vehículo. Estos datos se muestran en la tabla 7.

Tabla 7. Fuerza en el pedal

Disco	D1	D2	D3
F_{pedal} (N)	50,33	78,51	90,59

Fuente: autores.

La tabla anterior refleja que, para mayor peso de un vehículo, la fuerza que se debe ejercer sobre el pedal deberá ser mayor, y de esta manera se logrará la detención total del vehículo a una velocidad de 80 km/h.

2.3 Tiempo de frenado

Es el tiempo que tarda el vehículo en desacelerar entre dos velocidades al actuar sobre los frenos. Se calcula con la ecuación 8:

$$t_{V1-V2} = m * \gamma_F * \frac{1}{F_f + (m * g * \text{sen}\theta) + (m * g * F_r)} * (V_1 - V_2) \quad (8)$$

Donde:

t_{V1-V2} = Tiempo de frenado.

m = Masa del vehículo (kg).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

γ_F = Coeficiente de masas rotativas, que es igual a 1,5 (adimensional).

F_f = Fuerza de frenado (N).

f_r = Coeficiente de resistencia a la rodadura (adimensional).

θ = Ángulo de descenso (grados).

V_1 = Velocidad inicial de frenado (m/s).

V_2 = Velocidad final de frenado (m/s).

En la expresión $m * g * \text{sen}\theta = R_g$, se denota como la resistencia gravitatoria, donde θ es el ángulo de descenso. En este caso, el ángulo es negativo, y R_g también, por lo que dicha resistencia se vuelve una fuerza propulsora. En caso de ascenso, el ángulo es positivo y también lo es, de modo que esta resistencia se opone al movimiento y es una fuerza opositora (Izquierdo, 2011, p. 122-161).

Con la ecuación 8 se calculan los valores de la tabla 8, correspondiente al tiempo de frenada entre dos velocidades, en función de la pendiente y de la velocidad:

Tabla 8. Tiempo de frenado en función de la velocidad y el ángulo de descenso para el vehículo

Intervalo de velocidad (km/h)		ΔV (km/h)	(m/s)	Ángulo de descenso				
				$\theta = 0^\circ$	$\theta = 5^\circ$	$\theta = 10^\circ$	$\theta = 15^\circ$	$\theta = 20^\circ$
V_1	V_2			Tiempo				
				t (s)	t (s)	t (s)	t (s)	t (s)
80	75	5	1,38	0,18	0,16	0,15	0,13	0,12
80	70	10	2,77	0,37	0,33	0,30	0,28	0,26
80	60	20	5,55	0,74	0,67	0,61	0,56	0,52
80	50	30	8,33	1,11	1,00	0,91	0,84	0,78
80	40	40	11,11	1,48	1,34	1,22	1,12	1,04
80	30	50	13,88	1,85	1,67	1,52	1,40	1,30
80	20	60	16,66	2,22	2,01	1,83	1,68	1,56
80	10	70	19,44	2,60	2,34	2,13	1,96	1,82
80	0	80	22,22	2,97	2,68	2,44	2,24	2,08

Fuente: autores.

Para el caso de los tres discos (D1, D2 y D3), el tiempo de frenado es aproximadamente el mismo debido a que el intervalo de velocidad es igual, por la función que expresa el tiempo de detención del vehículo.

Se puede apreciar que los tiempos de frenada aumentan con la velocidad y disminuyen con el ángulo de descenso. Aquí no se considera el tiempo de reacción del conductor, que es el tiempo que surge desde que existe una circunstancia imprevista hasta que el conductor actúa sobre el pedal del freno, y cuyo valor

varía entre 0,5 y 2,0 segundos. Además, no se considera el tiempo de reacción del sistema t_{RS} , que es el tiempo que transcurre desde que se actúa sobre el pedal del freno hasta que se consiga la fuerza requerida, esto es, un valor aproximado de 3,0 segundos. Por otra parte, no se toman en consideración las acciones aerodinámicas debido a que la resistencia aerodinámica hace efecto en el vehículo a partir de más de 90 km/h.

2.4 Desaceleración de frenado

De forma general, la desaceleración necesaria para detener un vehículo a cierta velocidad sin considerar los efectos aerodinámicos está expresada por la siguiente ecuación 9:

$$a = \frac{F_f + (m \cdot g \cdot \text{sen}\theta) + (m \cdot g \cdot f_r)}{m} \quad (9)$$

Donde:

a = Desaceleración (m/s^2).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

m = Masa del vehículo (kg).

F_f = Fuerza de frenado (N).

f_r = Coeficiente de resistencia a la rodadura (adimensional).

θ = Ángulo de descenso (grados).

A continuación, se presentan en la tabla 9 las desaceleraciones en cada frenada sin tener en cuenta las acciones aerodinámicas.

Tabla 9. Variación de la desaceleración de un vehículo dependiente del ángulo de descenso para el vehículo

Ángulo de desaceleración	$\theta = 0^\circ$	$\theta = 5^\circ$	$\theta = 10^\circ$	$\theta = 15^\circ$	$\theta = 20^\circ$
$a(m/s^2)$	7,84	8,70	9,55	10,38	11,20

Fuente: autores.

La desaceleración es constante para los tres discos ($D1$, $D2$ y $D3$) respecto a la velocidad para cada ángulo de descenso. Se observa que, a medida que aumenta el ángulo de descenso, las desaceleraciones de frenado del vehículo aumentan, debido a que la resistencia gravitacional se va incrementando (para este caso, también es una fuerza propulsora).

2.5 Distancia de frenado

En cuanto a la distancia de frenado, que es la distancia hasta donde se detiene el vehículo de forma parcial o total, se utiliza la ecuación 10:

$$L_{V1-V2} = \frac{W \cdot \gamma_F}{2 \cdot g \cdot C} \cdot \ln \left[\frac{F_f + (W \cdot \sin \theta) + (W \cdot f_r) + (C \cdot V_1^2)}{F_f + (W \cdot \sin \theta) + (W \cdot f_r) + (C \cdot V_2^2)} \right] \quad (10)$$

Donde:

W = Peso total del vehículo. (N).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

γ_F = Coeficiente de masas rotativas, que es igual a 1,5 (adimensional).

F_f = Fuerza de frenado (N).

f_r = Coeficiente de resistencia a la rodadura (adimensional).

θ = Ángulo de descenso (grados).

V_1 = Velocidad inicial de frenado (m/s).

V_2 = Velocidad final de frenado (m/s).

L_{V1-V2} = Distancia total de frenado recorrida entre dos velocidades (m).

C = Constante aerodinámica, que es igual a 1.

A continuación, se presenta en la tabla 10 la distancia de frenado para los frenos ($D1$, $D2$ y $D3$) en distintas velocidades y ángulos de descenso.

Tabla 10. Distancias de frenado a distintas velocidades y ángulos de descenso para el vehículo

Intervalo de velocidad (m/s)		Ángulo de descenso				
		$\theta = 0^\circ$	$\theta = 5^\circ$	$\theta = 10^\circ$	$\theta = 15^\circ$	$\theta = 20^\circ$
		Longitud				
V_1	V_2	$L(m)$	$L(m)$	$L(m)$	$L(m)$	$L(m)$
22,22	19,44	7,42	6,72	6,14	5,66	5,26
22,22	16,66	13,89	12,58	11,49	10,59	9,84
22,22	13,88	19,44	17,59	16,07	14,81	13,76
22,22	11,11	24,02	21,72	19,84	18,28	16,98
22,22	8,33	27,60	24,96	22,79	20,99	19,49
22,22	5,55	30,16	27,27	24,89	22,93	21,29

22,22	2,77	31,71	28,66	26,17	24,10	22,38
22,22	1,38	32,10	29,01	26,49	24,39	22,65
22,22	0	32,23	29,13	26,59	24,49	22,74

Fuente: autores.

Cuando se requiere evaluar la distancia hasta detener el vehículo, es necesario que el valor de la velocidad final sea igual a cero. Se utiliza la siguiente ecuación 11:

$$L_{V_1-V_2} = \frac{W \cdot \gamma_F}{2 \cdot g \cdot C} \cdot \ln \left[1 + \frac{C \cdot V_1^2}{F_f + (W \cdot \text{sen} \theta) + (W \cdot f_r) + (C \cdot V_2^2)} \right] \quad (11)$$

Donde:

W = Peso total de vehículo (N).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

γ_F = Coeficiente de masas rotativas, que es igual a 1,5 (adimensional).

F_f = Fuerza de frenado (N).

f_r = Coeficiente de resistencia a la rodadura (adimensional).

θ = Ángulo de descenso (grados).

V_1 = Velocidad inicial de frenado (m/s).

V_2 = Velocidad final de frenado (m/s).

$L_{V_1-V_2}$ = Distancia total de frenado recorrida entre dos velocidades (m).

μ = Coeficiente de adherencia entre el neumático y la calzada (adimensional).

C = Constante aerodinámica, que es igual a 1.

El rendimiento del frenado se calcula mediante la ecuación 12:

$$\eta_f = \frac{a_{m\acute{a}x}}{\mu_{m\acute{a}x} \cdot g} \quad (12)$$

Donde:

η_f = Rendimiento de frenado (adimensional).

$a_{m\acute{a}x}$ = Deceleración máxima (m/s^2).

$\mu_{m\acute{a}x}$ = Coeficiente de adherencia máximo entre el neumático y la calzada (adimensional).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

Se puede observar en las tablas 10 y 11 que la distancia de frenado cada vez va disminuyendo a medida que se aumenta el ángulo de inclinación o descenso de la calzada, así como la propia velocidad del vehículo, lo que era de suponerse debido a que la energía cinética cada vez es mayor, así como la resistencia gravitacional que impulsa al vehículo. La distancia de frenado también se ve involucrada con las características aerodinámicas, como son el área frontal y el coeficiente de resistencia aerodinámica. A su vez, podemos darnos cuenta de que el factor C se incluye en la función logarítmica para cada caso; de este modo, mientras más grande sea el área frontal del vehículo, mayor será el coeficiente C , y así se tendrá menos distancia de frenado.

