



UNIVERSIDAD DEL AZUAY

FACULTAD DE CIENCIA Y TECNOLOGÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

**DISEÑO DE DISCOS DE FRENO VENTILADOS
PARA EQUIPAR EN UN VEHÍCULO CHEVROLET
SWIFT**

**Trabajo de graduación previo a la obtención del título de
INGENIERO EN MECÁNICA AUTOMOTRIZ**

Autores:

**FRANCISCO XAVIER ESPINOSA CARRIÓN
DIEGO GERMÁN VALENCIA ASTUDILLO**

Director:

ING. MAURICIO BARROS BARZALLO

Cuenca – Ecuador

2008

Dedicatoria

A mi esposa María Caridad Vázquez por su amor y apoyo incondicional en todos mis proyectos y decisiones, a mi hija Ana Belén la razón de mi existencia.

A mis padres Anita y Eugenio quienes inculcaron en mi el amor y el respeto, edificadores de mi vida.

A mis hermanos Eduardo y Andrea por compartir mis sueños.

A mis suegros Marlene y Luis por brindar su respaldo permanente y su cariño.

Francisco Xavier Espinosa Carrión.

El esfuerzo de este trabajo va dedicado a mis padres, Germán y Lilia a quienes debo todo, gracias por el aguante y el apoyo incondicional en el difícil camino de la vida.

A mis hermanas, sobrinos, primos, familiares y amigos que siempre han estado ahí cuando los he necesitado, cuenten conmigo para todo.

A ti Pao gracias por el empuje.

Diego Germán Valencia Astudillo.

Agradecimientos

A la Universidad del Azuay, la Facultad de Ciencia y Tecnología, a todos los profesores de quienes he recibido su amistad y conocimientos durante todos estos años, gracias por compartirlos.

Al Ing. Mauricio Barros por su apoyo, amistad y entusiasmo para la realización de esta tesis.

Francisco Xavier Espinosa Carrión.

A Dios todopoderoso y a mi Virgencita Dolorosa por bendecirme, ayudarme y protegerme siempre. No me abandonen nunca.

A la Universidad del Azuay, a la Facultad de Ciencia y Tecnología, a la escuela de Ingeniería Mecánica Automotriz y en ellas a su personal docente y administrativo a todas las personas que de una u otra manera colaboraron con la realización de este trabajo.

Diego Germán Valencia Astudillo.

Resumen

Se plantea diseñar discos de freno ventilados para un vehículo Chevrolet Swift, que presenta dificultades para detenerse cuando los discos y pastillas de freno se encuentran a elevadas temperaturas.

Un análisis del calentamiento de discos y pastillas, del efecto *fading* que se produce y del intercambio de calor por convección, nos da como resultado que aumentando la ventilación se puede evitar el “efecto *fading*” por sobrecalentamiento.

Mediante cálculos de distancia y tiempos de frenado, análisis de fuerzas, térmicos y de fluidos, podemos comparar el beneficio de los discos de freno ventilados vs. los discos equipados de fábrica.

Abstract

This thesis deals about a Ventilated Disk Brakes Design in order to equip a Chevrolet Swift vehicle.

It is known that this vehicle has difficulty of stopping when brake discs and pads reach elevated temperatures due to friction in extended use condition.

Through some calculations relate to: braking distances, braking time, forces analysis, thermo dynamic analysis and fluid physics is its demons treated the benefit of the ventilated disk brakes vs. stock disk brakes.

Índice de Contenidos

Dedicatoria	ii
Agradecimientos	iii
Resumen	iv
Abstract	v
Índice de Contenidos	vi

INTRODUCCIÓN.....	1
--------------------------	----------

CAPÍTULO I: ESTUDIO DE LOS FRENOS DE DISCO

1.1 Sistema de freno de disco.....	3
1.1.1 Componentes y materiales.....	4
1.2 Características de los forros de freno.....	8
1.3 Características de los discos de freno.....	9
1.3.1 Partes que conforman el disco de freno.....	10

CAPÍTULO II: CALENTAMIENTO DE DISCOS Y PASTILLAS

2.1 Efecto <i>fading</i> (descripción, causas, efectos).....	13
2.2 Intercambio de calor (fundamentos Termodinámicos).....	14
2.2.1 Transferencia de calor.....	14
2.2.2 Transferencia de calor por Convección.....	14
2.2.2.1 Capas límite de convección.....	16
2.2.2.2 Flujo laminar y turbulento.....	19
2.3 Distancias y tiempos de frenado.....	21

CAPÍTULO III: DISEÑO DE DISCOS VENTILADOS

3.1	Introducción.....	30
3.2	Análisis de fuerzas.....	31
3.2.1	Centro de gravedad.....	31
3.2.2	Notación.....	34
3.2.3	Movimiento plano del vehículo.....	35
3.2.4	Reparto de fuerzas en el vehículo.....	37
3.2.4.1	Eje delantero.....	39
3.2.4.2	Eje posterior.....	40
3.2.5	Fuerza de fricción total.....	40
3.2.6	Deceleración.....	41
3.2.7	Eficiencia de frenado.....	41
3.2.8	Espacio de parada.....	41
3.2.9	Tiempo de parada.....	41
3.2.10	Fuerza de rozamiento en el disco.....	42
3.2.11	Trabajo absorbido.....	42
3.2.12	Energía absorbida por los discos.....	42
3.2.13	Parámetro de transferencia de calor.....	42
3.2.14	Temperatura generada en la fricción.....	43
3.3	Análisis térmico.....	43
3.3.1	Introducción.....	43
3.3.2	Sistema de capacidad térmica global.....	45
3.3.3	Aplicabilidad del análisis de capacidad global.....	45
3.3.4	Flujo de calor transitorio en un sólido semi-infinito.....	46
3.3.5	Condiciones de contorno colectivas.....	47
3.3.6	Número de Biot.....	48
3.3.7	Número de Fourier.....	48
3.3.8	Número de Nusselt.....	48
3.3.9	Número de Prandtl.....	49
3.3.10	Sistemas multidimensionales.....	49
3.3.11	Transferencia de Calor en sistemas multidimensionales.....	49
3.3.12	Método numérico para el régimen transitorio.....	50
3.3.13	Diferencias hacia delante y hacia atrás.....	51
3.3.14	Coeficiente de convección.....	51

3.3.15	Transferencia de calor pastilla disco.....	52
3.3.15.1	Temperaturas calculadas.....	57
3.4	Cálculos de esfuerzos.....	59
3.4.1	Esfuerzo radial.....	59
3.4.2	Esfuerzo tangencial.....	60
3.4.3	Condición de resistencia.....	62
3.5	Análisis de fluidos.....	64
3.5.1	Integración ecuación de Euler – Ecuación de Bernoulli.....	64
3.5.2	Mecánica de fluidos.....	66

CAPÍTULO IV: COSTOS DE FABRICACIÓN PARA COMERCIALIZACIÓN.

4.1	Costos de producción.....	70
4.2	Factibilidad de comercialización.....	71

CONCLUSIONES.....	74
--------------------------	-----------

BIBLIOGRAFÍA.....	75
--------------------------	-----------

Espinosa Carrión Francisco Xavier
Valencia Astudillo Diego Germán
Trabajo de graduación
Ing. Mauricio Barros Barzallo
enero del 2008

DISEÑO DE DISCOS DE FRENO VENTILADOS PARA EQUIPAR EN UN VEHÍCULO CHEVROLET SWIFT

INTRODUCCIÓN

La finalidad de los frenos en un automóvil es la de conseguir detener o aminorar la marcha del mismo (desaceleración) en las condiciones que determine su conductor, para ello, la energía cinética que desarrolla el vehículo tiene que ser disipada por medio de rozamiento, es decir, transformándola en calor.

Para ello se equipa el vehículo con diversos mecanismos que se encargan de conseguirlo, permitiendo realizarlo en las mejores condiciones de seguridad: tiempo y distancia, conservando la trayectoria del vehículo con una frenada proporcional a la fuerza del conductor sobre el pedal, en diversas condiciones de carga. Se debe tener en cuenta que en una frenada brusca las ruedas se bloquean y desplazan sin girar provocando una pérdida de su adherencia y por lo tanto se producirá un derrape.

Cuando el vehículo esta en movimiento se establece una fuerza de adherencia con respecto a la superficie sobre la que se desplaza. El valor de esta fuerza depende de la carga sobre las ruedas y el coeficiente de rozamiento entre los neumáticos y el suelo. Es por esto que la fuerza de frenada aplicada debe ser menor al límite de adherencia del vehículo con el suelo. Cuando superamos este valor las ruedas se bloquearán.

Debido a la importancia que tiene el sistema de frenos en un vehículo, es necesario tener en cuenta los problemas que producirá el sobrecalentamiento de discos y pastillas al momento de efectuar el frenado.

Este fenómeno (sobrecalentamiento) provocará la disminución de la eficacia del sistema, pudiendo llegar incluso a perder totalmente el efecto reductor de velocidad y de esta manera causar graves accidentes.

Esta es la razón, por la que consideramos buscar una rápida manera de reducir la temperatura de las partes, para poder reducir así el riesgo de los usuarios y peatones.

Lo que se analizará, es la probable utilización de unos discos perforados, para mejorar el enfriamiento por medio del aire que circula a través de estos orificios.

CAPÍTULO I

ESTUDIO DE LOS FRENOS DE DISCO

- 1.1 Sistema de freno de disco.
 - 1.1.1 Componentes y materiales.
- 1.2 Características de los forros de freno.
- 1.3 Características de los discos de freno.
 - 1.3.1 Partes que conforman el disco de freno.

1.1 Sistema de freno de disco.-

La absorción de energía cinética del vehículo para detenerlo se realiza haciendo rozar la superficie de dos piezas, una de ellas gira con la rueda, mientras que el único movimiento de la otra es el de aproximación a la primera, el coeficiente de adherencia entre ellas es muy elevado, dependiendo de la forma de las superficies y de la manera de aplicar la una con la otra, se distinguen dos tipos de freno: de tambor y de disco.

Los discos de freno se montan en la casi totalidad de las ruedas delanteras y en vehículos de altas prestaciones en las ruedas posteriores.

Figura 1.1.1 Disco de freno ventilado. Fuente (www.brembo.com).



El disco de freno es la pieza giratoria del sistema, cuando las pastillas son presionadas contra él, se produce el rozamiento que da lugar al frenado, las pastillas y el mando hidráulico están alojadas en el interior de la mordaza que es la parte fija del sistema.

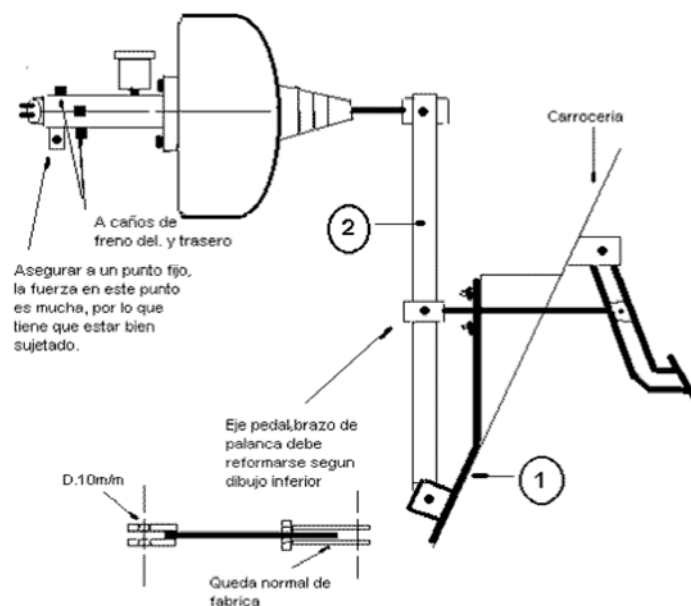
“Al soltar el freno los émbolos se retraen en determinada medida (aproximadamente 0.2 mm) por las juntas del émbolo conformadas. Por tanto no es necesario el reglaje. Su sensibilidad a la temperatura resulta desventajosa al estar sometidos a esfuerzos constantes, en el líquido de frenos se produce formación de burbujas de vapor por recalentamiento en el sistema, con el problema de ocasionar un fallo en el mismo.” (CEAC, Manual del automóvil 1998, p. 67)

1.1.1 Componentes y materiales:

Pedal de freno.- Es una palanca que al pisarla transmite a la bomba el esfuerzo realizado por el conductor.

Servo freno.- Funciona mediante el vacío del múltiple de admisión o de un depresor en vehículos a diesel, que intercalado entre el pedal de freno y la bomba suma su fuerza a la del conductor para tener elevadas presiones en el circuito.

Figura 1.1.2 Sistema Servo freno. Fuente (www.serca.es.com).



Bomba principal de freno.- Produce la presión de líquido necesaria para el funcionamiento de los pistones de la mordaza sobre el disco, esta presión es generada por la fuerza que genera el conductor y el servo freno. La bomba puede ser de pistón simple o pistón doble.

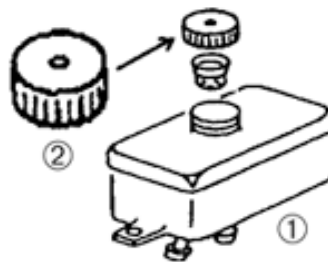
Figura 1.1.3 Bomba de Freno. Fuente (www.serca.es.com).



Depósito de líquido (DOT).- suele ir montado directamente sobre la bomba, con sus dos salidas conectadas a presión en los orificios de la misma mediante casquillos de estanqueidad de goma. Su material es plástico transparente para poder apreciar el nivel de líquido en su interior, posee un sistema eléctrico de aviso de nivel mínimo mediante una luz de aviso en el tablero del vehículo.

El líquido de frenos debe tener las siguientes cualidades: punto de ebullición alto para que no hierva con el calentamiento excesivo, tiene que ser resistente a la descomposición con la temperatura, experimentar pocas variaciones de viscosidad, ser poco higroscópico (poca absorción de agua), tener poder lubricante, bajo punto de congelación (menor de -40 grados C) y no atacar ni al caucho ni a los metales.

Figura 1.1.4 Depósito de líquido de frenos. Fuente (www.serca.es.com).



Cañerías delanteras.- Conducen líquido a presión desde la salida de la bomba principal de freno mediante cañerías de cobre, y luego hacia las mordazas a través de cañerías flexibles que siguen la trayectoria de las ruedas.

Mordazas de freno.- Las pastillas de freno y el accionamiento hidráulico, están alojados en el interior de una pieza que abraza al disco, por su forma recibe el nombre de “pinza” o “mordaza”, esta va atornillada en la mangueta o en el porta

manguetas si la rueda es motriz. El material de fabricación es la fundición de aleación ligera. Según la manera de actuar del mando hidráulico las pinzas pueden ser fijas o móviles.