En la tabla 11 se presenta la distancia de frenado para distintas velocidades hasta la detención del vehículo y sus ángulos de descenso.

Tabla 11. Distancias de frenado a distintas velocidades hasta la detención del vehículo y ángulos de descenso para el vehículo

Intervalo de velocidad (m/s)		Ángulo de descenso				
		$\theta = 0^\circ$	$\theta = 5^\circ$	$\theta = 10^\circ$	$\theta = 15^\circ$	$\theta = 20^\circ$
		Longitud				
V_1	V_2	L (m)	L (m)	L (m)	L (m)	L (m)
1,38	0	0,12	0,11	0,10	0,09	0,08
2,77	0	0,50	0,45	0,41	0,38	0,35
5,55	0	2,02	1,82	1,66	1,53	1,42
8,33	0	4,54	4,10	3,74	3,45	3,20
11,11	0	8,05	7,28	6,64	6,12	5,68
13,88	0	12,54	11,34	10,35	9,54	8,86
16,66	0	17,99	16,27	14,86	13,69	12,72
19,44	0	24,36	22,05	20,15	18,57	17,25
22,22	0	32,15	29,05	26,20	24,16	22,45

Fuente: autores.

En la ecuación 13 se establece la relación que existe entre la velocidad lineal del vehículo y la velocidad periférica del neumático (se debe encontrar cierta diferencia debido a que es donde se produce el frenado de los vehículos):

$$X = \frac{V_1 - V_p}{V_p} * 100 \quad (13)$$

Donde:

X = Porcentaje de adherencia (%).

V_I = Velocidad inicial (m/s).

V_P = Velocidad periférica (m/s).

Al suponer una adherencia del 80% y con velocidad inicial de 80 km/h para los tres frenos (D1, D2 y D3) en mención, de la ecuación 13 se obtiene la velocidad periférica:

En conclusión, los tres frenos de disco analizados presentan óptimas condiciones de trabajo a condiciones extremas, como lo son carga y velocidad, lo que se ve reflejado en su operación y efectividad.

CAPÍTULO 3

ANÁLISIS TÉRMICO EN LOS DISCOS

La potencia disipada en el sistema de frenos proviene de la energía cinética y potencial del vehículo, la cual se transforma en energía calorífica. Este calor se genera en cortos intervalos de tiempo dado su funcionamiento. Para que un sistema de frenos funcione correctamente, el calor generado debe ser evacuado con la mayor rapidez posible, de manera que las sucesivas frenadas no produzcan una elevada temperatura, desestabilicen los elementos del sistema de frenado y, por lo tanto, se pierda la seguridad del sistema. El propio avance en carretera del vehículo permite la disipación del calor generado esencialmente por convección y radiación, pero, cuando se producen frenadas excesivas, la temperatura se eleva hasta llegar a un límite (temperatura de saturación), en función de la capacidad de disipación térmica del material del disco de freno (Incropera y DeWitt, 1999). Cuando los discos de frenos alcanzan la temperatura de saturación, se disminuye el coeficiente de fricción entre los elementos del freno y aparece el fenómeno llamado fading, que es el agrietamiento sobre el área de fricción con la pastilla.

Para poder iniciar con los cálculos en los frenos de disco, es necesario conocer las propiedades físicas y térmicas de la fundición gris nodular de grafito laminar, que es el material con el que están fabricados la mayoría de los frenos, el cual tiene una composición de silicio y manganeso. Dichas propiedades se tomaron de (Cengel, 2004):

Conductividad térmica: $k = 41 \text{ J/s} \cdot \text{m} \cdot \text{°C}$.

Calor específico: $C_p = 434 \text{ (J/kg} \cdot \text{°C)}$.

Densidad: $\rho = 8131 \text{ kg/m}^3$.

Difusividad térmica: $\alpha = 11,60 \cdot 10^6 \text{ (m}^2/\text{s)}$.

Coefficiente de transmisión térmica: $U = 32 \text{ J/s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$.

El aumento de temperatura del conjunto de un freno se evalúa teniendo en cuenta la siguiente expresión:

$$\Delta T = \frac{E_{\text{total en disco}}}{m \cdot C_p} \quad (14)$$

Donde:

ΔT = Diferencia de temperatura entre el disco.

$E_{\text{Total en disco}}$ = Energía absorbida por el disco y el medio ambiente (J).

m = Masa del disco del freno (kg).

C_p = Calor específico del material del disco (J/kg·°C).

Para calcular la energía total en los discos, se asume que es la energía cinética de los vehículos en movimiento. En este cálculo se tienen en cuenta varias consideraciones, entre ellas: el motor no actúa como freno; el eje delantero de los vehículos recibe el 70% de la energía que se transforma por acción de los frenos y el restante 30% es absorbido por el freno trasero; de esta cantidad de energía en el eje delantero, se asume que a cada disco le corresponde el 50%; y finalmente, se considera que la distribución en la absorción de energía entre el par disco-pastillas es del 90% y 10% respectivamente. Por consiguiente, la expresión que permite obtener la energía total en los discos es:

$$E_f = \frac{\gamma_f \cdot m \cdot (V_i^2 - V_f^2)}{2} \quad (15)$$

Donde:

m = Masa del vehículo (kg).

γ_f = Coeficiente de masas rotativas (adimensional).

V_i = Velocidad inicial de frenado (m/s).

V_f = Velocidad final de frenado (m/s).

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

La ecuación 14 se utiliza para explicar lo que sucede cuando un freno está funcionando. Sin embargo, en la práctica intervienen otras variables, y por tal razón es muy probable que los análisis se aproximen a los resultados experimentales.

Con las ecuaciones 14 y 15 se obtienen los datos que se muestran en las tablas 12 y 13, correspondientes a la energía en los discos y al gradiente de la temperatura que se genera en el momento de frenar.

Tabla 12. Energía total en los discos

Disco	D1	D2	D3
$E_{total \text{ en disco }} (J)$	102.083,12	159.249,68	183.749,63

Fuente: autores.

Tabla 13. Diferencia de temperatura entre el disco y el medio ambiente

Disco	D1	D2	D3
$\Delta T (^{\circ}C)$	62	87	70

Fuente: autores.

Para calcular la temperatura en la superficie del disco, utilizamos la siguiente ecuación:

$$T_1 - T_{\infty} = \Delta T \quad (16)$$

Teniendo en cuenta lo anterior, se toma la temperatura ambiente como $= 20^{\circ}C$. Entonces, de la ecuación 16 se calcula la temperatura que alcanzó la superficie del disco de freno en un momento dado (tabla 14).

Tabla 14. Temperatura en la superficie de los discos

Disco	D1	D2	D3
$T_1 (^{\circ}C)$	82	107	90

Fuente: autores.

Los datos obtenidos muestran que para vehículos con una masa de $D1=1.250$, $D2=1.950$ y $D3=2.250$ kg, con una velocidad promedio de 80 km/h cada uno, circulando en un ambiente de $20^{\circ}C$, la temperatura que se genera en el disco de freno hasta detenerse es de aproximadamente 82, 107 y $90^{\circ}C$ respectivamente para cada disco.

3.1 Enfriamiento de Newton

Un disco con temperatura T_i se enfriará si se deja a temperatura ambiente T_{∞} , de acuerdo con la ecuación exponencial 17:

$$T_i - T_\infty = (T_1 - T_\infty) * e^{-\frac{A*U}{m*C_p} * t} \quad (17)$$

Donde:

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

T_∞ = Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$).

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

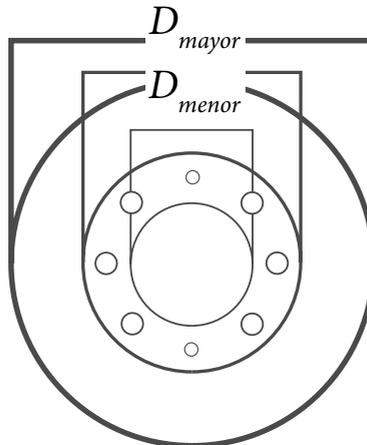
U = Coeficiente de transmisión térmica superficial del material ($\text{J}/\text{s}^{\circ}\text{C} * \text{m}^2$).

m = Masa del disco del freno (kg).

C_p = Calor específico del material ($\text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C}$).

Es importante realizar un análisis de las dimensiones de los discos para conocer las áreas sobre las que ocurren los procesos de transferencia de calor. En la figura 3 se hace una representación de los valores de los diámetros (mayor o exterior – menor o interior) utilizados para los cálculos de los discos de frenos, los cuales se establecen en la tabla 15.

Figura 3. Representación del diámetro mayor y del diámetro menor en los discos



Fuente: autores.

Tabla 15. Diámetros y áreas de los discos

Disco	D1	D2	D3
Diámetro mayor (m)	0,23	0,25	0,30
Diámetro menor (m)	0,13	0,12	0,18
$A_{Disco} (m^2)$	0,05	0,07	0,09

Fuente: autores.

Como el disco de freno hace contacto con las pastillas mediante dos superficies, el área de la superficie de contacto aproximada tiene la siguiente ecuación:

$$A_{Disco} = 2 * \pi * (r_{ext}^2 - r_{int}^2) \quad (18)$$

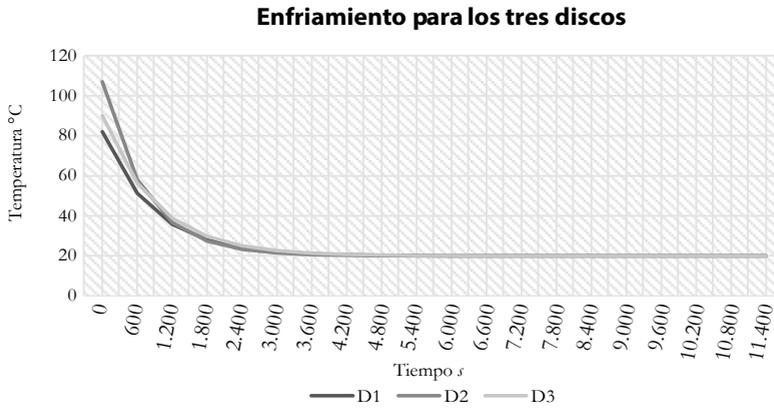
En la tabla 16 se muestra la temperatura instantánea para los tres tipos de discos para diferentes tiempos, obtenidos de la ecuación 17. Estos valores se representan en la figura 4.

Tabla 16. Variación de la temperatura en función del tiempo del enfriamiento de Newton para los discos

Disco	Disco 1	Disco 2	Disco 3
$T (s)$	$T_i(^{\circ}C)$	$T_i(^{\circ}C)$	$T_i(^{\circ}C)$
0	82	107	90
600	51,2312	58,1089	56,3124
1.200	35,7321	36,6929	38,8367
1.800	27,9247	27,3120	29,7715
2.400	23,9919	23,2029	25,0689
3.000	22,0108	21,4029	22,6294
3.600	21,0129	20,6145	21,3640
4.200	20,5102	20,2691	20,7075
4.800	20,2570	20,1179	20,3670
5.400	20,1294	20,0516	20,1904
6.000	20,0652	20,0226	20,0987
6.600	20,0328	20,0099	20,0512
7.200	20,0165	20,0043	20,0265
7.800	20,0083	20,0019	20,0137
8.400	20,0042	20,0008	20,0071
9.000	20,0021	20,0005	20,0037
9.600	20,0010	20,0003	20,0019
10.200	20,0001	20,0001	20,0009
10.800	20,0000	20,0000	20,0004
11.400	20,0000	20,0000	20,0001

Fuente: autores.

Figura 4. Gráfica del enfriamiento de Newton para el disco de freno D1, D2 y D3, a temperatura ambiente



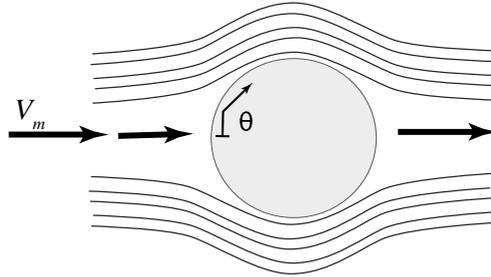
Los discos de freno, luego de haber sido sometidos a unas temperaturas de 82, 107 y 90 °C respectivamente en una frenada, alcanzaran una temperatura ambiente de 20 °C en aproximadamente entre 40 y 60 minutos, siempre y cuando el enfriamiento se dé por convección natural, es decir, el aire en el ambiente deber tener una velocidad igual a cero.

3.2 Tipos de convección que afectan al disco

Los discos de freno están sometidos a dos tipos de movimiento: el primero es el producido por el motor y transmitido por los ejes hasta la rueda, y el segundo es el movimiento de traslación que el vehículo lleva al desplazarse. Estas diferentes condiciones hacen que la transferencia de calor se deba analizar minuciosamente dados los fenómenos descritos a continuación.

En el caso de la convección frontal en los discos, se afecta la periferia del disco de freno. Como se observa en la figura 5, el flujo de aire sobre un cilindro exhibe patrones complejos, y el fluido que se aproxima al cilindro se ramifica y lo rodea, formando una capa límite que lo envuelve. Las partículas de fluido sobre el plano medio chocan contra el cilindro en el punto de estancamiento, y la consecuencia de esto es la elevación de presión en ese punto.

Para $Re \leq 1$, se tiene un flujo deslizante, y el coeficiente de resistencia disminuye al aumentar el número de Reynolds. Para $Re = 10$, se empieza a presentar una separación de la parte posterior del cuerpo hasta $Re = 90$. Para $Re = 1.000$, la región de separación aumenta, y la resistencia al movimiento se debe principalmente a la resistencia por la presión. Para $1.000 < Re < 100.000$, el coeficiente de resistencia permanece más o menos constante. La separación del flujo ocurre alrededor de $\theta = 80^\circ$.

Figura 5. Flujo alrededor del cilindro

-Fuente: (Incropera y DeWitt, 1999)-

Para el desarrollo de este tipo de transferencia de calor se utilizaron los datos del vehículo que está a una velocidad promedio de 80 km/h, una temperatura ambiente de 20 °C y una temperatura superficial de los discos (D1, D2 y D3) de 82, 107 y 90 °C respectivamente, obtenida en el cálculo de la temperatura superficial en el momento del frenado.

3.3 Transferencia de calor por convección frontal

Convección periférica de los discos

En este caso se toman las propiedades del aire a una temperatura promedio entre el ambiente y la superficie de fricción del disco, como se muestra en la figura 6. La temperatura de película se calcula a través de la ecuación 19.

Figura 6. Convección periférica del disco de freno

Fuente: autores.

$$T_f = \frac{(T_s + T_\infty)}{2} \quad (19)$$

Donde:

T_f = Temperatura periférica (°C).

T_s = Temperatura de la superficie del disco (°C).

T_∞ = Temperatura del aire (°C).

Teniendo en cuenta las temperaturas de la superficie de los discos y la del ambiente como 20 °C para los tres discos, se tiene con la ecuación 19 la tabla 17.

Tabla 17. Temperatura periférica en los discos

Disco	D1	D2	D3
$T_f(^{\circ}\text{C})$	51	63,50	55

Fuente: autores.

Teniendo en cuenta las temperaturas periféricas de cada disco, se encontraron las propiedades del aire en la tabla A-15 de (Çengel, 2004), presente en el anexo B.

Tabla 18. Propiedades del aire para diferentes temperaturas

Disco	D1	D2	D3
Numero de Prandtl Pr	0,7225	0,7193	0,7215
Viscosidad cinemática ν (m^2/s)	$1,8078 \times 10^{-5}$	$1,9306 \times 10^{-5}$	$1,8470 \times 10^{-5}$
Conductividad térmica k ($\text{W}/\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}$)	0,02742	0,02833	0,02771

Fuente: autores.

Para calcular el número de Reynolds se aplica la ecuación 20, con el diámetro externo de los discos y con velocidad promedio de 80 km/h (22,22 m/s) como la velocidad media del aire para los tres casos.

$$Re = \frac{V_m * D}{\nu} \quad (20)$$

Donde:

Re = Número de Reynolds (adimensional).

V_m = Velocidad media del aire (m/s).

D = Diámetro del disco de freno (m).

ν = Viscosidad cinemática del aire (m^2/s).

Basados en la ecuación 20, se obtiene la tabla 19.

Tabla 19. Número de Reynolds para convección periférica

Disco	D1	D2	D3
Re	290.343,86	294.669,18	361.065,63

Fuente: autores.

Para calcular el calor transferido al medio ambiente debido a la convección que experimentan los frenos, es necesario tener el parámetro adimensional número

de Nusselt. En este sentido, (Çengel, 2004) recomienda que para números de Reynolds entre 40.000 y 400.000 se utilice la ecuación 21 para obtener el número de Nusselt.

$$Nu = 0,027 * Re^{0,805} * Pr^{1/3} \quad (21)$$

Donde:

Nu = Número de Nusselt.

Re = Número de Reynolds.

Pr = Número de Prandtl.

Entonces, para cada caso se tiene la tabla 20.

Tabla 20. Número de Nusselt para convección periférica

Disco	D1	D2	D3
Nu	605,27	611,61	721,05

Fuente: autores.

Con el valor del número de Nusselt para cada tipo de freno, se puede encontrar el coeficiente de convección aplicando la siguiente ecuación 22:

$$h = \frac{k}{D} * Nu \quad (22)$$

Donde:

h = Coeficiente de convección.

k = Conductividad térmica.

D = Diámetro del disco (mm^2).

Entonces, para cada freno se tiene la tabla 21.

Tabla 21. Coeficiente de convección periférica

Disco	D1	D2	D3
$h \text{ (W/m}^2 * \text{°C)}$	70,26	67,68	66,57

Fuente: autores.

Por otra parte, para calcular el calor transferido por convección periférica (el área superficial de la periferia del disco), se utiliza la ecuación 23, teniendo en cuenta los espesores de los discos y el diámetro exterior para cada uno de ellos, como se muestra en la figuras 7, 8 y 9.

$$A_s = \pi * D * e \quad (23)$$

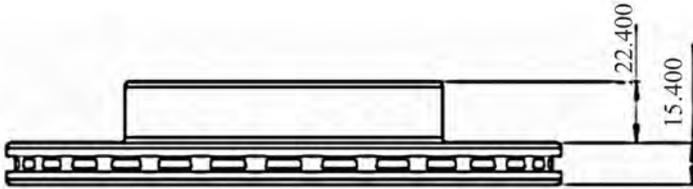
Donde:

A_s = Área superficial del disco (mm^2).

D = Diámetro (mm).

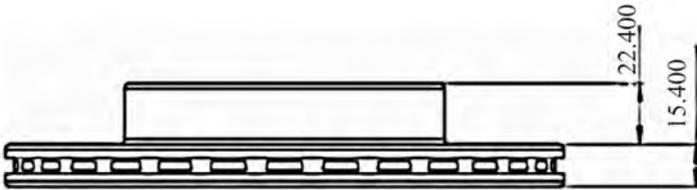
e = Espesor (mm).

Figura 7. Espesor del disco de freno 1 (mm)



Fuente: autores.

Figura 8. Espesor del disco de freno 2 (mm)



Fuente: autores.

Figura 9. Espesor del disco de freno 3 (mm)



Fuente: autores.

Teniendo en cuenta lo anterior, los cálculos de las áreas se presentan en la tabla 22.

Tabla 22. Área superficial de la periferia de los discos

Disco	D1	D2	D3
$A_s (m^2)$	0,0114	0,0140	0,0141

Fuente: autores.