Mordaza fija o de doble acción. La mordaza tiene dos cilindros opuestos comunicados uno con el otro mediante un conducto, en cada cilindro se aloja un pistón el cual se desliza por el cilindro cuando aumenta la presión de líquido.

Montadas en la mordaza mediante pasadores se sujetan las pastillas de freno una a cada lado, las cuales se desplazan presionando el disco cuando se aplica el pedal del freno, para recuperar su posición inicial los cilindros traen unos anillos de goma los cuales no permiten que se salga el pistón reteniéndolo en el cilindro esto posibilita recuperar la holgura entre pastillas y disco normalmente no sobrepasa los 0.15mm.

La fuerza que ejerce el pistón sobre la pastilla será mayor en tanto en cuanto sea mayor su superficie circular, para aumentar la fuerza de frenado y no aumentar el tamaño de la mordaza se aplican dos pistones de menor diámetro de manera que la fuerza sobre la pastilla sea mejor repartida.

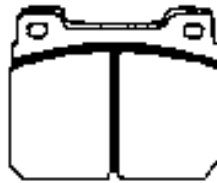
Mordaza móvil. En este tipo de mordaza solamente encontramos un pistón el cual presiona a una de las pastillas sobre el disco y la otra pastilla lo hace también por reacción, esta mordaza va montada sobre el porta mordaza mediante guía.

Figura 1.1.5 Mordaza de freno. Fuente (www.serca.es.com).



Pastillas de freno.- Consisten en una placa de acero a la que se le pega con un adhesivo el forro de fricción. Los materiales empleados en la fabricación de los forros son de base de amianto, al ser este cancerígeno se lo tiende a sustituir por fibras orgánicas de carbono y aramida, y otras metálicas e inorgánicas, teniendo como mínimo veinte materiales básicos.

Figura 1.1.6 Pastillas de freno. Fuente (www.serca.es.com).



Disco de freno.- El disco de freno es la pieza giratoria del sistema, recibe la presión ejercida por las pastillas en su superficie produciendo el rozamiento que da lugar al frenado, también disipa el calor producido por este rozamiento. Están fabricadas con fundición gris perlítica con grafito esferoidal y en algunos casos con fundición aleada al cromo, estos últimos tienen mayor dureza y resistencia al calor, pudiendo llegar a alcanzar temperaturas cercanas a los 800° C sin sufrir deformaciones. La mecanización es por torneado, y la superficies de rozamiento están rectificadas.

Figura 1.1.7 Disco de freno. Fuente (www.serca.es.com).



Plato protector del disco.- Protege al disco por la parte posterior, ya que la parte anterior queda protegida por la rueda. Va fijado con tornillos a la mangueta.

Figura 1.1.8 Protector del disco de freno. Fuente (www.serca.es.com).



1.2 Características de los forros de freno.

Los materiales empleados en la fabricación de los forros tienen la suficiente dureza para resistir severas condiciones de trabajo. El espesor del forro es de entre 12 y 15mm, y suele tener una ranura central con una profundidad que llega hasta unos 2mm de la placa. Cuando el desgaste hace desaparecer la ranura es necesario sustituir la pastilla.

El material utilizado para los forros es el amianto que es fabricado bien sea tejido o moldeado, es incombustible, mal conductor del calor y resistente a la abrasión. El amianto se aglutina con resinas sintéticas como la baquelita y el caucho que le proporcionan adherencia, incorpora también grafito, que por su propiedad lubricante regula la adherencia, y además se le añaden minerales diversos y partículas metálicas de cobre, latón, hierro y aluminio, que le dan resistencia y mejoran su conductividad térmica. Las cargas metálicas son incorporadas en forma de hilos en los forros de tejido y en forma de polvo en los moldeados. Los forros moldeados se emplean con mayor frecuencia que los trenzados por tener una estructura mas regular, menor costo de fabricación y permitir mayor diversidad en su composición que los haga mas adecuados a las severas condiciones de trabajo a las que están sujetos.

“La presión a la que están sometidas en el momento del frenado es de 30 bar., esto permite obtener gran resistencia mecánica. El coeficiente de rozamiento debe ser el suficiente para obtener un frenado eficaz (del orden de 0,4), un coeficiente muy elevado produce frenadas bruscas, además tiene que variar lo menos posible en función de la temperatura, y la presión. El coeficiente de dilatación debe ser pequeño y similar al del acero, para que no se creen tensiones entre las superficies de contacto forro-disco, como las temperaturas durante el frenado pueden sobrepasar los 400° C, los materiales que constituyen los forros deben ser térmicamente estables, y tener la conductibilidad apropiada para distribuir el calor entre el disco y la pastilla.” (CEAC Manual del Automóvil 1998, p. 78)

1.3 Características de los discos de freno.

Los discos son las superficies giratorias donde actúan las pastillas para provocar la disminución de la velocidad. El rozamiento que se sucede entre pastillas y disco produce la transformación de energía cinética en energía calorífica.

Su misión primordial es la de transmitir el calor provocado por el rozamiento hacia la atmósfera de la forma mas rápida, ya que si el calor no pudiera ser disipado rápidamente la temperatura se elevaría produciendo un fallo en el sistema.

El material óptimo para su construcción es la fundición gris nodular de grafito laminar, este garantiza la duración y el máximo desempeño durante la vida útil del disco.

Otro material utilizado es el compuesto en matriz de carbono, usado en vehículos de competición y en aviones, su alto costo limita su utilización en vehículos comunes.

Actualmente se estudia el desarrollo de discos de freno en aluminio con base de carburo de silicio, su reducido peso es su principal ventaja, pero su pobre disipación de calor hace que no se los utilice aún.

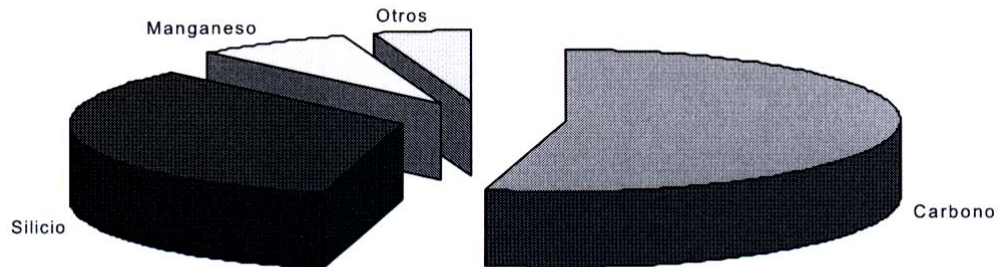
Tabla 1.3.1. Características de de la fundición para discos de freno. (Aparicio Francisco. DIAZ. V. VERA.C. Teoría de los vehículos automóviles).

PROPIEDADES FISICAS	VALORES
Resistencia a tracción	240 N / mm ²
Dureza	170 - 250 HB

La fundición gris nodular de grafito laminar contiene entre 92 y 93 % de hierro, así también como silicio, manganeso y otros en menor porcentaje que garantizan la calidad de este elemento fundamental del sistema de freno.

La geometría del disco siempre será una superficie circular completamente plana.

Figura 1.3.1. Materiales que componen un disco de freno. Fuente. Aparicio Francisco. DIAZ. V. VERA.C. Teoría de los vehículos automóviles.



1.3.1 Partes que conforman el disco de freno:

La pista.- superficie donde se produce la fricción entre el disco y la pastilla, esta diseñada de manera que, su potencia de disipación de calor sea cercana a 250 W/cm², este valor varía según la geometría del disco pues si este es ventilado la potencia de disipación alcanza valores de 750 W/cm². Si se sobrepasa estos valores el disco se deforma, se agrieta y lo daña de manera irreversible.

Superficie de fijación.- se ubica en la parte central del disco fijándolo mediante un taladro a la punta del eje de la rueda y por esta a la mangueta. Alrededor de este taladro van practicados otros agujeros para los pernos de sujeción de la rueda.

La campana.- es el cilindro que une la pista con la superficie de fijación.

El filtro térmico.- es un canal mecanizado que separa la pista de la fijación, reduce el calor que pasa de la pista a la campana, los canales evitan el calentamiento excesivo de la rueda.

Los discos acumulan el calor y necesitan disiparlo rápidamente a la atmósfera, las soluciones para mejorar la disipación son:

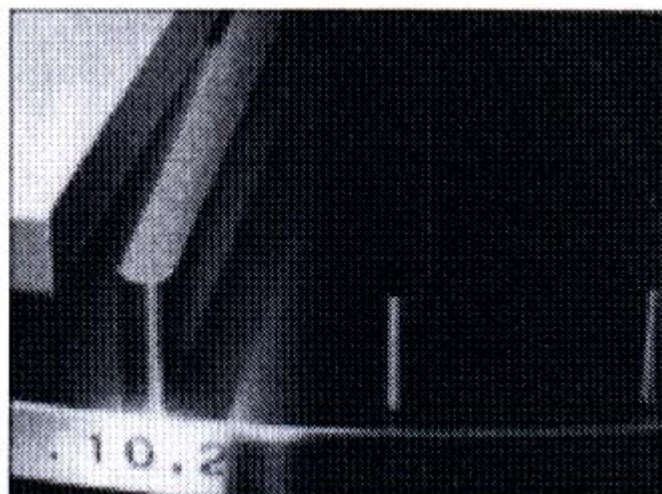
“Lo mas sencillo es realizar una circulación de aire que al entrar en contacto con el disco se caliente y mantenga la temperatura del mismo en valores razonables para mantener su integridad mecánica” (<http://www.serca.es/productos/discos.htm>).

Las funciones del disco son: mover el aire a su alrededor como lo hace un ventilador y transmitir el calor a la atmósfera como un radiador.

Para cumplir con su primera tarea, la geometría del disco hace circular el aire desde la campana hacia el exterior de la pista. La velocidad del aire es mayor cuanto mayor sea la temperatura que va adquiriendo, este proceso se da en los discos macizos que cumplen con su función cuando la energía a disipar es reducida, si dicha energía aumenta, la superficie del disco macizo ya no es suficiente. Al tratar de aumentar el tamaño del disco la rueda limita dicho aumento, la solución adoptada es el disco ventilado que disipa mayor energía térmica en el mismo espacio.

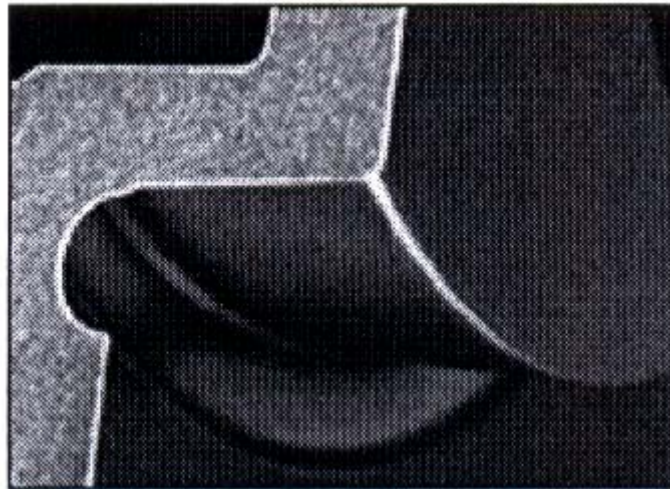
El disco ventilado está formado por dos pistas separados por aletas, permitiendo el paso del aire en su interior, estas aletas enfrían el disco en la superficie exterior y por su interior también. La forma y la orientación de las aletas permiten el óptimo intercambio de energía, comúnmente son dispuestas radialmente y eso permite que los discos puedan intercambiarse derecho, izquierdo y viceversa sin alterar las propiedades autoventilantes.

Figura 1.3.2. Aletas dispuestas radialmente en el disco de freno. Fuente.- Aparicio Francisco. DIAZ. V. VERA.C. Teoría de los vehículos automóviles.



Una alternativa para la reducción de la temperatura en la campana es mediante una ranura como un canal entre la pista y la campana a esto se le denomina filtro térmico, la ranura permite una diferencia de temperaturas entre un lado del canal y el otro haciendo menor la temperatura de la campana.

Figura 1.3.3. Filtro térmico. Fuente.- Aparicio Francisco. DIAZ. V. VERA.C. Teoría de los vehículos automóviles.



Esto posibilita menores deformaciones del disco, reduciendo las tensiones térmicas. Como recomendación cabe destacar que los discos han de sustituirse por parejas y a su vez se deben cambiar las pastillas aunque no se haya agotado la vida útil de éstas.

La mayor parte de los problemas de los discos se deben a: apriete incorrecto, crea grietas en la superficie de la campana pudiendo con los cambios de temperatura desprenderse la campana de la banda frenante.

Montaje incorrecto de la pinza, produce desgaste irregular de las pastillas en forma cónica y antisimétrica. Excesiva holgura de los rodamientos del buje, produce desgaste irregular de la pistas del disco.

La vibración al momento de frenar es un síntoma de que algo sucede en el disco de freno, el daño más frecuente es una deformación del disco de freno conocido como alabeo, producido por un cambio brusco de temperatura. Esta deformación se puede comprobar con el uso de un reloj comparador en la superficie del disco.

CAPÍTULO II

CALENTAMIENTO DE DISCOS Y PASTILLAS

- 2.1 Efecto *fading* (descripción, causas, efectos).
- 2.2 Intercambio de calor (fundamentos Termodinámicos).
 - 2.2.1 Transferencia de calor.
 - 2.2.2 Transferencia de calor por Convección.
 - 2.2.2.1 Capas límite de convección.
 - 2.2.2.2 Flujo laminar y turbulento.
- 2.3 Distancias y tiempos de frenado.

2.1 Efecto *fading* (descripción, causas, efectos).

El efecto *fading* es la “pérdida del coeficiente de fricción necesario entre los discos y pastillas de freno, para la disminución de la velocidad de un vehículo” (www.brembo.com).

.

Este efecto es producido por un aumento de temperatura entre las partes en fricción. “El coeficiente de fricción por deslizamiento (f), de la tela de asbesto contra un disco de freno de fundición de hierro es de 0,35 a 0,40; a temperatura normal. Decae al aumentar la temperatura del freno hasta 149°C; al elevar más esta temperatura de 149 a 260°C, el valor de f puede mostrar un incremento provocado por el desgarramiento de la superficie de las pastillas de freno” (Taylor y Holt, Manual Técnico de la pastilla de freno, p. 46).

.

Al producirse esta pérdida del coeficiente de adherencia por el aumento de temperatura, el vehículo se detendrá en mayor distancia de la que podría detenerse con los discos y pastillas a temperaturas apropiadas, es decir con el coeficiente de fricción en su total potencial.