Con todos los valores encontrados es posible determinar la velocidad de pérdida de calor de la periferia de los discos de freno hacia el ambiente con la siguiente ecuación 24:

$$\dot{Q} = h * A_s * (T_s - T_{\infty}) \quad (24)$$

Entonces, para cada freno se tiene la tabla 23.

Tabla 23. Velocidad de pérdida de calor de la periferia de los discos

Disco	D1	D2	D3
\dot{Q}_p (W)	49,75	82,43	79,92

Fuente: autores.

Convección en la campana

Para este caso, los valores correspondientes a los diámetros y a los espesores se deben tomar según las características de las campanas en cada tipo de disco, como se muestra en la figura 10.

Figura 10. Convección en la campana del disco de freno



Fuente: autores.

Así como se determinó la transferencia de calor en la periferia de los discos, para el cálculo del número de Reynolds (Re), el número de Nusselt (Nu), el coeficiente de convección (h), el área superficial (A_s) y la velocidad de pérdida de calor por convección de la campana (Q_p), se utilizaron los resultados obtenidos de las ecuaciones 20, 21, 22, 23 y 24, condensados en la tabla 24.

Tabla 24. Parámetros para la transferencia de calor en la campana

Disco	D1	D2	D3
Re	166.193,24	141.118,91	216.687,50
Nu	386,28	338,12	478,03
$h(Wm^2*^{\circ}C)$	78,34	78,13	73,54
$A_s(m^2)$	0,009514	0,006085	0,01601
(W)	46,21	41,36	82,42

Fuente: autores.

Finalmente, para determinar la transferencia de calor total frontal en los discos, se utiliza la siguiente ecuación 25:

$$\dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{Periferia} + \dot{Q}_{campana} \quad (25)$$

Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 25.

Tabla 25. Transferencia de calor frontal total en cada disco

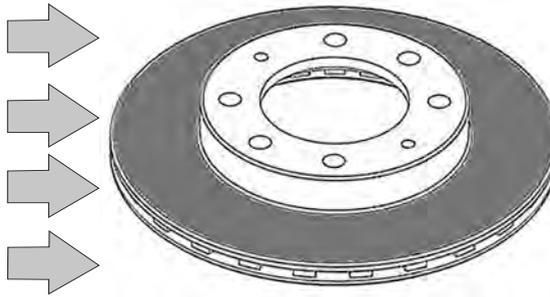
Disco	D1	D2	D3
(W)	49,75	82,43	79,92

Fuente: autores.

3.4 Transferencia de calor por convección lateral

La traslación del vehículo con cierta velocidad hace que el aire fluya sobre los discos de manera frontal en dirección de avance del automóvil, con lo que se produce un flujo de aire en las paredes planas del disco. Esto lleva a analizar el flujo de aire paralelo en placas planas, como se puede observar en la figura 11.

Figura 11. Convección en la campana del disco de freno



Fuente: autores.

Flujo paralelo en placas planas

Si se supone una placa plana sobre la que fluye una corriente fluida, lo primero que sucede es que la velocidad del fluido disminuye a medida que se aproxima hacia la superficie de la placa, como consecuencia de las fuerzas de viscosidad. La transmisión de flujo laminar hacia uno turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de su aspereza, de la velocidad de corriente arriba de la temperatura superficial, del tipo de fluido y del número de Reynolds, el cual varía para una placa plana a lo largo del flujo hasta que llega al final de la placa. Para el flujo de una capa suele considerarse que la transmisión de flujo laminar a turbulento ocurre en el número crítico de Reynolds .

Para realizar este cálculo se puede suponer que el disco es una placa plana cuadrada de longitud 0,2362 m, la temperatura del medio ambiente es de 20 °C y una temperatura superficial de los discos ($D1$, $D2$ y $D3$) de 82, 107 y 90 °C respectivamente, con una velocidad del aire de 22,22 m/s y a una (1) atmósfera de presión.

Para este tipo de convección el número de Reynolds está dado por la siguiente ecuación 26:

$$Re_L = \frac{V_m \cdot L}{\nu_D} \quad (26)$$

Donde:

Re_L = Número de Reynolds (adimensional).

V_m = Velocidad media del aire (m/s).

L = Diámetro del disco de freno (m).

ν_D = Viscosidad cinemática de Denver (m^2/s).

Las propiedades del aire se toman en consideración a la temperatura de la película, como en el caso anterior. Para viscosidad de Denver, se toma la viscosidad cinemática del aire y la presión de este como $P = 1$ atm, utilizando la siguiente ecuación 27:

$$\nu_D = \frac{\nu}{P} \quad (27)$$

Donde:

ν_D = Viscosidad cinemática de Denver (m^2/s).

ν = Viscosidad cinemática del aire (m^2/s).

P = Presión atmosférica (atmósferas).

Al realizar los cálculos que se muestran en la tabla 26, para los tres casos se tiene un Reynolds menor al valor crítico. Por lo tanto, para determinar el número de Nusselt se utiliza la ecuación 28, según la recomendación de Çengel, (2004). Para el coeficiente de convección para placas planas, se utiliza el diámetro mayor del disco como la longitud y se aplica la ecuación 29. Finalmente, para encontrar la transferencia de calor por convección lateral del disco se utiliza la ecuación 25.

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,664 * Re_L^{0,5} * Pr^{1/3} \quad (28)$$

$$h = \frac{k}{L} * Nu \quad (29)$$

Teniendo en cuenta lo anterior, y la aplicación de las ecuaciones 28 y 29, se obtiene la tabla 26 según la ecuación 25.

Tabla 26. Parámetros para la transferencia de calor por convección lateral

Disco	D1	D2	D3
(m^2/s)	$1,8078*10^{-5}$	$1,9306*10^{-5}$	$1,8479*10^{-5}$
Re_L	290.343,86	294669,18	361065,63
Nu	321,04	322,95	357,85
$h(Wm^2*^{\circ}C)$	37,27	35,61	33,04
$A_s(m^2)$	0,009514	0,006085	0,01601
$\dot{Q}(W)$	136,10	245,69	209,32

Fuente: autores.

3.5 Transferencia de calor por convección debido al efecto rotatorio

Velocidad angular del disco

Para este caso debemos utilizar las geometrías de los discos estudiados, como se puede observar en la figura 12. En este sentido, para encontrar el radio interior de las llantas se usa la ecuación 30, y para el perímetro de las llantas, la ecuación 31:

$$r = \frac{1}{2} = [R + (2 * RNA * b_n)] \quad (30)$$

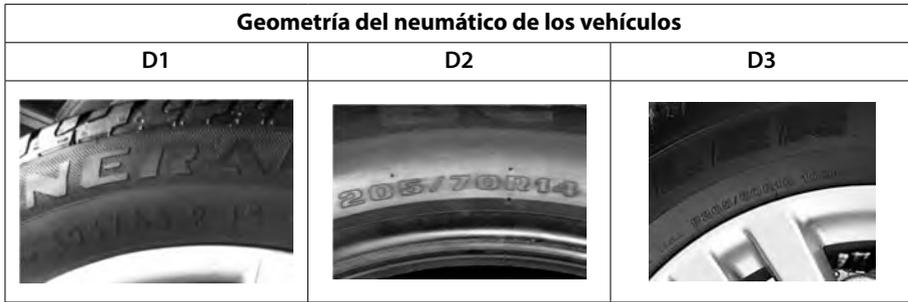
$$P = \pi * \emptyset \quad (31)$$

Donde:

R = Radio de la llanta (mm).

RNA = Relación nominal de aspecto.

b_n = Ancho del neumático (mm).

Figura 12. Geometría de los neumáticos de los vehículos

Fuente: autores.

La tabla 27 condensa la información referente a las tres geometrías de las llantas para cada freno de disco.

Tabla 27. Características de las llantas según cada vehículo

Disco	D1	D2	D3
Designación de la rueda del vehículo	195/55 R15	205/70 R14	265/60 R18
Relación nominal de aspecto	55=0,55	70=0,70	60=0,60
Radio de la llanta	15 Pulg. 381 mm	14 Pulg. 355,60 mm	18 Pulg. 457,29 mm
Ancho del neumático	195	205	265

Fuente: autores.

Teniendo en cuenta las ecuaciones 30 y 31, se presenta la tabla 28.

Tabla 28. Características geométricas de los discos

Disco	D1	D2	D3
r (mm)	297,75	321,30	384,60
r (m)	0,2977	0,3213	0,3846
ϕm	0,5954	0,6426	0,7632
$P(m)$	1,8705	2,0188	2,3976

Fuente: autores.

Para conocer el valor de la velocidad angular en cada tipo de freno, se calculan las revoluciones por segundo y las revoluciones por minuto de las ruedas, sabiendo que la velocidad de los vehículos es 80 km/h (22,22 m/s), haciendo uso de las siguientes ecuaciones 32 y 33:

$$RPS = \frac{L}{P} \quad (32)$$

$$\omega = \frac{2\pi}{60} * RPM \quad (33)$$

Donde:

L = Distancia recorrida por las ruedas (m).

P = Perímetro del neumático (m).

ω = Velocidad angular (rad/s).

Teniendo en cuenta las ecuaciones 32 y 33, se presenta la tabla 29.

Tabla 29. Velocidad angular en cada tipo de discos

Disco	D1	D2	D3
RPS	11,88	11,01	9,26
RPM	712,81	660,45	556,11
ω	74,64	69,16	58,23

Fuente: autores.

Para determinar la transferencia de calor por efecto giratorio, en este caso se calcula en primer lugar el número de Reynolds; las propiedades del aire siguen siendo las mismas consideradas anteriormente y se utiliza la siguiente ecuación 34:

$$Re_g = \frac{D^2 * \omega}{\nu} \quad (34)$$

Donde:

Re_g = Número de Reynolds (adimensional).

D = Diámetro del disco (m).

ω = Velocidad angular del disco (rad/s).

ν = Viscosidad cinemática del aire (m^2/s).

El número de Reynolds calculado es menor al número crítico de Reynolds en los tres casos; por lo tanto, el flujo sigue siendo laminar, y el número de Nusselt promedio se determina a partir de la ecuación 35. Por medio de la ecuación 36 se obtiene el coeficiente de transferencia de calor por convección, tomando L como el diámetro mayor de los discos, y con la ecuación 37 se calcula la razón de transferencia de calor.

$$Nu = \frac{hL}{k} = 0,664 * Re_g^{0,5} * Pr^{\frac{1}{3}} \quad (35)$$

$$h = \frac{k}{L} * Nu \quad (36)$$

$$\dot{Q} = h * A_s * (T_s - T_{\infty}) \quad (37)$$

Teniendo en cuenta las ecuaciones 35, 36 y 37, se presenta la tabla 30.

Tabla 30. Parámetros para la transferencia de calor por convección debido al efecto rotatorio

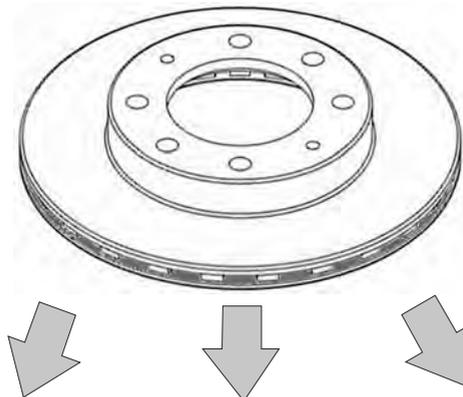
Disco	D1	D2	D3
<i>Reg</i>	230.365,63	234.780,53	283.958,67
<i>Nu</i>	285,97	288,27	317,35
<i>h</i> (Wm ² *°C)	33,19	31,90	29,30
\dot{Q} (W)	121,23	220,09	185,63

Fuente: autores.

3.6 Transferencia de calor por convección en el interior de los ductos

El flujo de líquidos o gases por tubos o ductos es de uso común en aplicaciones de calefacción o enfriamiento, y los discos de frenos no son la excepción, como se muestran en la figura 13. Aquí se analiza la disipación de calor del disco de frenos ventilados.

Figura 13. Conductos de ventilación del disco de freno



Fuente: autores.

Los tubos no circulares se suelen usar para sistemas de ventilación o enfriamiento, y al analizar el disco de freno como el que se muestra en la figura 13 se tiene un sistema de ventilación entre las dos secciones del disco, lo que forma un sistema de enfriamiento por tubos no circulares.

El primer paso para realizar este cálculo es determinar las velocidades de entrada y de salida del aire en los ductos del disco. Este procedimiento se realiza solo para un ducto, puesto que la geometría de este es igual en toda su área. Para el cálculo de velocidades se determina en primer lugar el caudal y se aplica la teoría de ventiladores radiales de (Mataix, 1986), utilizando la siguiente ecuación 38:

$$Q = \pi * b_1 * D_1 * C_{1m} \quad (38)$$

Donde:

Q = Caudal de aire en el interior (m^3/s).

b_1 = Ancho del rodete a la entrada (m).

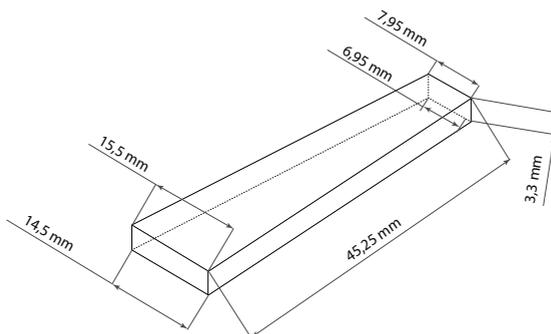
D_1 = Diámetro de ingreso (m).

C_{1m} = Velocidad absoluta del fluido a la entrada del ducto (m).

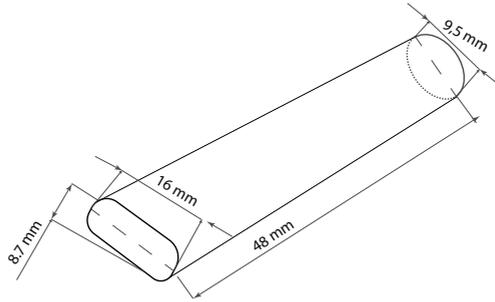
Velocidad de entrada

Según (Mataix, 1986), con el cálculo de las velocidades de entrada y salida en los álabes se determina el coeficiente de convección de los canales. Asimismo, se toman la velocidad angular obtenida de los cálculos anteriores con una velocidad promedio de 80 km/h y el diámetro interior del disco. En las figuras 14, 15 y 16 se muestran las dimensiones medias de los ductos de ventilación de los discos.

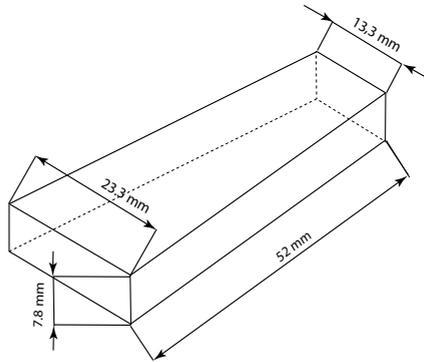
Figura 14. Dimensiones del ducto de ventilación del disco de freno 1



Fuente: autores.

Figura 15. Dimensiones del ducto de ventilación del disco de freno 2

Fuente: autores.

Figura 16. Dimensiones del ducto de ventilación del disco de freno 3

Fuente: autores.

Teniendo en cuenta lo anterior, el disco experimenta entrada radial de aire. Esto significa que la velocidad absoluta del fluido corresponde al mismo valor que la componente meridional de la velocidad absoluta del aire de entrada (con). Por lo tanto, se utiliza la siguiente ecuación 39:

$$C_1 = C_{1m} \quad (39)$$

Entonces la velocidad absoluta del ducto es calculada utilizando la ecuación 40:

$$u_1 = \frac{\pi * D_1 * n}{60} \quad (40)$$

Donde:

u_1 = Velocidad absoluta a la entrada del ducto (m/s).

D_1 = Diámetro de entrada (m).

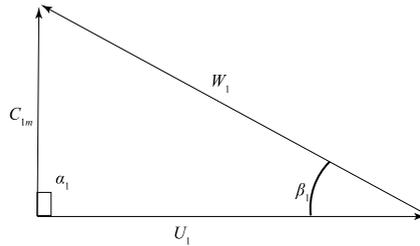
n = Revoluciones por minuto (RPM).

La figura 17 se utilizó para calcular los valores del ángulo del triángulo de velocidades. Se aplican identidades trigonométricas según la ecuación 41, y la velocidad relativa del fluido con respecto al ducto se calcula con la expresión 42.

$$\tan\beta_1 = \frac{C_1}{u_1} \quad (41)$$

$$w_1 = \sqrt{C_1^2 + u_1^2} \quad (42)$$

Figura 17. Triángulo de velocidades a la entrada del aire



Fuente: autores.

En la tabla 31 se recopilan las dimensiones que se muestran en las figuras 15,16 y 17 y se consignan los resultados que arrojan las ecuaciones 40, 41 y 42.

Tabla 31. Dimensiones y velocidades a la entrada del ducto

Disco	D1	D2	D3
Diámetro a la entrada del flujo D_1 (m)	0,1352	0,1226	0,1801
Ancho del rodete a la entrada b_1 (m)	0,00745	0,0095	0,0133
Velocidad absoluta u_1 (m/s)	5,0460	4,2397	5,2441
Ángulo de salida del fluido β_1 (Grados)	45°	45°	45°
Velocidad relativa del fluido W_1 (m/s)	7,13	5,99	7,41

Fuente: autores.

Entonces, al reemplazar en la ecuación 38 para calcular el caudal se tiene la tabla 32.

Tabla 32. Caudal del fluido por los ductos de los discos

Disco	D1	D2	D3
Q (m^3/s)	0,01596	0,01551	0,03946

Fuente: autores.

De acuerdo a la ecuación de continuidad, el caudal a lo largo del ducto es el mismo, y solo varía la velocidad. Entonces, como b es el ancho del rodete a la salida del flujo ($b_2 = 0,015$ m) y el diámetro externo es $D_2 = 0,2632$, se utiliza la siguiente ecuación 43:

$$Q = \pi * b * D_2 * C_{2m} \quad (43)$$

Donde:

Q = Caudal de aire en el interior del ducto (m^3/s).

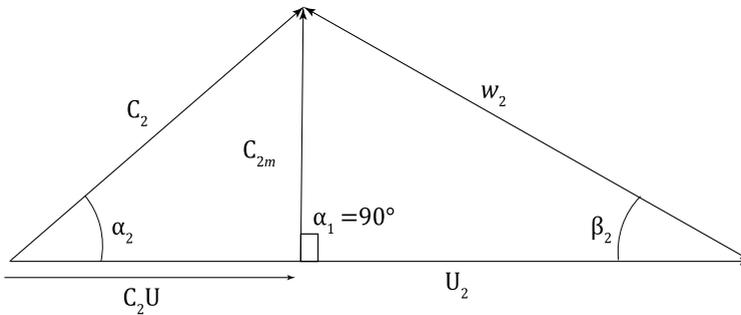
b = Ancho del rodete a la salida del flujo (m).

D_2 = Diámetro de salida (m).

C_{2m} = Velocidad absoluta del fluido a la salida del ducto (m).

La figura 18 se utilizó para determinar la transferencia de calor. Es preciso conocer el número de Reynolds y, a su vez, calcular la velocidad del fluido a la salida del ducto.

Figura 18. Triángulo de velocidades a la salida del aire



Fuente: autores.

Por otra parte, teniendo en cuenta las relaciones matemáticas se procede a establecer una ecuación para determinar cada variable, como se presenta a continuación.

La velocidad absoluta a la salida del ducto se calcula utilizando la siguiente ecuación 44:

$$u_2 = \frac{\pi * D_2 * n}{60} \quad (44)$$

Donde:

u_2 = Velocidad absoluta a la salida del ducto (m/s).