2.2 Intercambio de calor (fundamentos Termodinámicos)

2.2.1 Transferencia de calor.

Dos cuerpos en formas, construcción, diseño, material, características etc, intercambian entre si energía cuando se encuentran a diferente temperatura. A esta energía intercambiada se llama transferencia de calor.

Modos de transferencia de calor.

La forma de transferir calor puede sucederse de las siguientes formas: conducción, convección, radiación térmica

Para el diseño de los discos de freno el intercambio de calor por convección es el adecuado para el cálculo.

Mecanismos de transferencia:

- Movimiento molecular aleatorio.
- Movimiento global macroscópico

2.2.2 Transferencia de calor por Convección.

Un fluido en movimiento –agua, aire- puede intercambiar calor con una superficie cualquiera, la principal condición, es que se encuentren a diferente temperatura.

Introducción a la convección.- Para poder entender a la convección es necesario analizar un fluido sobre una superficie cualquiera, el fluido con una velocidad $\mathbf{v}$ y temperatura T_{∞} , la superficie con un área A_s y temperatura uniforme T_s , la convección ocurrirá si : $T_s \neq T_{\infty}$

El flujo local de calor q'' :

$$q'' = (T_s - T_{\infty}) \quad (2.2.1)$$

(Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999, p. 284)

“El flujo varía las condiciones sobre toda la superficie entonces q'' y h también lo hacen, la transferencia de calor q se obtiene, integrando el flujo local sobre toda la superficie.” (Incropera y De Witt. Transferencia de Calor, p. 284).

$$q = \int_{A_s} q'' dA_s \quad (2.2.2)$$

(Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999, p. 284)

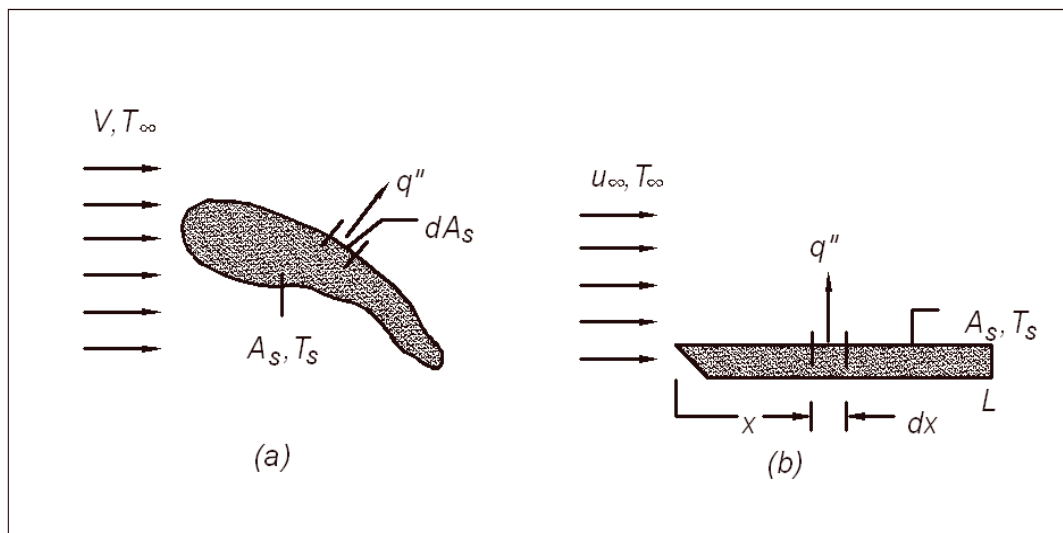
de la ecuación 2.2.1 se obtiene

$$q = (T_s - T_\infty) \int_{A_s} h dA_s \quad (2.2.3)$$

donde h es el coeficiente de convección local

(Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999, p. 285)

Figura 2.2.1 a y b Efectos de la transferencia local y total de calor por convección. a) Superficie de la forma arbitraria. b) Placa plana. (Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999)



Definiendo un coeficiente de convección promedio $\bar{h}$ para toda la superficie

$$q = \bar{h} A_s (T_s - T_\infty) \quad (2.2.4)$$

(Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999, p. 285)

Igualando 2.2.3 y 2.2.4 se obtiene que h y $\bar{h}$ se relacionan mediante

$$\bar{h} = \frac{1}{A_s} \int_{A_s} h dA_s \quad (2.2.5)$$

(Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999, p. 285)

Cuando el flujo es sobre una superficie plana figura 2.2.1b h varía con la distancia x desde la orilla primera donde:

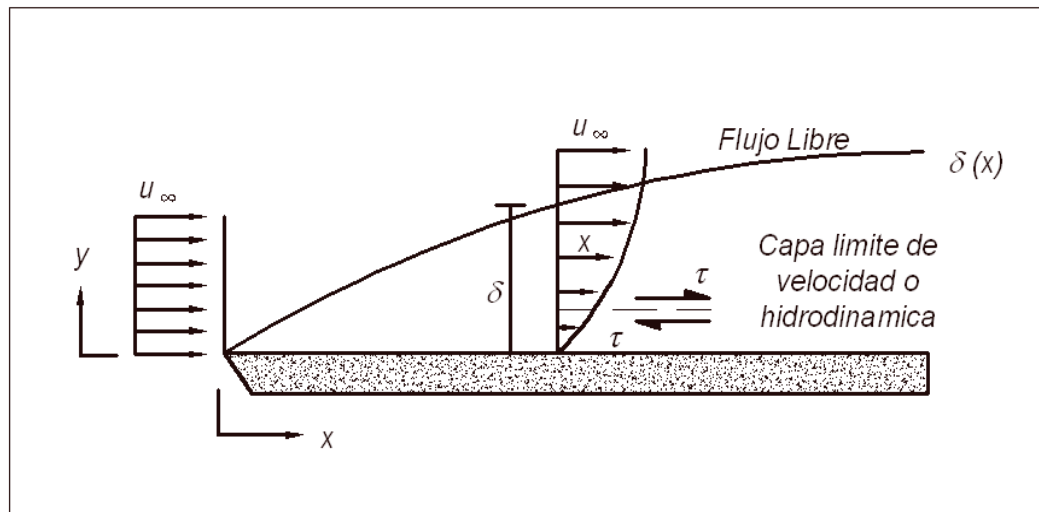
$$\bar{h} = \frac{1}{L} \int_0^L h dx \quad (2.2.6)$$

(Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999, p. 285)

2.2.2.1 Capas límite de convección.

Capa límite de velocidad o hidrodinámica.- La capa límite se la entenderá considerando un flujo sobre una placa plana como muestra la figura 2.2.2.

Figura 2.2.2 Desarrollo de la capa límite de velocidad o hidrodinámica sobre una placa plana.
Fuente.- Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999.



“En contacto con la superficie las partículas del fluido tienen velocidad cero, estas partículas, van retardando el movimiento de las mismas en las subsiguientes capas hasta que al llegar a una distancia $y=\delta$ de la superficie, el efecto se vuelve mínimo.”

“El retardo del movimiento del fluido se relaciona con los esfuerzos cortantes τ y actúan en planos paralelos a la velocidad del fluido.”

“Si la distancia y aumenta el componente x de la velocidad del fluido u aumentará aproximándose a u_∞ que es el valor del flujo libre. Se utiliza ∞ para designar las condiciones del flujo libre fuera de la capa límite” (Incropera y De Witt. Transferencia de Calor 1999, p. 289).

A δ le denomina como espesor de la capa límite y es igual al valor de y para que $u=0,99 u_{\infty}$.

Perfil de velocidad límite es la variación de u con respecto a y en la capa límite.

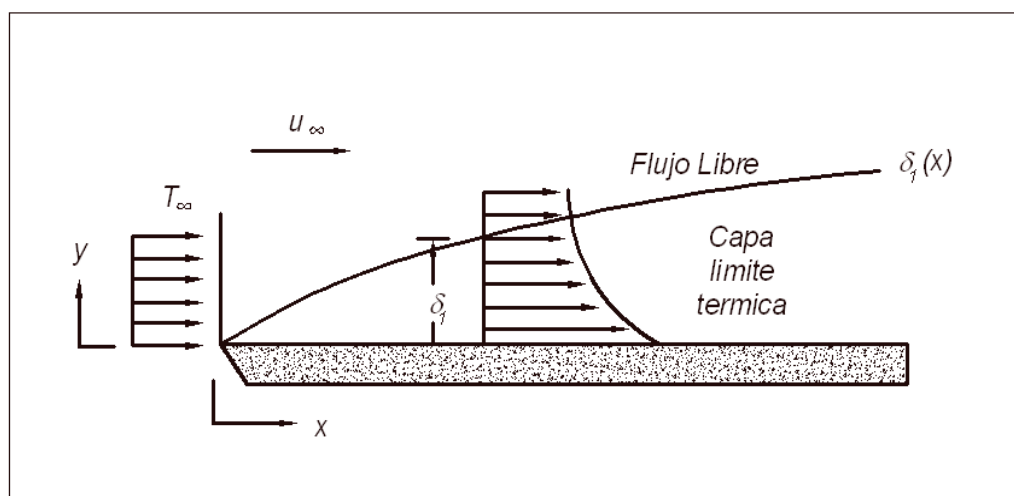
En el flujo del fluido se distinguen dos capas, una fluida delgada (capa límite) en la que la sucesión de velocidad y esfuerzos cortantes son grandes y una fuera de la capa límite donde sucesión de velocidad y esfuerzos cortantes son mínimos.

“Al aumentar la distancia desde la orilla los efectos de la viscosidad penetran en el flujo libre y la capa límite crece.” (Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999, p. 290).

Al relacionarse con la velocidad del fluido a esta capa límite se denomina capa límite de velocidad o hidrodinámica se produce siempre que hay flujo de fluido sobre una superficie.

Capa límite térmica.- Se produce por la diferencia de temperaturas del flujo de fluido libre y la superficie. Sobre una superficie de una placa hay un fluido en el inicio del perfil de la placa la temperatura es uniforme. $T(y) = T_{\infty}$

Figura 2.2.3 Producción de la capa límite térmica sobre una placa plana isotérmica. Fuente.- Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999.



Las partículas del fluido al hacer contacto con la placa logra equilibrio térmico a temperatura igual a la superficie.

Estas partículas al intercambiar energía con las de las capas adyacentes del fluido producen en el mismo gradientes de temperatura. La zona del fluido en la que existen estos gradientes de energía es la capa límite térmica. Su espesor δ_t es el

valor de y para que $\left[\frac{[(T_s - T)]}{(T_s - T_\infty)} \right] = 0,99$

Si la distancia desde el inicio de la placa aumenta los efectos de transferencia de calor penetran en el flujo libre y aumenta la capa límite térmica.

El flujo de calor local se obtiene mediante la ley de Fourier a cualquier distancia x de la superficie.

$$q''_s = -k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.2.7)$$

(Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999, p. 291)

Esta ecuación es adecuada para transferencia de calor por conducción se debe combinar con la ley de enfriamiento de Newton (2.2.1).

$$h = \frac{-k_f \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad (2.2.8)$$

(Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999, p. 291)

Capa límite de concentración.- Determina la transferencia de masa por convección. Se produce por el paso de un fluido sobre una superficie.

La capa límite de velocidad tiene una extensión $\delta(x)$ y se caracteriza por las gradientes de velocidad y esfuerzos cortantes.

La capa límite térmica tiene extensión $\delta_t(x)$ y su propiedad son los gradientes de temperatura y transferencia de calor.

Para los cálculos las capas límites respectivamente se manifiesta por fricción superficial, transferencia de calor por convección.

Los parámetros son: coeficiente de fricción **cf** y coeficiente de transferencia de calor por convección **h**.

2.2.2.2 Flujo laminar y turbulento.

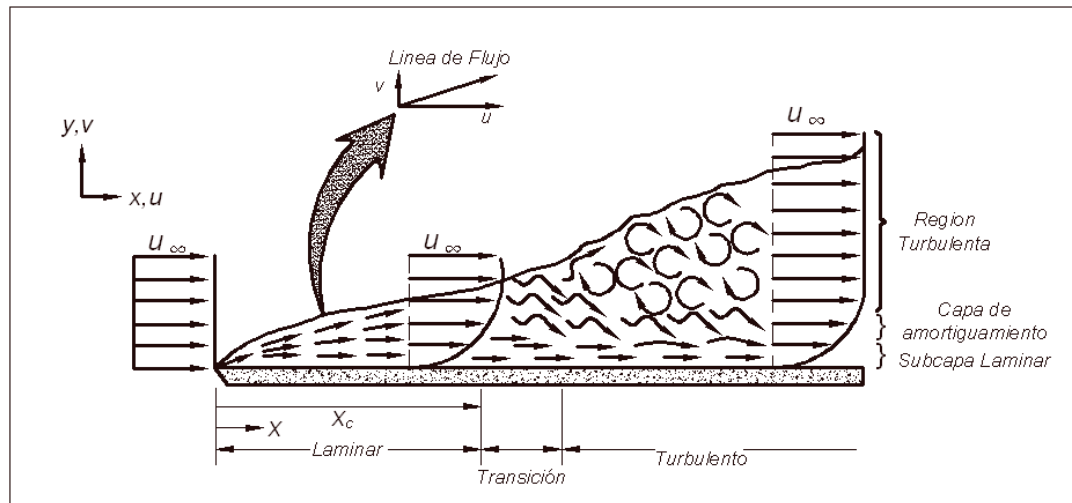
Para el tratamiento de la convección es necesario conocer cual de estas dos condiciones predominan.

Inclusive la fricción superficial y la transferencia por convección depende de las mismas.

Capa límite laminar.-

- Movimiento de fluido ordenado.
- Fácil identificar líneas de flujo para el movimiento de partículas.
- Componente de la velocidad de la línea de flujo en dirección **xiy**
- Componente **v** de la velocidad normal a la superficie contribuye con la transferencia de momento, energía a través de la capa límite.
- Capa límite turbulenta:
- Movimiento de fluido irregular
- Característica de velocidad fluctuante aumentan transferencia de momento, energía incrementa la fricción de la superficie y transferencia por convección
- Fluctuaciones causan mezcla de fluidos produce mayores espesores de capa límite turbulenta, perfiles más planos de capa límite (velocidad, temperatura y concentración) en flujo laminar.

Figura 2.2.4 Desarrollo de la capa límite hidrodinámica sobre una placa plana. Fuente.- Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999, p. 285.



En el inicio la capa límite es laminar pero a cierta distancia comienza a transformarse en flujo turbulento, el fluido fluctúa en la región de transición volviendo totalmente turbulenta la capa límite, esta transición aumenta el espesor de la capa límite, el esfuerzo cortante y los coeficientes de convección. La capa límite turbulenta diferencia 3 regiones distintas.