D_2 = Diámetro de salida (m).

n = Revoluciones por minuto (RPM).

El ángulo de salida del triángulo de velocidades se calcula utilizando la siguiente ecuación 45:

$$\tan\beta_2 = \frac{C_{2m}}{u_2} \quad (45)$$

La velocidad relativa del fluido con respecto al ducto se calcula utilizando la siguiente ecuación 46:

$$w_2 = \sqrt{C_{2m}^2 + u_2^2} \quad (46)$$

La componente periférica de la velocidad absoluta a la salida se calcula utilizando la siguiente ecuación 47:

$$C_{2u} = u_2 - \frac{C_{2m}}{\tan\beta_2} \quad (47)$$

La velocidad absoluta del fluido a la salida se calcula utilizando la siguiente ecuación 48:

$$C_2 = \sqrt{C_{2u}^2 + C_{2m}^2} \quad (48)$$

El ángulo α del triángulo de velocidades se calcula utilizando la siguiente ecuación 49:

$$\tan\alpha_2 = \frac{C_{2m}}{C_{2u}} \quad (49)$$

Finalmente, los valores de las ecuaciones anteriores son recopilados en la tabla 33.

Tabla 33. Velocidades y parámetros geométricos del fluido a la salida del ducto para los tres discos

Disco	D1	D2	D3
Velocidad absoluta del fluido a la salida C_{2m} (m/s)	1,43	1,20	1,79
Velocidad absoluta del ducto u_2 (m/s)	8,81	8,85	8,73
Ángulo de salida del fluido β_2	9,23°	7,75°	11,61°
Velocidad relativa del fluido W_2 (m/s)	8,93	8,93	8,92
Componente periférica u_{2u} (m/s)	6,55	8,83	7,65
Velocidad absoluta a la salida C_2	6,70	8,92	7,85
Ángulo relativo de salida del fluido α_2	12,34°	7,76°	13,21°

Fuente: autores.

Con las velocidades calculadas en la entrada y en la salida en los ductos del disco y resumidas en las tablas 31 y 33, se procede a calcular la transferencia de calor por convección. En primer lugar, se determina la velocidad media del fluido y el diámetro hidráulico, para así poder obtener el número de Reynolds utilizando la siguiente ecuación 50:

$$V_m = \frac{C_1 m + C_2 m}{2} \quad (50)$$

Entonces, al reemplazar en la ecuación 50 se tiene la tabla 34.

Tabla 34. Velocidad media del fluido

Disco	D1	D2	D3
$V_m(m/s)$	3,24	2,72	3,52

Fuente: autores.

Teniendo en cuenta lo anterior, el diámetro hidráulico promedio se calcula utilizando la siguiente ecuación 51:

$$D_h = \frac{D_{hE} + D_{hS}}{2} \quad (51)$$

Donde:

D_h = Diámetro hidráulico (m).

D_{hE} = Diámetro hidráulico a la entrada (m).

D_{hS} = Diámetro hidráulico a la salida (m).

Para calcular el diámetro hidráulico de entrada para un ducto rectangular, se utiliza la siguiente ecuación 52:

$$D_h = \frac{4 * A_c}{p} \quad (52)$$

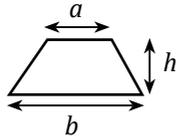
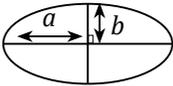
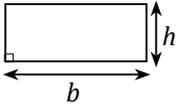
Donde:

A_c = Área de la sección transversal (m^2).

P = Perímetro transversal (m).

Los cálculos geométricos realizados para cada uno de los discos en estudio se presentan en la tabla 35.

Tabla 35. Geometrías y áreas de la sección transversal de los ductos

Disco	D1	D2	D3
Sección transversal	Trapezio	Elipse	Rectángulo
Geometría del canal			
Área m^2	$\frac{(b+a) * h}{2}$	$\pi * a * b$	$a * h$
Perímetro m^2	$a + b + 2h$	$2\pi \sqrt{\frac{a^2 + b^2}{2}}$	$2(a + h)$
Valores a la entrada	$a = 0,00695$ $b = 0,00795$ $h = 0,00344$	$a = 0,00475$ $b = 0,00425$	$a = 0,0133$ $h = 0,0078$
Valores a la salida	$a = 0,01450$ $b = 0,01550$ $h = 0,00344$	$a = 0,00800$ $b = 0,00425$	$a = 0,0233$ $h = 0,0078$
$D_{hE}(m)$	0,004500	0,008958	0,009833
$D_{hS}(m)$	0,005600	0,010600	0,011680
$D_h(m)$	0,005050	0,009779	0,010750

Fuente: autores.

Las propiedades del aire se mantienen a 51 °C, y con estos valores encontramos el número de Reynolds utilizando la siguiente ecuación 53:

$$Re = \frac{V_m * D_h}{\nu} \quad (53)$$

Donde:

Re = Número de Reynolds (adimensional).

V_m = Velocidad media del fluido (m/s).

ν = Viscosidad cinemática del aire (m²/s).

D_h = Diámetro hidráulico (m).

Teniendo en cuenta la ecuación 53, se obtiene la tabla 36.

Tabla 36. Número de Reynolds para los ductos de cada tipo de disco

Disco	D1	D2	D3
<i>Re</i>	888,4,97	1.379,01	2.048,84

Fuente: autores.

Como el número de Reynolds es menor que 10.000 para los tres discos (*D1*, *D2* y *D3*), correspondiente a un flujo laminar, el número de Nusselt se toma de la tabla 8.1 del libro de Çengel, (2004), presente en el anexo D, con las dimensiones del ducto a la entrada del flujo. Cabe aclarar que es preciso interpolar el número de Nusselt con los valores de *a/b* de cada disco, y se toma a temperatura constante.

Los resultados se muestran en la tabla 37, junto con los valores del coeficiente de convección calculados con la ecuación 22.

Tabla 37. Parámetros geométricos, número de Reynolds y coeficiente de convección

Disco	D1	D2	D3
<i>a/b</i>	2,7575	1,0919	1,7051
<i>Nu</i>	3,8217	3,6672	3,2690
<i>h (W/m²*°C)</i>	21,22	10,62	8,42

Fuente: autores.

Finalmente, antes de calcular la transferencia de calor, se deben determinar parámetros propios de la geometría de los discos, utilizando la siguiente ecuación 54:

$$A_s = p * d \quad (54)$$

Donde:

P = Perímetro de la sección transversal (*m*).

A_s = Área superficial en el ducto (*m*²).

d = Largo del ducto (*m*).

Teniendo en cuenta la ecuación 54, se obtiene la tabla 38.

Tabla 38. Diámetros y áreas de de los ductos de los discos

Disco	D1	D2	D3
d (m)	0,04525	0,04800	0,05200
A_{SE} (m^2)	0,0009862	0,001358	0,002194
A_{SS} (m^2)	0,0016690	0,001929	0,003234
A_S (m^2)	0,0013270	0,001643	0,002714

Fuente: autores.

Con todos los valores encontrados es posible calcular la velocidad de pérdida de calor por medio de la ecuación 24. Los resultados se resumen en la tabla 39.

Tabla 39. Pérdida de calor total en los ductos de ventilación

Disco	D1	D2	D3
\dot{Q}_{Ducto} (w)	1,7459	1,5186	1,6008
Cantidad de ductos	30	36	24
$\dot{Q}_{TotalDucto}$ (w)	52,37	54,66	38,41

Fuente: autores.

Finalmente, se determinaron las velocidades de calor que los discos emiten al ambiente. Como sabemos, un disco ventilado pierde calor más rápidamente que un disco macizo. Esto se puede apreciar mejor si sumamos todos los valores de pérdidas de calor, basados en los resultados obtenidos en la tabla 39, en donde el disco que más pierde calor es el D2, cuya geometría lo hace más eficiente.

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS NUMÉRICO DE LOS DISCOS DE FRENO POR EL MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS (FEA) Y ANÁLISIS DE LA PRUEBA *FADING*

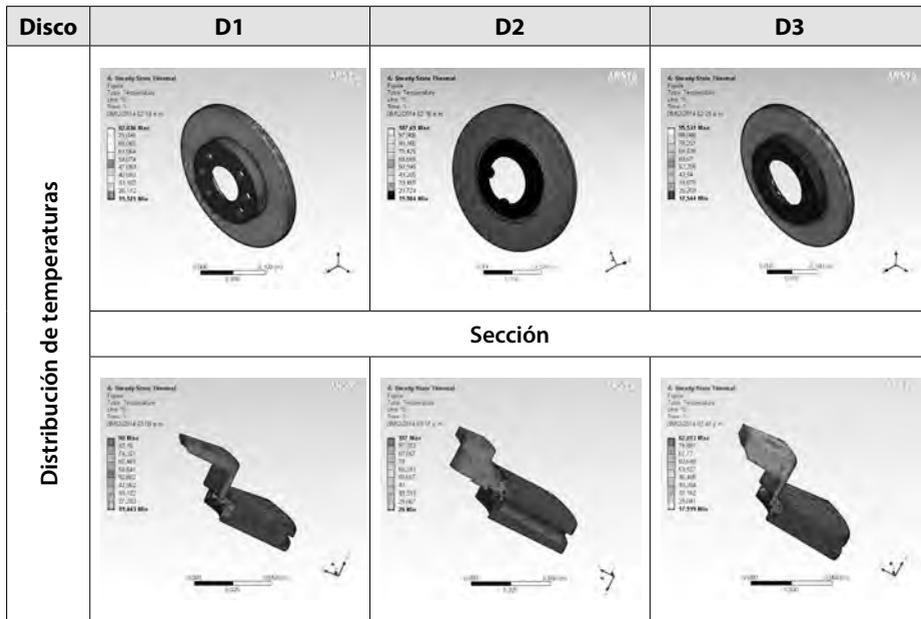
4.1 Análisis numérico de transferencia de calor

En esta sección se muestra el análisis del modelo desarrollado en el software Ansys Inc., importando las geometrías del software SolidWorks. Como resultado se obtiene la distribución de temperaturas, el flujo de calor y dirección. Así, mediante la realización de este análisis térmico a los tres discos se puede observar con una visión más amplia el comportamiento de la distribución de temperatura, el flujo de calor y la dirección del flujo de los discos en toda su geometría, lo que es de gran interés en la investigación.

Teniendo en cuenta las condiciones iniciales de funcionamiento calculadas anteriormente y mediante programas de elementos finitos, se pueden observar las zonas que más sufren estrés térmico durante la frenada. Este comportamiento se puede observar en la tabla 40, en donde se llevó a cabo el análisis numérico a la temperatura alcanzada en los discos ventilados.

En este caso, la distribución de temperatura se hace máxima en el área de contacto con las pastillas de freno. En la tabla 40 se evidencia el comportamiento de la temperatura a través del disco. Las temperaturas máximas alcanzadas fueron calculadas matemáticamente mediante transferencia de calor teniendo en cuenta variables como la masa del vehículo, la velocidad de operación y el tipo de material del disco. Dichos cálculos fueron desarrollados en la sección anterior.

Tabla 40. Distribución de temperatura en los discos

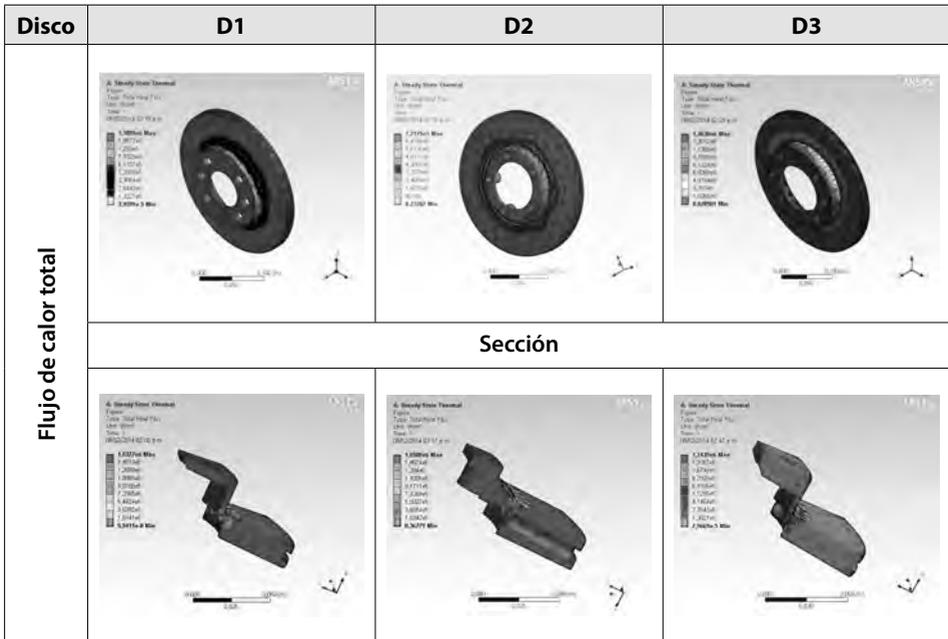


Fuente: autores.

En cuanto al flujo de calor, este es máximo o total en el filtro térmico, esto es, el proceso de mecanizado al cual son sometidos los discos para separar el área de contacto de la pastilla y reducir el calor que pasa hacia la campana, evitando de esta manera el calentamiento de la llanta. Esto se evidencia en la tabla 41.

En resumen, con el análisis térmico que arrojó el software Ansys Inc. se hace evidente que las temperaturas que soportan estos discos son muy elevadas y, como consecuencia, se da un cambio en las propiedades microestructurales del material. Estos cambios hacen que el proceso de corrosión pueda favorecerse y que algunas propiedades se vean afectadas, lo que hace que el factor de servicio de estos discos se vea reducido dependiendo del número de frenadas, el tiempo y el tipo de exposición en los discos.

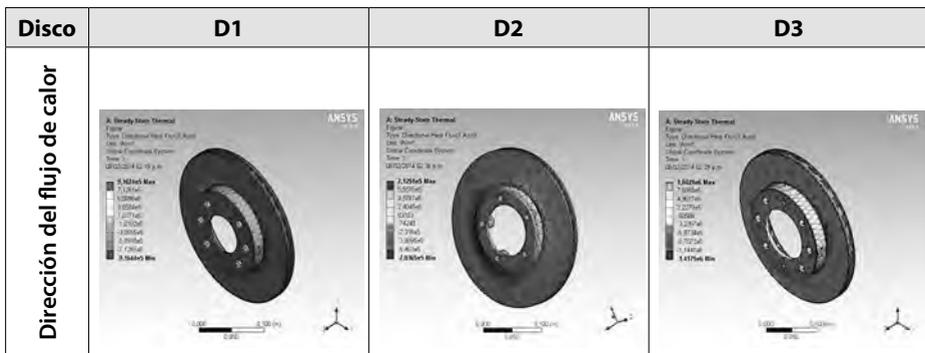
Tabla 41. Flujo de calor total en los discos



Fuente: autores.

Simultáneamente, la dirección del flujo de calor se genera en dirección axial, en el eje X en donde se evacúa la cantidad de calor generado por la fricción más eficientemente en cada uno de los discos.

Tabla 42. Dirección del flujo de calor en los discos



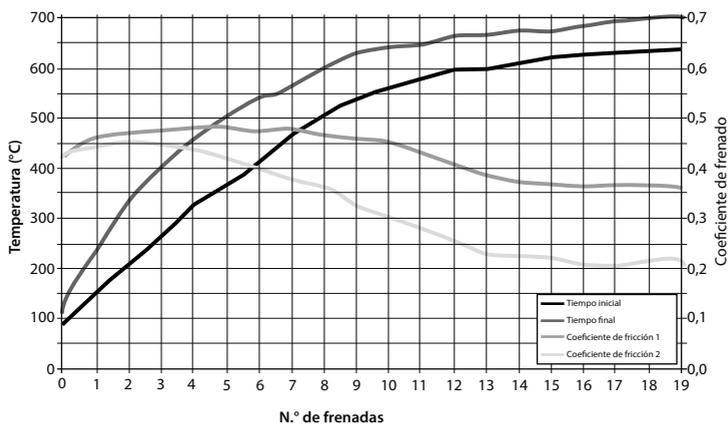
Fuente: autores.

4.2 Análisis de la prueba de fading

El *fading* es la pérdida de eficacia del sistema de frenos cuando las temperaturas de los elementos en fricción son altas. Los materiales de fricción presentan una variación de su coeficiente en función de la temperatura, de manera que el efecto *fading* aparece si el coeficiente de fricción comienza a disminuir drásticamente a temperaturas bajas. En esta prueba, que se desarrolla en un banco dinamométrico por inercia, se compara cómo se comportan dos materiales de fricción. Los equipos de medición indican cada uno de los parámetros de la simulación de frenada.

En la figura 19 se toma como ejemplo una prueba realizada en 20 frenadas de 80 km/h hasta 0 km/h. Además de medir la temperatura inicial y final de frenada, se obtuvo el coeficiente de fricción de los materiales (disco y pastilla), con una deceleración media de 4 m/s^2 . Para obtener esta deceleración se aplica una determinada presión en el circuito de frenos.

Figura 19. Valores de prueba de test de fading



Fuente: Roadhouse. Manual técnico de la pastilla de freno (discos de frenos).

Los valores de coeficiente de fricción por encima de 0,35 son aceptables ya que se puede tener control del vehículo; en cambio, valores de coeficiente por debajo de 0,25 resultan peligrosos. Se puede observar que el coeficiente de fricción del material 2 igual a 0,35 se da cuando la temperatura es de aproximadamente $600 \text{ }^\circ\text{C}$, mientras que para la misma temperatura el material 1 presenta un coeficiente de fricción de 0,46 aproximadamente. Esto indica que el material 1 es más confiable que el material 2.

Una vez se da el *fading*, dejando enfriar el sistema de frenos, este volverá a tener las mismas características anteriores. No obstante, si se vuelve a abusar del sistema de frenos, se producirá otra vez dicho efecto.

ANEXOS

ANEXO 1

Propiedades térmicas de metales sólidos

Composición	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (k), $k(W/m\cdot k)/C(1/Kg\cdot K)$			
	ρ kg/m ³	C_p 1/kg-k	k W/m-k	$\alpha \times 10^n$ m ² /s	400	600	800	1000
AISI 1010	7832	434	63.9	18.8	58.8 487	48.8 559	39.2 685	31.3 1168
Al carbono-silicio (Mn ≤ 1%, 0.1% < Si ≤ 0.6%)	7817	446	51.9	14.9	49.8 501	44.0 582	37.4 699	29.3 971
Al carbono-manganeso-silicio (1% < Mn ≤ 1.65% 1% < Si ≤ 0.6%)	8131	434	41.0	11.6	42.2 487	39.7 559	35.0 685	27.6 1090
Aceros al cromo (bajo) Cr-Mo-Si(0.18% C, 0.65% Cr:0.23% Mo:0.6%, Si)	7822	444	37.7	10.9	38.2	36.7	33.3	26.9
1Cr-Mo (0.16% C, 1% Cr, 0.54% Mo, 0.39% Si)	7858	442	42.3	12.2	42.2	39.1	34.3	28.2
1Cr-V (0.2% C, 1.02% Cr, 0.15% V)	7836	443	48.9	14.1	46.8	42.8	36.3	28.2
					492	575	688	969
					492	575	688	969

ANEXO 2

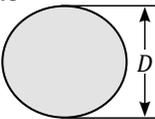
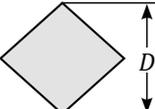
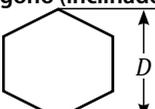
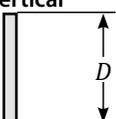
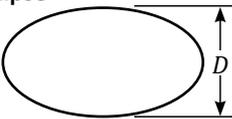
Propiedades del aire a la presión de 1 atmósfera