- Subcapa laminar, el transporte es por difusión y el perfil de la velocidad es lineal.
- Capa de amortiguamiento, la mezcla de difusión y turbulenta se comparan
- Zona turbulenta, transporte es por mezcla turbulenta.

“La capa límite se calcula con una transición que comienza en la posición x_c y se determina agrupando variables adimensionales llamado número de Reynolds.” (Incropera y De Witt. Transferencia de Calor 1999, p. 295).

$$Re_x \equiv \frac{\rho u_\infty x}{\mu} \quad (2.2.9)$$

(Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999, p. 295)

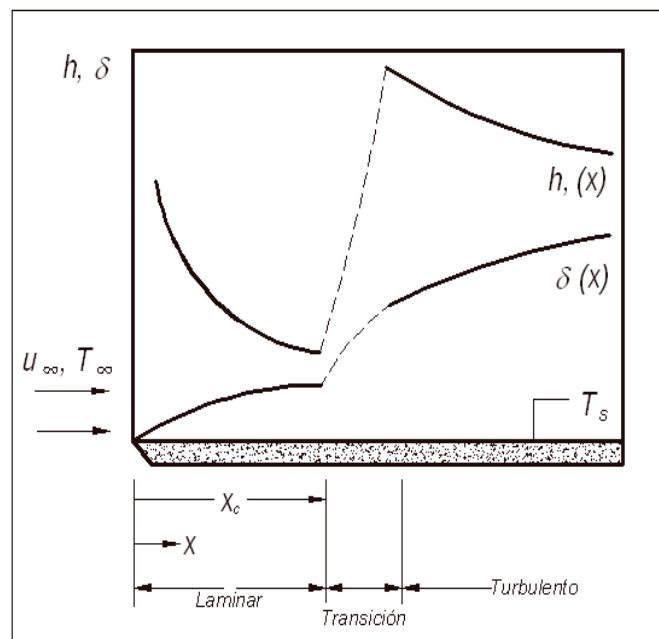
donde x = longitud desde el inicio

Re_x = número de Reynolds, varía en una placa plana de 10 a 3 x 10 depende de la aspereza de la superficie, su valor es:

$$Re_{x,c} = \frac{\rho u_{\infty} x_c}{\mu} = 5 \times 10^5 \quad (2.2.10)$$

(Incropera y De Witt, Transferencia de Calor, p. 295)

Figura 2.2.5. Variación del espesor de la capa límite hidrodinámica y del coeficiente local de transferencia de calor **h** para el flujo sobre una placa plana isotérmica. Fuente.- Incropera y De Witt, Transferencia de Calor 1999.



2.3 Distancias y tiempos de frenado.

“La distancia recorrida por el vehículo después de haber descubierto un obstáculo hasta que se detiene por completo, es la suma de las distancias recorridas durante el tiempo de reacción y el tiempo de frenado.” (Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III, Manual del Ingeniero Mecánico 1995, p. 11-16).

Esta distancia de frenado depende de:

- Tiempo de reacción del conductor.

- La presión ejercida sobre el pedal (F de frenado)
- Adherencia del neumático con el suelo
- Velocidad que tiene el vehículo el momento de frenar
- Fuerza y dirección del viento.

Varios factores fluctúan y son difíciles de determinar pero la distancia de parada no se puede obtener sino por una medida directa.

“Una fórmula para el cálculo sin tener en cuenta la fuerza del viento, suponiendo buena adherencia piso-neumático y ejerciendo la máxima presión sobre el pedal es:

$$d = \frac{v^2}{254e}$$

d = distancia de parada en metros

v = velocidad en km/h

e = porcentaje de eficacia del freno

254 = K (constante de distancia en metros).

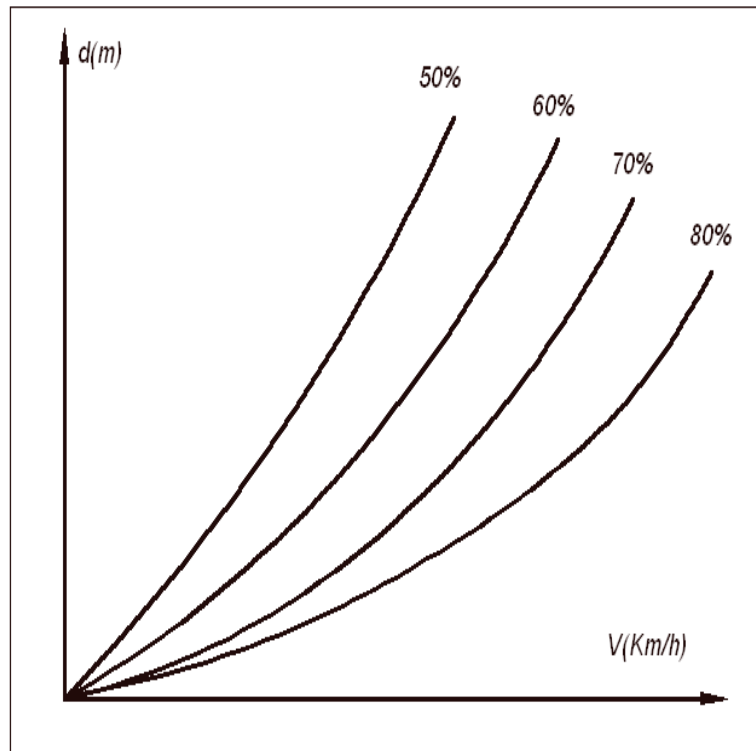
Por lo que podemos ver en la formula anterior, la distancia de parada no depende del peso del vehículo, sino del cuadrado de la velocidad y de la eficacia de los frenos”. (J.M Alonso, Técnicas del Automóvil Chasis 2002, p.294).

Ejemplo: calcular la distancia de parada de un vehículo que tiene una velocidad de 100 km/h cuando su eficacia de frenado es 80%.

$$d = (100)^2 / 254 (0,8)$$

$$d = 49.21m$$

Figura 2.3.1 Representación de las distancias de parada que corresponden a un vehículo marchando a distintas velocidades, para diferentes porcentajes de eficacia, en el supuesto de que exista buena adherencia. Fuente.- J.M Alonso, Técnicas del Automóvil Chasis 2002.



Los valores de peso, carga total, y potencia del motor se consideran dentro del concepto de energía cinética puesto que para recorrer cualquier distancia el vehículo tiene que estar en movimiento.

La distancia de parada de un camión es igual a la de un auto siempre que la velocidad y eficacia de los frenos sean los mismos.

La eficacia de frenado puede disminuir notablemente si el coeficiente de adherencia entre discos y pastillas baja a causa del aumento de temperatura, por esto se puede deducir que con discos de freno ventilados se puede conservar un elevado porcentaje de eficacia de frenado cuando se exige al sistema, ya que estos permanecerán a temperaturas menores que los discos normales.

La distancia de frenado puede calcularse también mediante otras fórmulas, conociendo la deceleración sufrida por el vehículo desde que se pisa el pedal de freno hasta que se detiene completamente.

“Todo cuerpo en movimiento posee energía cinética $E_c = \frac{1}{2} mv^2$ donde:

m = masa del vehículo resultante del coeficiente de dividir su peso total por la aceleración de la gravedad.

v = velocidad del vehículo antes de pisar el pedal de freno.

Para detenerlo se necesita una fuerza **F** que actúe en el espacio **d** que recorre el vehículo hasta pararse, un trabajo igual a la energía cinética que tiene que absorber. Así, se puede escribir:

$$\frac{mv^2}{2} = F \cdot d \quad (1)$$

La fuerza F aplicada es constante, produce una deceleración también constante, que depende de la fuerza de frenado en la relación: $F = m \cdot a$, de donde: $a = F/m$, pudiéndose calcular la deceleración conseguida en una acción de frenado conociendo la fuerza aplicada y la masa del vehículo.

Si en la expresión **(1)** sustituimos **F** tendremos:

$$F = \frac{mv^2}{2} = m \cdot a \cdot d \rightarrow d = \frac{mv^2}{2ma} = \frac{v^2}{2a}$$

Es decir, que la distancia de parada de un vehículo es directamente proporcional al cuadrado de la velocidad, e inversamente proporcional al duplo de la deceleración, contando con una buena adherencia del neumático con el suelo. Las unidades son:

Velocidad en m/s

Espacio en m

Masa en kg

Aceleración en m/s^2 .

Ejemplo: Calcular la distancia de parada de un vehículo que pesa 8829 N (900 kg). Y circula a una velocidad de 80 km/h, cuando se aplica una fuerza de frenado de

7063 N (720 kg), (que representa una eficacia de frenado del 80%), suponiendo despreciable la fuerza del viento.

$$\text{Velocidad del vehículo: } v = \frac{80}{3.6} = 22.2 \frac{m}{s}$$

$$\text{Deceleración: } a = \frac{F}{M} = \frac{7063N}{9.8m/s^2}$$

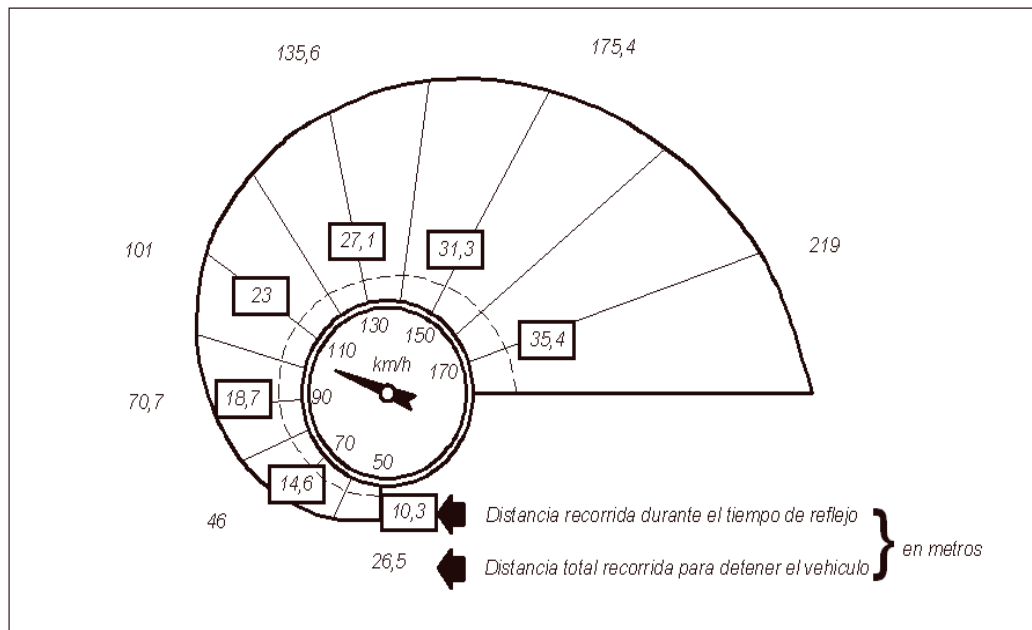
$$a = 7.8m/s^2$$

$$\text{Distancia de parada: } d = \frac{v^2}{2^a} = \frac{22.2^2}{2(9.8)} = 25.14m$$

El tiempo que tarda en detenerse el vehículo puede calcularse dividiendo la velocidad por la deceleración obtenida. En este caso $t = v/a = 22,2/7,8 \approx 3s$; pero teniendo en cuenta que desde que el conductor ve el obstáculo hasta que pisa el pedal de freno transcurre un cierto tiempo, que es aproximadamente de un segundo, el vehículo se detendrá en cuatro segundos". (J.M. Alonso, Técnicas del Automóvil Chasis 2002, p. 295).

Como podemos ver si se disminuye la eficacia de frenado, el tiempo que tarda en detenerse el vehículo será mayor y por consiguiente el espacio también será mayor, por esto lo más lógico es poder mantener la eficacia de frenado en los niveles más altos posibles y una de las maneras para mantenerlo es refrigerando correctamente el sistema de discos de freno.

Figura 2.3.2 Ábaco de evolución de la distancia de parada en función de la velocidad para una deceleración de 6 m/s^2 y un tiempo de reacción del conductor de 0,75 segundos. (J.M Alonso, Técnicas del Automóvil Chasis 2002).



El espacio que recorre el vehículo en el tiempo de reacción se lo conoce como espacio de reacción.

Todos los cálculos se hacen empleando la máxima fuerza de frenado F que puede ejercerse, la cual no debe sobrepasar la fuerza de adherencia A pudiendo como máximo igualarla.

- La adherencia total de un vehículo es: $A = mg\mu$ donde:

m = masa del vehículo

g = la aceleración de la gravedad

μ = coeficiente de adherencia $\rightarrow A = F = mg\mu$.

De la anterior fórmula $F = ma$ y $F = mg\mu = ma \rightarrow a = g\mu$ lo que indica que la deceleración obtenible depende del coeficiente de adherencia y el valor máximo de éste es 1, con piso y neumático en óptimas condiciones la deceleración máxima a obtenerse es de $a = 9,8 \times 1 = 9,8 \text{ m/s}^2$.

“Se pueden tomar como valores prácticos de deceleración 2 m/s^2 para frenados normales, de 4 a 6 m/s^2 para frenados bruscos y fuertes, de 6 a 9 para frenados

excepcionales en suelos muy adherentes.” (J.M. Alonso, Técnicas del Automóvil Chasis 2002, p. 296).

Tabla 2.3.1 Coeficiente de adherencia según condiciones de neumáticos, piso y humedad. (J.M. Alonso, Técnicas del Automóvil Chasis 2002).

Naturaleza de la carretera	Estado	Neumáticos nuevos	Neumáticos viejos
Hormigón	Seco	1	1
	Mojado	0,7	0,5
Asfalto grueso	Seco	1	1
	Mojado	0,7	0,5
Asfalto normal	Seco	0,6	0,6
	Mojado	0,5	0,3
Barro		0,2	0,1
Hielo		0,05	≤ 0,05

Tabla 2.3.2. Coeficiente de adherencia según condiciones de neumáticos, humedad y piso comunes en nuestro medio. (Municipalidad de Cuenca, estudio realizado por la Unidad Municipal de Transito y Transporte “UMT”)

Naturaleza de la carretera	Estado	Neumáticos	
		Nuevos	Usados
Hormigón cemento Pórtland (pavimento rígido)	Seco	1	1
Hormigón asfáltico (pavimento flexible)	Mojado	0,7	0,5
Asfalto grueso	Seco	1	1
	Mojado	0,7	0,5
Asfalto normal	Seco	0,6	0,6
	Mojado	0,5	0,3
Materiales granulares		0,8	0,45
Adoquín	Seco	1	1
	Mojado	0,85	0,5

En el cuadro anterior podemos ver los coeficientes de adherencia con materiales utilizados en las carreteras y calles de Cuenca.

La legislación europea en vigencia desde 1996 plantea exigencias a los constructores de automóviles, en lo que a sistemas de freno se refiere. Se destacan:

- a) “Un sistema principal de frenos capaz de producir una deceleración de 5 m/s^2 a 80 km/h y con un esfuerzo en el pedal inferior a 50 kg
- b) Un sistema de freno de emergencia capaz de producir una deceleración de $2,75 \text{ m/s}^2$ ” (J.M. Alonso, Técnicas del Automóvil Chasis 2002, p. 297).

CAPÍTULO III

DISEÑO DE DISCOS VENTILADOS

- 3.1 Introducción.
- 3.2 Análisis de fuerzas.
 - 3.2.1 Centro de gravedad.
 - 3.2.2 Notación.
 - 3.2.3 Movimiento plano del vehículo.
 - 3.2.4 Reparto de fuerzas en el vehículo.
 - 3.2.4.1 Eje delantero.
 - 3.2.4.2 Eje posterior.
 - 3.2.5 Fuerza de fricción total.
 - 3.2.6 Deceleración.
 - 3.2.7 Eficiencia de frenado.
 - 3.2.8 Espacio de parada.
 - 3.2.9 Tiempo de parada.
 - 3.2.10 Fuerza de rozamiento en el disco.
 - 3.2.11 Trabajo absorbido.
 - 3.2.12 Energía absorbida por los discos.
 - 3.2.13 Parámetro de transferencia de calor.
 - 3.2.14 Temperatura generada en la fricción.
- 3.3 Análisis térmico.
 - 3.3.1 Introducción.
 - 3.3.2 Sistema de capacidad térmica global.
 - 3.3.3 Aplicabilidad del análisis de capacidad global.
 - 3.3.4 Flujo de calor transitorio en un sólido semi-infinito.
 - 3.3.5 Condiciones de contorno colectivas.
 - 3.3.6 Número de Biot.
 - 3.3.7 Número de Fourier.
 - 3.3.8 Número de Nusselt.
 - 3.3.9 Número de Prandtl.
 - 3.3.10 Sistemas multidimensionales.
 - 3.3.11 Transferencia de Calor en sistemas multidimensionales.

- 3.3.12 Método numérico para el régimen transitorio.
- 3.3.13 Diferencias hacia delante y hacia atrás.
- 3.3.14 Coeficiente de convección.
- 3.3.15 Transferencia de calor pastilla disco.
- 3.4 Cálculos de esfuerzos.
 - 3.4.1 Esfuerzo radial.
 - 3.4.2 Esfuerzo tangencial
 - 3.4.3 Condición de resistencia.
- 3.5 Análisis de fluidos.
 - 3.5.1 Integración ecuación de Euler – Ecuación de Bernoulli.
 - 3.5.2 Mecánica de fluidos.

3.1 Introducción.

La capacidad de disipar calor de un disco de freno con canales de ventilación, depende de la geometría de los canales, ya que según esta sea, puede favorecer o entorpecer el flujo de aire desde el diámetro interior d_1 del disco, al diámetro exterior d_2 .

Se realiza un estudio desde las fuerzas que se aplican en el momento de la frenada, cargas distribuidas, fricción y cargas de oposición al movimiento.

El análisis por elementos finitos permite mediar la temperatura en el flujo de calor en el disco, permitiendo según los hilos de corriente y teorema de Bernoulli modificar el coeficiente de convección y realizar el estudio.

Se analiza por resistencia, si los esfuerzos creados y la temperatura en el disco durante la frenada no afectan su normal funcionamiento.

El análisis por mecánica de fluidos ayuda a determinar si existe caída de presión en los canales, los cuales son de forma rectangular.

3.2. Análisis de fuerzas.

3.2.1 Centro de Gravedad:

El Centro de gravedad es el punto en el que se podría poner toda la masa de un vehículo sin que cambiara su comportamiento.

Distinguimos la componente horizontal (reparto de pesos entre el eje delantero y trasero) y la vertical (muy importante para evitar el vuelco).

Componente horizontal (pesando el vehículo en posición horizontal):

Para medirlo utilizaremos una báscula para cada rueda y pesaremos el vehículo con piloto. Si tenemos una sola báscula, podemos colocar espesores del mismo alto de la báscula, para no perder la horizontalidad. Lo único que tendremos que hacer es dos pesadas en vez de una.

Utilizamos los siguientes datos:

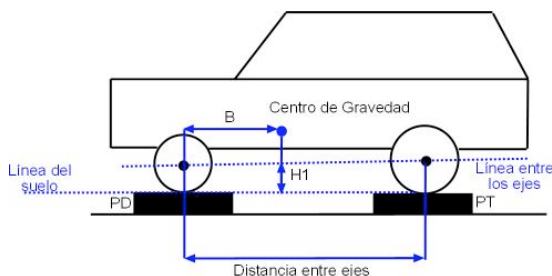
- Suma de pesos eje delantero (PD).
- Suma de pesos eje trasero (PT).

Lógicamente el peso total (P) es: $P = PD + PT$

El % de peso que soporta el eje delantero es $= PD / P$

El % de peso que soporta el eje trasero es $= PT / P$

Figura 3.2.1 Pesando el vehículo en posición horizontal.



Para hallar la distancia B del eje delantero al centro de gravedad:

$$B = \text{Distancia entre ejes} \times PT / P$$

Si B es muy pequeño, el peso está más cargado en el eje delantero, si B es muy grande, está más cargado en el eje trasero.

La distribución utilizada del peso para vehículos con motor transversal es de 60% de peso del vehículo sobre el eje delantero y el 40% restante sobre el eje posterior.

Ahora medimos la distancia entre la línea que une los ejes y la línea del suelo (si está sobre las básculas hay que tenerlo en cuenta) a la altura del centro de gravedad. A esta distancia le llamamos **H1**. La utilizaremos para hallar la componente vertical. Si todas las ruedas son iguales, **H1 = radio de la rueda**.

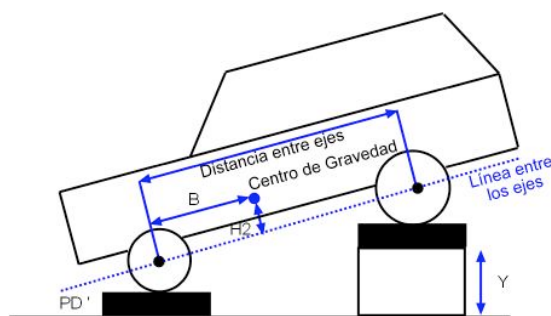
Componente vertical (pesando con el vehículo inclinado):

Es muy importante. Cuanto más baja sea (y cuanto mayor el ancho de vía, es decir, entre las ruedas izquierdas y derechas), mayor será la velocidad de paso por curva.

Para calcularlo se repite el pesaje anterior pero se eleva las básculas traseras "Y" centímetros (mínimo 20 cm para que la medición sea fiable). Si sólo se está empleando una báscula, no olvidar de colocar los espesores bajo la rueda posterior, que sería como el área negra bajo la rueda.

Importante: Las suspensiones deben de estar bloqueadas o endurecidas para no falsear la medición.

Figura 3.2.2 Pesando el vehículo inclinado.



Repetimos los pesajes, aunque ahora sólo nos interesa el peso en el eje delantero, que llamaremos PD '.

La altura del centro de gravedad respecto al eje de las ruedas (H_2) es:

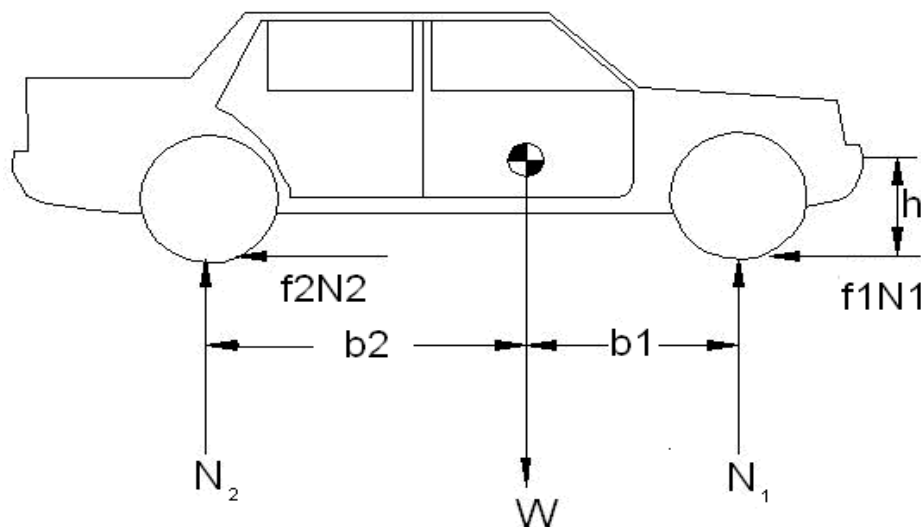
$$H_2 = \frac{\text{Dis tan cia _ entre _ ejes } \times (PD - PD')}{P \times \sqrt{\text{Dis tan cia _ entre _ ejes }^2 - Y^2}}$$

Con lo que la altura del centro de Gravedad es:

$$H = H_1 + H_2$$

En una recta, un vehículo que frena experimenta solamente una aceleración horizontal. Por lo tanto, según la ley de Newton del movimiento, la suma de las fuerzas verticales que actúan en el vehículo deben ser cero. Las fuerzas verticales en un automóvil son las normales del piso que empuja hacia arriba en los neumáticos para contrariar el efecto de la gravedad. La gravedad actúa con eficacia en el centro de gravedad del vehículo (CG).

Figura 3.2.3 Fuerzas que actúan sobre el vehículo que se encuentra en un camino horizontal.



Al nombrar las fuerzas normales que actúan en los neumáticos delanteros y posteriores como N_1 y N_2 respectivamente, y W representa el peso o fuerza de la gravedad, la ecuación de la ley de Newton es:

$$N_1 + N_2 - W = 0$$

Puesto que no hay rotación delantera apreciable en un camino horizontal, la ley de Newton requiere que, la suma de los esfuerzos de torsión deba también ser igual a cero. Si el CG se utiliza como el punto de la rotación, la normal N_1 en los neumáticos delanteros produce un esfuerzo de torsión contrario al sentido de las manecillas del reloj con la distancia b_1 ("M=Fd" Momento es igual a fuerza por distancia), mientras que la normal N_2 en los neumáticos posteriores produce un esfuerzo de torsión en el sentido de las manecillas del reloj con la distancia b_2 . Las fuerzas que frenan los neumáticos delanteros y posteriores producen esfuerzos de torsión en sentido de las manecillas del reloj con la distancia h (altura entre el CG y el piso). Haciendo la sumatoria de momentos tenemos:

$$N_2 b_2 - N_1 b_1 + f_1 N_1 h + f_2 N_2 h = 0$$

Esta es la base teórica de las cuales se desarrollan todas las ecuaciones utilizadas en el calculo.

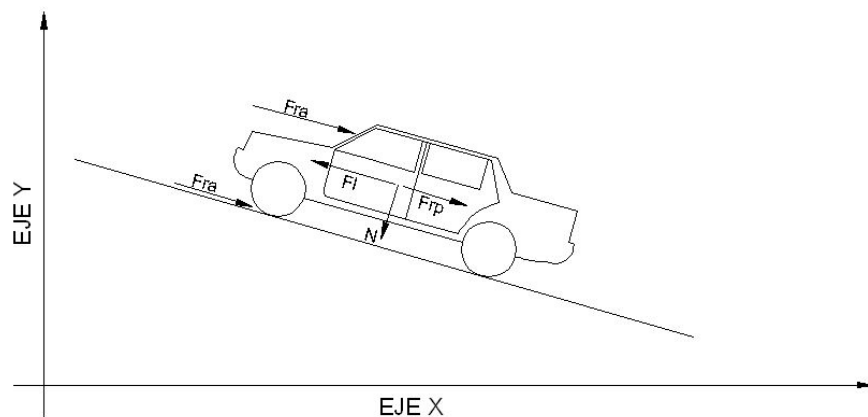
3.2.2 Notación.

F_i	Fuerza de impulso
F_{rd}	Fuerza de resistencia a la rodadura
F_{ra}	Fuerza de resistencia del aire
F_{ri}	Fuerza de resistencia por inercia
P_T	Peso del vehículo
μ_r	Coeficiente de fricción rueda - vía
μ	Coeficiente de fricción
v	Velocidad del vehículo
v_a	Velocidad del aire
s	Sección resistente delantera del vehículo
a	Ancho del vehículo
	Aceleración del vehiculo
b	Alto del vehículo
K_a	Coeficiente superficie - aire
m	Masa del vehículo
d	deceleración
g	gravedad

P_t	Peso transferido en el frenado
P_1, P_2	Peso transferido a los ejes del vehículo
F_f	Fuerza de frenado
P_{1din}, P_{2din}	Fuerzas dinámicas transferidas a los ejes
E	Eficiencia de frenado Energía
e	Espacio de parada
t_p	Tiempo de parada
F_R	Fuerza de rozamiento en el disco
R	Radio exterior del disco
R_1	Radio medio de aplicación de la pastilla
T	Trabajo
t	Temperatura en la fricción
C_d	Calor específico
M	Masa del disco Parámetro de transferencia de calor
$T_{m,n}$	Temperaturas en nodos
Δx	Longitud x del lado del nodo
Δy	Longitud y del lado del nodo
k	Conductividad térmica
q	Flujo de calor

3.2.3 Movimiento plano del vehículo.

Figura 3.3.1 Fuerzas que influyen en el movimiento del vehículo.



Fuerza de impulso:

$$F_i = F_{rd} + F_{ra} + F_{ri} \quad (3.3.1)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 292).

F_i	Fuerza de impulso
F_{rd}	Fuerza de resistencia a la rodadura
F_{ra}	Fuerza de resistencia del aire
F_{ri}	Fuerza de resistencia por inercia

$$F_i = 2577,83 \text{ N.}$$

Resistencia a la rodadura:

$$F_{rd} = PT * u_r \quad (3.3.2)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 293).

PT	Peso del vehiculo
u_r	Coeficiente de fricción rueda - vía
$PT = 9515,70 \text{ N.}$	
$u_r = 0.01$	

$$F_{rd} = 95,157 \text{ N.}$$

Resistencia del aire:

$$F_{ra} = 0.0048(v - v_a)^2 * s * k_a$$

$$s = 0.9 * a * b \quad (3.3.3)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 294).

v	Velocidad del vehiculo
v_a	Velocidad del aire
s	Sección resistente delantera del vehiculo
a	Ancho del vehiculo
	Aceleración del vehiculo
b	Alto del vehiculo

K_a Coeficiente superficie _ aire

$v = 100 \text{ km/h}$ (velocidad constante tomada para realizar los cálculos).