Temperatura $T, ^\circ\text{C}$	Densidad $\rho, \text{kg/m}^3$	Calor específico $C_p, \text{J/kg} \cdot \text{K}$	Conductividad térmica $k_1, \text{W/m} \cdot \text{K}$	Difusividad térmica $\alpha, \text{m}^2/\text{s}^2$	Viscosidad dinámica $\mu, \text{Jg/m} \cdot \text{s}$	Viscosidad cinemática $\nu, \text{m}^2/\text{s}^2$	Número de Prandi, 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	8.035×10^{-6}	1.189×10^{-6}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1252×10^{-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	1006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1007	0.02~14	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.018×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.71 11
120	0.8977	1011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1016	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}	5.476×10^{-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}	0.6985
600	0.4042	1 115	0.06093	13.52×10^{-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}	0.7205
1000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

ANEXO 3

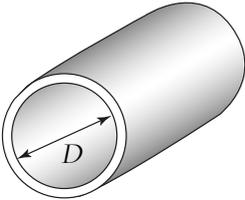
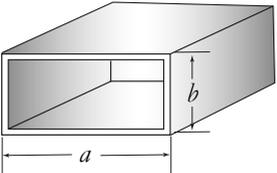
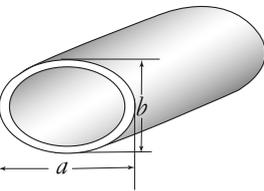
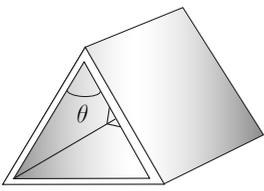
Número de Nusselt promedio para convección

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
Círculo 	Gas o líquido	0.4 - 4 4 - 40 40 - 4 000 4 000 - 40 000 40 000 - 400 000	$Nu = 0.989Re^{0.330} Pr^{-1/3}$ $Nu = 0.911Re^{0.385} Pr^{-1/3}$ $Nu = 0.683Re^{0.466} Pr^{-1/3}$ $Nu = 0.193Re^{0.618} Pr^{-1/3}$ $Nu = 0.027Re^{0.805} Pr^{-1/3}$
Cuadrado 	Gas	5 000 - 100 000	$Nu = 0.102Re^{0.675} Pr^{-1/3}$
Cuadrado (inclinado 45°) 	Gas	5 000 - 100 000	$Nu = 0.246Re^{0.638} Pr^{-1/3}$
Hexágono 	Gas	5 000 - 100 000	$Nu = 0.153 Re^{0.638} Pr^{-1/3}$
Hexágono (Inclinado 45°) 	Gas	5 000 - 19 500 19 500 - 100 000	$Nu = 0.160 Re^{0.638} Pr^{-1/3}$ $Nu = 0.0385 Re^{0.782} Pr^{-1/3}$
Placa vertical 	Gas	4 000 - 15 000	$Nu = 0.228Re^{0.731} Pr^{-1/3}$
Elipse 	Gas	2 500 - 15 000	$Nu = 0.248Re^{0.612} Pr^{-1/3}$

ANEXO 4

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

Configuración geométrica del tubo	a/b o θ°	Número de Nusselt		Factor de fricción f
		$T_s = \text{Constante}$	$q_s = \text{Constante}$	
Círculo 	—	3.66	4.36	$64.00/Re$
Rectángulo 	alb 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 	alb 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° 200°	1.61 2.26 2.47 2.34 2.00	2.45 2.26 2.47 2.34 2.00	$50.80/Re$ $52.28/Re$ $53.32/Re$ $52.60/Re$ $50.96/Re$

BIBLIOGRAFÍA



- Beer, F., Jhonston, E. R. y Clausen, W. (2007). *Mecánica vectorial para ingenieros: Dinámica*. (Octava edición). México D.F.: McGraw-Hill.
- Çengel, Y. (2004). *Transferencia de calor. Un enfoque práctico*. (Tercera edición). Bogotá: McGraw-Hill.
- Criado, E. (2012). *Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo fórmula student*. Leganés, España: Universidad Carlos III de Madrid.
- Faires, V. M. (1970). *Diseño de elementos de máquinas*. Barcelona: Montaner y Simón S.A.
- García-León, R. A. (2014). *Evaluación del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir del análisis de la aceleración del proceso de corrosión*. Ocaña: Universidad Francisco de Paula Santander. Recuperado de: <http://repositorio.ufpso.edu.co:8080/dspaceufpso/bitstream/123456789/251/1/25724.pdf>.
- García-León, R. A. (2017). *Thermal Study in Three Vented Brake Discs, Using the Finite Element Analysis*. DYNA (Colombia), (200)84: 19-27. <https://doi.org/http://dx.doi.org/10.15446/dyna.v84n200.55663>.
- García-León, R. A., Acosta, M. A. y Flórez, E. (2015). *Análisis del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir de la aceleración del proceso de corrosión*. Tecnura, 45(19): 53-63. <https://doi.org/10.14483/udistrital.jour.tecnura.2015.3.a04>.
- García-León, R. A. y Flórez-Solano, E. (2016). *Estudio analítico de la transferencia de calor por convección que afectan los frenos de disco ventilados*. Tecnura, 20: 15-30. <https://doi.org/10.14483/udistrital.jour.tecnura.2016.SE1.a01>.
- García-León, R. A. y Flórez-Solano, E. (2017). *Dynamic Analysis of Three Autoventilated Disc Brakes*. *Ingeniería e Investigación*, (3)37: 102-114. <https://doi.org/10.15446/ing.investig.v37n3.63381>.
- García-León, R. A. y Pérez-Rojas, E. (2017). *Analysis of the Amount of Heat Flow Between Cooling Channels in Three Vented Brake Discs*. *Ingeniería y Universidad*, (1)21. <https://doi.org/10.11144/Javeriana.iyu21-1.aahf>.
- Incropera, F. y DeWitt, D. (1999). *Fundamentos de transferencia de calor*. (Cuarta edición). México D.F.: Pearson Educación.
- Izquierdo, F. (2011). *Teoría de los vehículos automóviles*. (Segunda edición). Madrid, España: Universidad Politécnica de Madrid.

- Mataix, M. (1986). *Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas*. (Segunda edición). Madrid: Alfaomega S.A.
- Mott, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México D.F.: Pearson Educación.
- Puhn, F. (2000). *Brake HandBook*. USA: HP Books.
- Riley, W. y Sturges, L. (1996). *Ingeniería mecánica dinámica*. México: Reverte S.A.
- Smith, W. (1998). *Fundamentos de la ciencia e ingeniería de los materiales*. (Tercera edición). Madrid: McGraw-Hill.

Este libro fue compuesto en caracteres Minion
a 11 puntos, impreso sobre papel Bond de 75
gramos y encuadernado con el método hot melt,
en febrero de 2019, en Bogotá, Colombia.

ANÁLISIS TERMODINÁMICO EN FRENOS DE DISCO

Los frenos son elementos fundamentales de seguridad en cualquier vehículo, sea de movimiento rotativo o lineal, estudiar el comportamiento de los frenos de disco autoventilados es de gran importancia porque intervienen en conjunto a la comprensión de las leyes de transferencia de calor y conservación de masa, también en la influencia de las características de la geometría y el tipo de material. Por eso, se hace necesario un estudio que proponga un método para este tipo de análisis.

Este libro consta de cuatro capítulos en los que se aborda de forma breve y con un lenguaje sencillo, dos importantes temas de la transferencia de calor y del flujo de fluidos en turbomáquinas, a partir de sus fundamentos fisicomatemáticos. Además, brinda las herramientas, procedimientos y análisis de los cálculos necesarios para evaluar el comportamiento de cualquier tipo de freno de disco.

Dirigida a estudiantes, profesionales e investigadores de Ingeniería mecánica, aeronáutica, materiales y térmicas, o interesados en el campo de la transferencia de calor y conservación de la masa.

Incluye

- ▶ Metodología para realizar los cálculos necesarios en lo que respecta a la evaluación del comportamiento térmico en los frenos de disco autoventilados.
- ▶ Análisis de un caso práctico de estudio para tres diferentes tipos de frenos autoventilados.
- ▶ Fuentes bibliográficas de revistas y libros de alto impacto a nivel nacional.
- ▶ Guía para el análisis y evaluación de diferentes geometrías con las que están fabricados los frenos de disco vehiculares.

Ricardo Andrés García León

Ingeniero Mecánico de la U. Francisco de Paula Santander Ocaña, Magíster en Ingeniería Industrial de la U. de Pamplona, estudiante de doctorado en Ciencias de la Ingeniería Mecánica del Instituto Politécnico Nacional (México). Docente, investigador y coordinador de la línea de investigación Materiales y Procesos Industriales en el grupo INGAP (Colombia). Sus áreas de interés son el desarrollo de sistemas mecánicos, procesos industriales y materiales de ingeniería.

Eder Norberto Flórez Solano

Ingeniero Mecánico, Magíster en Ingeniería de la U. Nacional Experimental del Tachirá, actualmente cursa estudios de doctorado en Ingeniería en la Universidad Pontificia Bolivariana en Medellín. Es docente tiempo completo vinculado al Departamento de Ingeniería Mecánica de la U. Francisco de Paula Santander Ocaña, categorizado como investigador junior en el grupo INGAP, de la Facultad de Ingenierías de la UFPSO.

Carlos Humberto Acevedo Peñaloza

Ingeniero Mecánico de la U. Francisco de Paula Santander, Magíster en Ingeniería Mecánica de la U. de los Andes, Doctor en Ingeniería Mecánica de la U. Politécnica de Cataluña (España). Docente e investigador del grupo de investigación GIDIMA de la U. Francisco de Paula Santander.



Universidad Francisco
de Paula Santander
Ocaña - Colombia
Vigilada Mineducación



Universidad Francisco
de Paula Santander
Vigilada Mineducación