$v_a = 11.1 \text{ km/h}$

$a = 1.69 \text{ m}$

$b = 1.5 \text{ m}$

$K_a = 0.45$

$s = 2.281 \text{ m}^2$

$F_{ra} = 596,58 \text{ N}$.

Resistencia por inercia:

$$F_{ri} = m * a \quad (3.3.4)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 295).

m Masa del vehiculo

a aceleración

$P_T = 9515,70 \text{ N}$.

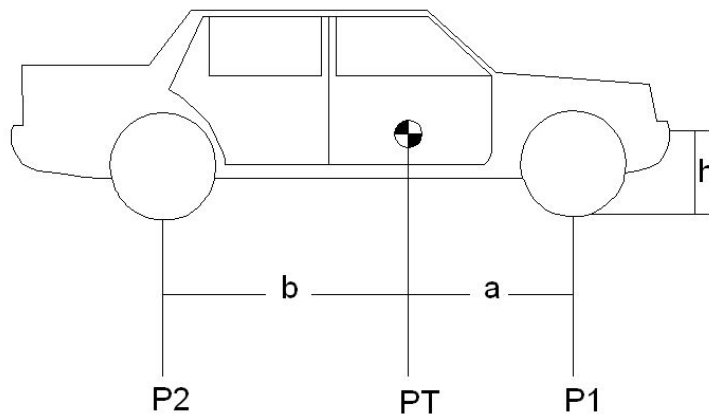
$m = 970,00 \text{ N}$.

$a = 1,94 \text{ m/s}^2$

$F_{ri} = 1886,09 \text{ N}$

3.2.4 Reparto de fuerzas en un auto:

Figura 3.3.2 Reparto de fuerzas en un auto.



Fuerza de frenado:

$$F_f = PT * u \quad (3.3.5)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 295).

u Coeficiente de fricción

$PT = 9515,70 \text{ N.}$

$u = 0.15$

$F_f = 1427,35 \text{ N.}$

Coeficiente de fricción:

$$u = \frac{d}{g} = \frac{F_f}{PT} \quad (3.3.6)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 297).

d deceleración

g gravedad

$PT = 9515,70 \text{ N.}$

$u = 0.103$

Peso transferido:

$$P_t = 0.2 * PT \quad (3.3.7)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 297).

$PT = 9515,70 \text{ N.}$

$P_t = 1903,14 \text{ N.}$

3.2.4.1 Eje Delantero.

Peso transferido sobre el eje:

$$P1 = 0.6 * PT \quad (3.3.8)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 298).

$$P1 = 5709,42 \text{ N.}$$

Fuerza de frenado:

$$Ff1 = 0.6 * Ff \quad (3.3.9)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 298).

Ff Fuerza de frenado

$$Ff1 = 856,41 \text{ N.}$$

Peso dinámico sobre el eje:

$$P1din = P1 + Pt \quad (3.3.10)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 301).

P1din, P2din Fuerzas dinámicas transferidas a los ejes

$$P1din = 7612,56 \text{ N.}$$

Fuerza de frenado dinámica:

$$Ff1din = P1din * u \quad (3.3.11)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 302).

$$Ff1din = 784,80 \text{ N.}$$

3.2.4.2 Eje Posterior.

Peso sobre el eje:

$$P_2 = 0.4 * P_T \quad (3.3.12)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 298).

$$P_2 = 3315,78 \text{ N.}$$

Fuerza de frenado:

$$F_{f2} = 0.4 * F_f \quad (3.3.13)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 298).

$$F_{f2} = 686,70 \text{ N.}$$

Peso transferido al eje:

$$P_{2din} = P_2 - P_t \quad (3.3.14)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 298).

$$P_{2din} = 19669,80 \text{ N.}$$

Fuerza de frenado dinámica:

$$F_{f2din} = P_{2din} * u \quad (3.3.15)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 302).

$$F_{f2din} = 196,20 \text{ N.}$$

3.2.5 Fuerza de fricción total:

$$F_{fT} = F_{f1} + F_{f1din} + F_i \quad (3.3.16)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 302).

$$F_{fT} = 2906,60 \text{ N.}$$

3.2.6 Deceleración:

$$d = \frac{F_{fT} * g}{PT} \quad (3.3.17)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 317).

F_{fT} Fuerza de frenado total

$$d = 2,996 \text{ m/s}^2$$

3.2.7 Eficiencia de frenado:

$$E = \frac{d}{g} * 100 \quad (3.3.18)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 314).

$$E = 30,545 \%$$

3.2.8 Espacio de parada:

$$e = \frac{v^2}{2 * d} \quad (3.3.19)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 315).

$$e = 65,848 \text{ m}$$

3.2.9 Tiempo de parada:

$$tp = \frac{e}{\Delta v} \quad (3.3.20)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 316).

$$tp = 2.96 \text{ s}$$

3.2.10 Fuerza de rozamiento en el disco:

$$FR = FfT * \frac{R}{R1} \quad (3.3.21)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 295).

R Radio exterior del disco

R1 Radio medio de aplicación del la pastilla

$$R = 125,00 \text{ mm}$$

$$R1 = 102,50 \text{ mm} \quad (\text{Datos obtenidos de la medición del disco de freno})$$

$$FR = 3544,63 \text{ N.}$$

3.2.11 Trabajo absorbido:

$$T = FR * e \quad (3.3.22)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 317).

$$T = 233406,79 \text{ N.m}$$

3.2.12 Energía absorbida por los discos:

$$E = \frac{T}{tp} \quad (3.3.23)$$

(Aparicio Izquierdo, Teoría de los vehículos automóviles 1972, p. 317).

$$E = 8038.11 \text{ J}$$

3.2.13 Parámetro de transferencia de calor:

$$\alpha = \frac{h * A}{Cd * M} \quad (3.3.24)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 60)

Cd Calor específico

M Masa del disco

α	Parámetro de transferencia de calor
h	Coeficiente de transferencia de calor a convección

$$PT = 9515,70 \text{ N.}$$

$$Ur = 0.01$$

$$Cd = 1.88 \text{ J/kg K.}$$

$$M = 41,20 \text{ N.}$$

$$\alpha = 38,11 \text{ 1/s}$$

3.2.14 Temperatura generada en la fricción:

$$t = \frac{\frac{E}{Cd * M}}{1 - e^{-\frac{\alpha}{2}}} g + t_0 \quad (3.3.25)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 59)

E	Energía
Cd	Calor específico
M	Masa del disco
α	Parámetro de transferencia de calor

$$Cd = 1.88 \text{ J/kg K}$$

$$M = 41,202 \text{ N.}$$

$$t = 508.99^\circ \text{ C}$$

3.3 Análisis Térmico.

3.3.1 Introducción:

En el proceso de calentamiento o enfriamiento se debe tener en cuenta la variación con el tiempo de la energía interna y las condiciones contorno para ajustarlas.

La ecuación para analizar un problema transitorio de transferencia de calor es.

$$\frac{\partial T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (3.4.1)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 95).

Para facilidad y utilidad de cálculo se introduce la variable

$$\theta = T - T_1 \quad (3.4.2)$$

Con las condiciones iniciales y de contorno:

$$\begin{array}{lll} \theta = \theta_i = T - T_1 & \theta = 0 & \theta = 0 \\ \text{en } \tau=0 & \text{en } x=0 & \text{en } x=2L \\ \text{y } 0 \leq x \leq 2L & \text{y } \tau > 0 & \text{y } \tau > 0 \end{array}$$

Suponiendo la solución producto: $\theta(x, \tau) = X(x)\chi(\tau)$ se originan:

$$\begin{aligned} \frac{\partial^2 X}{\partial x^2} + \lambda^2 X &= 0 \\ \frac{\partial \chi}{\partial \tau} + \alpha \lambda^2 \chi &= 0 \end{aligned}$$

Donde λ^2 es la constante de separación. Para satisfacer las condiciones de contorno es necesario $\lambda^2 > 0$; por lo que la solución adopta la forma:

$$\theta = (C_1 \cos \lambda x + C_2 \sin \lambda x) e^{-\lambda^2 \alpha \tau}$$

De la condición de contorno (b) $C_1 = 0$ para $\tau = 0$

De la condición de contorno (c) $\sin(2L\lambda) = 0$ o $\lambda = \frac{n\pi}{2L}$ $n=1,2,3\dots$

La solución es la serie:

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} C_n e^{-\left[\frac{n\pi}{2L}\right]^2 \alpha \tau} \sin \frac{n\pi x}{2L}$$

Esta serie es una serie de Fourier en senos, con las condiciones iniciales y de contorno se tiene:

$$C_n = \frac{1}{L} \int_0^{2L} \theta_i \sin \frac{n\pi x}{2L} dx = \frac{4}{n\pi} \theta_i$$

La solución total es:

$$\frac{\theta}{\theta_i} = \frac{T - T_1}{T_i - T_1} = \frac{4}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n} e^{-\left[\frac{n\pi}{2L}\right]^2 \alpha \tau} \sin \frac{n\pi x}{2L} \quad n=1,2,3... \quad (3.4.3)$$

Esta es la ecuación para determinar el flujo de calor de un sólido.

3.3.2 Sistemas de capacidad térmica global:

El análisis de sistemas en los que la temperatura puede considerarse uniforme recibe el nombre de: método de la capacidad térmica global.

El análisis de la capacidad térmica global es el que supone que la resistencia interna del cuerpo es despreciable en comparación con la resistencia externa. Es equivalente a decir de la resistencia convectiva de la superficie es grande comparada con la resistencia conductiva interior.

Tales sistemas están idealizados ya que en el material debe existir un gradiente de temperatura.

3.3.3 Aplicabilidad del análisis de capacidad global:

Un análisis de este tipo proporciona errores del orden del 5%, al cumplir la condición:

$$\frac{h(v/A)}{k} \angle 0,1 \quad (3.4.4)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 97)

Nos permite dar a conocer al inicio del diseño cual es el error con el que se va a desarrollar el cálculo, si está dentro del parámetro establecido anteriormente supone una distribución uniforme de temperaturas.

Con un error de conocimiento del coeficiente de convección del $\pm 25\%$, el margen de aplicación es:

$$Bi = [h(v/A)/k] < 0,1 \quad (3.4.5)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 97)

Cuando no se tiene seguridad en el valor de convección se utiliza la anterior desigualdad, para tener un parámetro de utilizar o no el método de capacidad global.

3.3.4 Flujo de calor transitorio en un sólido semi-infinito:

La ecuación para calcular el flujo de calor en una posición cualquiera x del sólido en función del tiempo es:

$$\frac{\partial T}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (3.4.6)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 98)

Cuyo análisis se realiza con condiciones de frontera:

$$T(x,0)=T_i \quad T(0,\tau)=T_0 \text{ para } t>0$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 99)

Para el análisis de esta ecuación en este caso, se utiliza la transformada de Laplace.

La solución que se presenta para este caso es:

$$\frac{T(x,\tau)-T_0}{T_i-T_0} = \operatorname{erf} \frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}}$$

La función error de Gauss viene definida por:

$$\operatorname{erf} \frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}}} e^{-\eta^2} d\eta \quad (3.4.7)$$

Se reemplaza

$$\frac{T(x,\tau) - T_0}{T_i - T_0} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}}} e^{-\eta^2} d\eta$$

Sacando derivada parcial en x

$$\frac{\partial T}{\partial x} = (T_i - T_0) \frac{2}{\sqrt{\pi}} e^{-\frac{x^2}{4\alpha\tau}} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{x}{2\sqrt{\alpha\tau}} \right)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{T_i - T_0}{\sqrt{\pi\alpha\tau}} e^{-\frac{x^2}{4\alpha\tau}}$$

De aquí el flujo de calor en la dirección x se tiene:

$$q_x = -kA \frac{\partial T}{\partial x}$$

Reemplazando se tiene la ecuación de flujo de calor en la superficie

$$q_0 = -kA \frac{T_i - T_0}{\sqrt{\pi\alpha\tau}} \text{ con } x=0 \quad (3.4.8)$$

3.3.5 Condiciones de contorno convectivas:

“El problema de conducción en régimen transitorio esta unido a condiciones de contorno convectivas en la superficie del sólido.

Calor por convección hacia la superficie = Calor conducido hacia adentro de la superficie.

La resolución de Schneider presenta gráficos para calcular temperaturas en placas o cilindros” (Holman. Transferencia de Calor 1985, p. 101-103).

3.3.6 Número de Biot:

“El número de Biot compara valores relativos de la resistencia a la transferencia de calor por convección en la superficie y la resistencia interna a la conducción.

Un número bajo de Biot significa que la resistencia a la conducción es despreciable en comparación con la resistencia convectiva de la superficie, implica que la temperatura será uniforme a lo largo del sólido.

Se utiliza como referencia para utilizar el método de capacidad global o resistencia interna despreciable en problemas de conducción transitoria” (Holman. Transferencia de Calor 1985, p. 104).

3.3.7 Número de Fourier:

“El número de Fourier compara una longitud característica del cuerpo con un valor aproximado de la longitud característica hasta que penetra la onda de temperatura en un tiempo dado.

La aplicación de los diagramas de Heisler se restringe a valores del numero de Fo $>0,2$

Los diagramas de Heisler son utilizados par obtener la distribución de temperatura en una placa infinita de espesor $2L$, en el cilindro largo o en la esfera.

Se utiliza como referencia para leer y definir una grafica de distribución de temperatura en una placa, utilizando las graficas de Heisler.” (Holman. Transferencia de Calor 1985, p. 104, 105).

3.3.8 Número de Nusselt:

“Es te parámetro es igual al gradiente de temperatura adimensional en la superficie y proporciona una medida de la transferencia de calor por convección, que ocurre en la superficie. Del conocimiento del numero de Nusselt se puede obtener el coeficiente de convección local.” (Holman. Transferencia de Calor 1985, p. 105).

3.3.9 Número de Prandtl:

Este parámetro es la razón de las difusividades de momentos y térmicas.

Proporciona una medida de la efectividad relativa del transporte de momento y energía por difusión en las capas límite hidrodinámica y térmica.” (Holman. Transferencia de Calor 1985, p. 105).

3.3.10 Sistemas multidimensionales:

Cuando se encuentra una pared cuya altura y ancho tienen dimensiones que no son grandes comparados con el espesor, un cilindro cuya longitud no es grande comparada con su diámetro, se necesitan coordenadas espaciales.

La solución para un bloque tridimensional puede expresarse como un producto de soluciones de tres placas infinitas que tengan los espesores de los tres lados del bloque.

La solución del cilindro puede expresarse como el producto de las soluciones de un cilindro infinito y una placa infinita que tenga espesor igual a la longitud del cilindro.” (Holman. Transferencia de Calor 1985, p. 109, 110).

3.3.11 Transferencia de calor en sistemas multidimensionales:

Es posible superponer las soluciones de la pérdida de calor de cuerpos unidimensionales para obtener el calor para un cuerpo multidimensional.

Si se desea obtener la pérdida de calor de un tiempo dado, el cálculo es inmediato.

Si lo que se desea es el tiempo para conseguir una cierta pérdida de calor se debe emplear un procedimiento de prueba o error iterativo.” (Holman. Transferencia de Calor 1985, p. 110, 111).

3.3.12 Método numérico para el régimen transitorio.

“Con frecuencia se encuentran problemas en los que las condiciones de contorno varían con el tiempo y la forma geométrica del cuerpo y no permiten una posible solución analítica, en estos casos se puede tratar el problema con técnicas numéricas con la ayuda de un computador.

En un cuerpo bidimensional dividido en incrementos la ecuación que gobierna el flujo de calor es:

$$k \left(\frac{\partial T}{\partial x^2} + \frac{\partial T}{\partial y^2} \right) = \rho c \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (3.4.9)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 113)

Suponiendo propiedades constantes e incrementos en x e y iguales, tenemos ecuaciones que se aplican en los nodos, en el interior de la placa.

Las condiciones para aplicar y facilitar son:

$$\frac{(\Delta x)^2}{\alpha \Delta \tau} \begin{cases} \geq 2 & \text{uni dimensional} \\ \geq 4 & \text{Bi dimensional} \end{cases} \quad (3.4.10)$$

(Holman, Transferencia de calor 1985, p. 114)

En el caso de los contornos, las ecuaciones se describen en las páginas 115-116 y las condiciones que debe cumplir son.

$$\frac{(\Delta x)^2}{\alpha \Delta \tau} \geq \begin{cases} 2 \left(\frac{h \Delta x}{k} + 1 \right) & \text{uni dimensional} \\ 2 \left(\frac{h \Delta x}{k} + 2 \right) & \text{Bi dimensional} \end{cases} \quad (3.4.11)$$

(Holman, Transferencia de calor 1985, p. 116)

Las ecuaciones desarrolladas en las páginas 115-116, están basadas en la técnica de diferencias hacia delante, en la que la temperatura se un nodo, en un incremento de un tiempo futuro, se expresa en función de las temperaturas de los nodos que lo

rodean a comienzo del incremento del tiempo.” (Holman. Transferencia de Calor 1985, p. 113 - 115).

3.3.13 Diferencias hacia delante y hacia atrás.

“La ecuación en diferencias puede formularse calculando las derivadas en función de las temperaturas den el incremento del tiempo p+1, esta ordenación son las diferencia hacia atrás, debido a que la derivada temporal se mueve hacia atrás en el tiempo para la conducción de calor hacia el nodo” (Holman. Transferencia de Calor 1985, p. 116).

3.3.14 Coeficiente de convección.

“El coeficiente de convección esta relacionado con el área por el cual se dirige el aire, el numero de Prandtl, el numero de Reynolds, viscosidad del fluido.

La ecuación a continuación relaciona las superficies por las cuales fluye el aire tomando en cuenta que el área de entrada y salida son distintas. ” (Holman. Transferencia de Calor 1985, p. 150).

$$h = \frac{A_1}{A} h_1 + \frac{A_2}{A} h_2 \quad (3.4.12)$$

(Incropera, De Witt. Transferencia de calor 1999, p. 285)

$$Nu = 0.037 Pr^{0.35} Re^{0.8} \quad Pr = 0.7$$

$$p = 0.18177 \times \frac{273.16}{273.16 + T} \times \frac{P}{760} \text{ kg/m}^3$$

$$\mu = 1.5726 \times 10^{-6} \times \frac{393.16}{393.16 + T} \times \left(\frac{273.16 + T}{273.16} \right)^{1.5} \text{ Pas}$$

$$\lambda = 6.14 \times 10^{-6} \text{ W/mK}$$

$$h_1 = \frac{0.037 \text{Pr}^{0.35} \left(\lambda / v^{0.8} \right) (r_2 \varpi)^{0.8}}{r_2^{0.2}}$$

$$h_2 = 0.037 \text{Pr}^{0.35} \frac{\lambda}{v^{0.8}} \frac{v_2^{0.8}}{(r_2 - r_1)^{0.2}}$$

$$v = \mu / \rho \quad (3.4.13)$$

(Holman, Transferencia de calor 1985, p. 150)

A= área m²

h= coeficiente de calor por convección, W/m²

Nu= número de nusselt

Pr= número de Prantdl

Re= número de Reynolds

ρ= densidad de masa kg/m³

μ= viscosidad dinámica kg/s.m

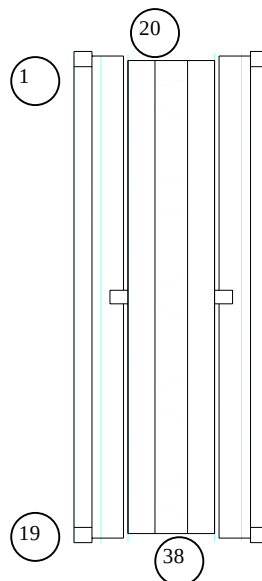
λ= longitud de onda

v= viscosidad dinámica m.s²

variables numéricas según condiciones.

3.3.15 Transferencia de calor pastilla – disco.

Figura 3.3.3 Disco de freno dividido en elementos finitos para el cálculo de la transferencia de calor. La numeración comienza en la esquina inferior izquierda



Ecuación de temperaturas internas:

$$T_{m+1,n} + T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1} + 4T_{m,n} = 0 \quad (3.4.14)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 61)

$$\text{Nudo 1} \quad 2T_{18} + 2T_2 - 4T_1 = 0$$

$$\text{Nudo 2} \quad 2T_{19} + T_1 + T_3 - 4T_2 = 0$$

$$\text{Nudo 3} \quad 2T_{20} + T_2 + T_4 - 4T_3 = 0$$

$$\text{Nudo 17} \quad 2T_{16} + 2T_{34} - 4T_{17} = 0$$

$$\text{Nudo 18} \quad T_{19} + T_{19} + T_1 + T_{35} + 4T_{18} = 0$$

$$\text{Nudo 19} \quad T_{18} + T_{20} + T_2 + T_{36} + 4T_{19} = 0$$

$$\text{Nudo 20} \quad T_{19} + T_{21} + T_3 + T_{37} + 4T_{20} = 0$$

$$\text{Nudo 21} \quad T_{20} + T_{22} + T_4 + T_{38} + 4T_{21} = 0$$

$$\text{Nudo 22} \quad T_{21} + T_{23} + T_5 + T_{39} - 4T_{22} = 0$$

$$\text{Nudo 23} \quad T_{22} + T_{24} + T_6 + T_{40} - 4T_{23} = 0$$

$$\text{Nudo 24} \quad T_{23} + T_{25} + T_7 + T_{41} - 4T_{24} = 0$$

.

.

..

$$\text{Nudo 34} \quad T_{33} + T_{33} + T_{17} + T_{51} - 4T_{34} = 0$$

$$\text{Nudo 35} \quad T_{36} + T_{36} + T_{18} + T_{52} - 4T_{35} = 0$$

$$\text{Nudo 36} \quad T_{35} + T_{34} + T_{19} + T_{53} - 4T_{36} = 0$$

$$\text{Nudo 37} \quad T_{36} + T_{38} + T_{20} + T_{34} - 4T_{37} = 0$$

$$\text{Nudo 51} \quad T_{50} + T_{50} + T_{34} + T_{68} - 4T_{51} = 0$$

$$\text{Nudo 52} \quad T_{53} + T_{53} + T_{35} + T_{89} - 4T_{52} = 0$$

$$\text{Nudo 53} \quad T_{52} + T_{54} + T_{36} + T_{70} - 4T_{53} = 0$$

$$\text{Nudo 56} \quad T_{55} + T_{57} + T_{39} + T_{73} - 4T_{56} = 0$$

$$\text{Nudo 60} \quad T_{59} + T_{61} + T_{43} + T_{77} - 4T_{60} = 0$$

$$\text{Nudo 64} \quad T_{63} + T_{65} + T_{47} + T_{81} - 4T_{64} = 0$$

$$\text{Nudo 67} \quad T_{66} + T_{68} + T_{50} + T_{84} - 4T_{67} = 0$$

Ecuación de temperaturas de contorno:

$$T_{m,n} \left(\frac{h^* \Delta x}{k} + 2 \right) - \frac{h^* \Delta x}{k} T_{\infty} - \frac{1}{2} (2T_{m-1,n} + T_{m,n+1} + T_{m,n-1}) = 0 \quad (3.4.15)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 62)

$$\text{Nudo 24} \quad T_{24} \left(\frac{h^* \Delta x}{k} + 2 \right) - \frac{h^* \Delta x}{k} T_{\infty} - \frac{1}{2} (2T_{37} + T_{55} + T_{53}) = 0$$

$$\text{Nudo 55} \quad T_{55} \left(\frac{h^* \Delta x}{k} + 2 \right) - \frac{h^* \Delta x}{k} T_{\infty} - \frac{1}{2} (2T_{38} + T_{56} + T_{54}) = 0$$

$$\text{Nudo 58} \quad T_{58} \left(\frac{h^* \Delta x}{k} + 2 \right) - \frac{h^* \Delta x}{k} T_{\infty} - \frac{1}{2} (2T_{41} + T_{59} + T_{57}) = 0$$

$$\text{Nudo 59} \quad T_{59} \left(\frac{h^* \Delta x}{k} + 2 \right) - \frac{h^* \Delta x}{k} T_{\infty} - \frac{1}{2} (2T_{42} + T_{60} + T_{58}) = 0$$

$$\text{Nudo 61} \quad T_{61} \left(\frac{h^* \Delta x}{k} + 2 \right) - \frac{h^* \Delta x}{k} T_{\infty} - \frac{1}{2} (2T_{44} + T_{62} + T_{60}) = 0$$

$$\text{Nudo 62} \quad T_{62} \left(\frac{h^* \Delta x}{k} + 2 \right) - \frac{h^* \Delta x}{k} T_{\infty} - \frac{1}{2} (2T_{45} + T_{63} + T_{61}) = 0$$

$$\text{Nudo 65} \quad T_{65} \left(\frac{h^* \Delta x}{k} + 2 \right) - \frac{h^* \Delta x}{k} T_{\infty} - \frac{1}{2} (2T_{48} + T_{66} + T_{64}) = 0$$

$$\text{Nudo 66} \quad T_{66} \left(\frac{h^* \Delta x}{k} + 2 \right) - \frac{h^* \Delta x}{k} T_{\infty} - \frac{1}{2} (2T_{49} + T_{67} + T_{65}) = 0$$

Ecuación de temperatura de esquina:

$$2T_{m,n} \left(\frac{h^* \Delta x}{k} + 1 \right) - 2 \frac{h^* \Delta x}{k} T_{\infty} - (2T_{m-1,n} + T_{m,n-1}) = 0 \quad (3.4.16)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 62)

Ecuación de temperatura de esquina interior:

$$BiT_{\infty} + T_{m,n+1} + T_{m-1,n} + \frac{(T_{m+1,n} - T_{m,n-1})}{2} - T_{m,n} (3 + Bi) = 0 \quad (3.4.17)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 64)

$$\text{Nudo 57} \quad 2T_{57} (3 + Bi) - BiT_{\infty} - T_{40} - T_{36} - \frac{1}{2}(T_{58} + T_{74}) = 0$$

$$\text{Nudo 63} \quad T_{63} (3 + Bi) - BiT_{\infty} - T_{46} - T_{62} - \frac{1}{2}(T_{64} + T_{80}) = 0$$

$$\text{Nudo 68} \quad T_{68} (3 + Bi) - BiT_{\infty} - T_{51} - T_{67} - \frac{1}{2}(T_{57} + T_{35}) = 0$$

Numero de Biot:

$$Bi = \frac{h^* \Delta x}{k} \quad (3.4.18)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 64)

DATOS		
Temperatura	509	°C
H	115	W/m ² °C
	0,006	m
k _{disco}	52	W/m °C
k _{pastilla}	42	W/m °C
T _ψ	500	°C
Bi	0,016	
Temperaturas		
T35	500	°C
T36	500	°C
T37	500	°C
T38	500	°C
T39	500	°C
T40	500	°C
T41	500	°C
T42	500	°C
T43	500	°C
T44	500	°C
T45	500	°C
T46	500	°C
T47	500	°C
T48	500	°C
T49	500	°C
T50	500	°C
T51	500	°C

3.3.15.1 Temperaturas calculadas.

TEMPERATURAS CALCULADAS		
T1	440,056609	°C
T2	432,345192	°C
T3	422,1206	°C
T4	414,07615	°C
T5	408,664039	°C
T6	405,243792	°C
T7	403,135918	°C
T8	401,842778	°C
T9	401,03678	°C
T10	400,508084	°C
T11	400,120114	°C
T12	399,782468	°C
T13	399,450539	°C
T14	399,187208	°C
T15	399,382925	°C
T16	401,224917	°C
T17	406,190052	°C
T18	447,768026	°C
T19	433,601779	°C
T20	421,030529	°C
T21	412,75998	°C
T22	407,668107	°C
T23	404,587605	°C
T24	402,728551	°C
T25	401,599207	°C
T26	400,898129	°C
T27	400,437722	°C
T28	400,094952	°C
T29	399,779609	°C
T30	399,41624	°C
T31	398,957684	°C
T32	398,559787	°C
T33	399,663345	°C
T34	411,155187	°C
T35	483,811937	°C
T36	433,263368	°C
T37	415,639758	°C
T38	408,265135	°C

TEMPERATURAS CALCULADAS		
T39	404,660803	°C
T40	402,709970	°C
T41	401,591473	°C
T42	400,927371	°C
T43	400,518806	°C
T44	400,249722	°C
T45	400,042362	°C
T46	399,824775	°C
T47	399,477129	°C
T48	398,667502	°C
T49	396,235194	°C
T50	387,713489	°C
T51	354,955415	°C
T52	220,952984	°C

Flujo de calor en contornos eje X:

$$q = \sum k \Delta x \frac{\Delta T}{\Delta y} \quad (3.4.19)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 66)

Flujo de calor en contornos eje Y:

$$q = \sum k \Delta y \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (3.4.20)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 66)

Flujo de calor convectivo en contornos eje X:

$$q = \sum h \Delta y (T - T_{\infty}) \quad (3.4.21)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 66)

Flujo de calor convectivo en contornos eje Y:

$$q = \sum h \Delta x (T - T_{\infty}) \quad (3.4.22)$$

(Holman, Transferencia de Calor 1985, p. 66)

DATOS		
Temperatura	509	°C
H	115	W/m ² °C
	0,006	M
k _{disco}	52	W/m °C
k _{pastilla}	42	W/m °C
T _ψ	500	°C
Bi	0,016	

FLUJO DE CALOR

q _(hacia la pastilla)	65490,3296	W/m
q _(hacia el disco)	81083,2652	W/m
T _(media al disco)	408,276849	°C

3.4 Cálculo de Esfuerzos.

3.4.1 Esfuerzo Radial:

r ₁	Radio interior
r ₂	Radio exterior
w	Velocidad angular
α	Coeficiente de dilatación térmica
E	Modulo de elasticidad
u	Modulo de Poisson
T	Temperatura media de flujo
γ	Peso especifico

DATOS				
U=	0,211			
D=	7833	kg/m3		
C=	76841,73	N/m3		
G=	9,81	m/s2		
R1=	0,1025	m		
R2=	0,125	m		
V=	22,22	m/s		
W=	195,3406593	rad/s		
R=	0,82			
A=	1,47E+05	m2/s		
E=	1,70E+08	Pa		
T=	408,2768493	°C		
S _{yt}	53091500	Pa		

$$\sigma_r = D + \frac{L}{r^2} - \frac{3+u}{8} * \frac{\gamma}{g} * wr^2 - \frac{2}{3} * \frac{T}{3(r_2 - r_1)} * \alpha Er$$

Radial	5,90E+16	Pa
--------	----------	----

3.4.2 Esfuerzo Tangencial:

r1	Radio interior
r2	Radio exterior
w	Velocidad angular
α	Coeficiente de dilatación térmica
E	Modulo de elasticidad
u	Modulo de Poisson
T	Temperatura media de flujo
γ	Peso específico

DATOS				
u=	0,211			
d=	7833	kg/m3		
c=	76841,73	N/m3		
g=	9,81	m/s2		
R1=	0,1025	m		
R2=	0,125	m		
v=	22,22	m/s		
W=	195,3406593	rad/s		
R=	0,82			
a=	1,47E+05	m2/s		
E=	1,70E+08	Pa		
T=	408,2768493	°C		
S _{yt}	53091500	Pa		

$$\sigma_t = D - \frac{L1}{r^2} - \frac{1+3u}{8} * \frac{\gamma}{g} * wr^2 - \frac{2}{3} * \frac{T}{(r_2 - r_1)} * \alpha Er$$

Constantes:

$$D = C_1 + B_1$$

$$C_1 = \frac{3+u}{8} * \frac{\gamma}{g} * w^2 - \frac{2}{3} (r_1^2 + r_2^2)$$

$$B_1 = \frac{E}{1-u} \left(\bar{B}_1 + \frac{\alpha Tr_1}{(r_2 - r_1)} \right)$$

$$L = C_2 + B_2$$

$$C_2 = \frac{3+u}{8} * \frac{\gamma}{g} * w^2 r_1^2 r_2^2$$

$$B_1 = \frac{E}{1-u} \bar{B}_1$$

CONSTANTES				
C1=	3134901,709		C2=	19693,8897
B1=	5,90698E+16		B2=	140379851
D=	5,90698E+16		L=	140399545

τ Tangencial	-1,89E+17	Pa
---------------------	------------------	-----------

3.4.3 Condición de Resistencia:

r1	Radio interior
r2	Radio exterior
w	Velocidad angular
α	Coeficiente de dilatación térmica
E	Modulo de elasticidad
ν	Modulo de Poisson
T	Temperatura media de flujo
γ	Peso especifico
g	Gravedad
σ_{eq}	Esfuerzo equivalente

DATOS				
u=	0,211			
d=	7833	kg/m3		
c=	76841,73	N/m3		
g=	9,81	m/s2		
R1=	0,1025	m		
R2=	0,125	m		
v=	22,22	m/s		
W=	195,3406593	rad/s		
R=	0,82			
a=	1,47E+05	m2/s		
E=	1,70E+08	Pa		
T=	408,2768493	°C		
Syt	53091500	Pa		

$$\sigma_{eq} = \sigma_{t \max} = c \left[2 + (1 - m)k^2 \right] < \sigma$$

$$c = \frac{3 + u}{8} * \frac{\gamma}{g} w^2 r_2^2$$

$$m = \frac{1 + 3u}{3 + u}$$

$$k = \frac{r_1}{r_2}$$

. Equivlaente	4982479,308	Pa
---------------	-------------	----

Resumen de Cálculos:

DATOS				
u=	0,211			
d=	7833	kg/m3		
c=	76841,73	N/m3		
g=	9,81	m/s2		
R1=	0,1025	m		
R2=	0,125	m		
v=	22,22	m/s		
W=	195,3406593	rad/s		
R=	0,82			
a=	1,47E+05	m2/s		
E=	1,70E+08	Pa		
T=	408,2768493	°C		
Sut	53091500	Pa		
CONSTANTES				
C1=	3134901,709		C2=	19693,8897
B1=	5,90698E+16		B2=	140379851
D=	5,90698E+16		L=	140399545
ESFUERZOS				
. Radial	5,90E+16		Pa	
. Tangencial	-1,89E+17		Pa	
. Equivlaente	4982479,308		Pa	

EL ESFUERZO EQUIVALENTE ES MENOR AL ESFUERZO
ULTIMO (Sut) POR LO TANTO EL DISCO RESISTE.

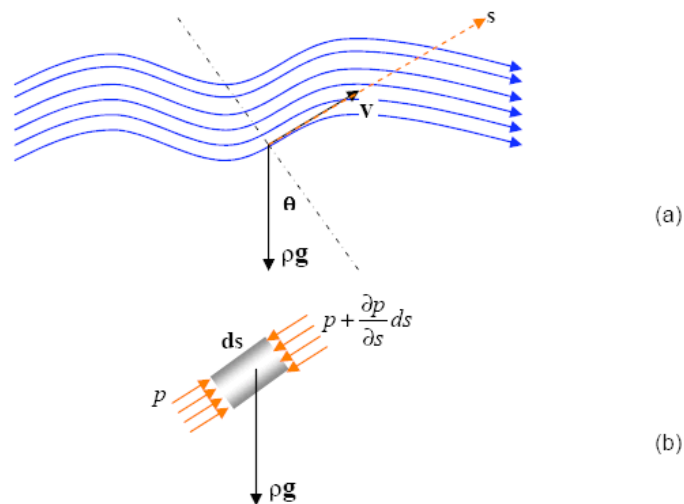
3.5 Análisis de Fluidos.

3.5.1 Integración de la ecuación de Euler - Ecuación de Bernoulli:

Para el caso de flujo ideal, permanente e incompresible, la integración de la ecuación de Euler da como resultado la conocida ecuación de Bernoulli.

Para ello se evaluará la ecuación (4.7.1), a lo largo de una línea de corriente. Utilizando en este caso las coordenadas de trayectoria, en las que la dirección $\mathbf{s}$, permanece siempre tangente a la trayectoria de la partícula fluida (línea de corriente).

Figura 3.5.1 (a) Flujo ideal representado mediante líneas de corriente
(b) Elemento diferencial de fluido, mostrando las fuerzas másicas y superficiales, que actúan sobre una partícula fluida.
(DE WITT. David. INCROPERA. Frank. Fundamentos de transferencia de calor).



Recordamos la ecuación de Euler para flujo ideal sin fricción.

$$\rho \mathbf{g} - \nabla p = \rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} \right) \quad \mathbf{A} \quad (3.6.1)$$

En este caso particular las componentes de la ecuación en la dirección **s**, son:

$$\rho \mathbf{g} = -\rho g \cdot \text{sen}\theta \cdot \vec{\mathbf{u}}_s - \rho g \cdot \cos\theta \cdot \vec{\mathbf{u}}_n \quad \mathbf{B} \quad (3.6.2)$$

$$\nabla p = \frac{\partial p}{\partial s} \vec{\mathbf{u}}_s$$

$$\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} = 0 \text{ (flujo permanente)}$$

$$\mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} = v \frac{\partial v}{\partial s} \vec{\mathbf{u}}_s$$

Sustituyendo las expresiones **A** en la ecuación **B**, se tiene:

$$-\rho g \cdot \text{sen}\theta \cdot \vec{\mathbf{u}}_s - \frac{\partial p}{\partial s} \vec{\mathbf{u}}_s = \rho v \frac{\partial v}{\partial s} \vec{\mathbf{u}}_s \quad (3.6.3)$$

Tratándose de un flujo unidireccional, en la dirección **s**, la última ecuación puede escribirse del siguiente modo:

$$-\rho g \cdot \text{sen}\theta \cdot \vec{\mathbf{u}}_s - \frac{\partial p}{\partial s} \vec{\mathbf{u}}_s = \rho v \frac{\partial v}{\partial s} \vec{\mathbf{u}}_s \quad (3.6.4)$$

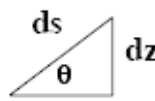
multiplicando por **ds**

$$-\rho g \cdot \text{sen}\theta \cdot ds - dp = \rho v \cdot dv \quad (3.6.5)$$

dividiendo entre ρ

$$g \cdot \text{sen}\theta \cdot ds + \frac{dp}{\rho} + v \cdot dv = 0 \quad (3.6.6)$$

la diferencial de arco, **ds**, se puede calcular mediante la siguiente aproximación:



$$ds \approx \frac{dz}{\text{sen}\theta}$$

$$\therefore ds \cdot \text{sen}\theta = dz$$

Sustituyendo esta expresión en la ecuación, e integrando, se tiene:

$$\int g \cdot dz + \int \frac{dp}{\rho} + \int v \cdot dv + C$$

$$gz + \int \frac{dp}{\rho} + \frac{v^2}{2} = C \quad (3.6.7)$$

Para flujo incompresible, $\rho = \text{constante}$, entonces:

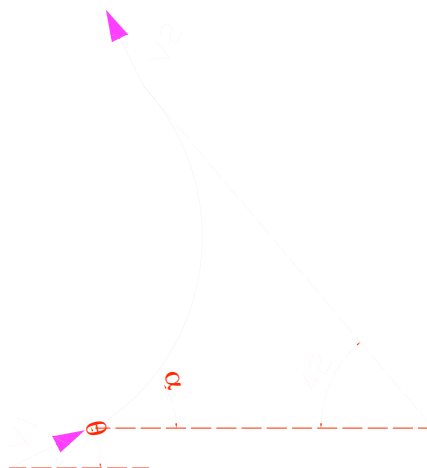
$$h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - hf = h_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} \quad (3.6.8)$$

(Avallone. Baumeister, Manual del Ingeniero Mecánico 1995, p. 3-37, 3-77)

Ecuación que expresa que, para las condiciones de flujo dadas, flujo ideal, permanente e incompresible, la energía mecánica total permanece constante en cualquier punto de una línea de corriente. Esta ecuación, es conocida con el nombre de ecuación de Bernoulli.

3.5.2 Mecánica de Fluidos.

Figura 3.5.1 Angulo de entrada del aire al disco de freno. (DE WITT. David. INCROPERA. Frank. Fundamentos de transferencia de calor).



Angulo de entrada del aire al disco:

V_1	Velocidad de entrada
θ	Angulo de entrada del aire
γ	Angulo del álabe
α	Coeficiente de dilatación térmica
v_A	Velocidad del álabe

$$V_1 * \cos \theta = v_A + x$$

$$V_1 * \sin \theta = y$$

$$\tan \gamma = \frac{y}{x}$$

DATOS		
v=	100	Km/h
	40	°
	45	°
	?	°
V1=	11,1	km/h
v2=	?	km/h
a=	0,009	M
b=	0,006	M
Q=	0,0001665	m/s

$$\theta = 25.083^\circ$$

Velocidad del aire respecto al álabe:

$$V_{a/a} = \frac{y}{\sin\theta}$$

$$y = V_1 * \sin\theta$$

$$y = 4.705 \text{ m/s}$$

$$V_{a/a} = \frac{y}{\sin\theta}$$

$$V_{a/a} = 7.320 \text{ m/s}$$

Velocidad absoluta:

$$x = V_{a/a} * \sin 45$$

$$x = 5.176 \text{ m/s}$$

$$v_{x2} = 0.471 \text{ m/s}$$

Velocidad de Salida:

$$v2 = \sqrt{v_{x2}^2 + y^2}$$

$$v2 = 4.728 \text{ m/s}$$

Fuerza:

$$F_x = M * (V_1 * \cos\theta - v_{x2})$$

$$F_x = \rho Q * (V_1 * \cos\theta - v_{x2})$$

DATOS		
v1=	111,1	Km/h
	40	°
	45	°
	25,08333	°
	1,1774	kg/m3
a=	0,009	M
b=	0,006	M
Q=	0,0016665	m/s
g=	9,81	
Fx=	0,02219443	
p=	411,007992	Pa

$$F_x = 0.02219 \text{ Kg}$$

Presión de entrada y salida:

$$p_1 = \frac{F_x}{A}$$

$$p_1 > p_2$$

$$h_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} - hf = h_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

Cálculos		
p1	411,007992	Pa
v1=	30,8611111	m/s
g=	9,81	m/s2
	11,550294	N/m3
v2=	30,9611111	m/s
p2=	407,368518	Pa

Para facilitar la circulación del aire y como resultado de la forma de los álabes, se debe producir una caída de presión desde la entrada (p1) hacia la salida (p2) del disco. Se supone un aumento del area del álabe de 10%.

CAPÍTULO IV

COSTOS DE FABRICACIÓN PARA COMERCIALIZACIÓN

- 4.1 Costos de producción.
- 4.2 Factibilidad de comercialización.

4.1 Costos de producción.

Primero analizaremos el costo de producción de un prototipo de disco de freno, por lo que el costo de este tendrá un valor mayor que al construirlos en serie, ya que para su elaboración, se tiene primero que fabricar un molde. Es necesario unos kilos de materia prima, el maquinado de la pieza luego de ser fundida, la mano de obra, etc.

Item	Descripción	Tiempo	Costo por hora Dólares	Costo Total Dólares
1	Construcción de molde	4 h	13,00	52,00
2	Fundición gris perlítica	4 kg	2,50	10,00
3	Maquinado	5 h	13,00	65,00
	TOTAL			127,00

tabla 4.1.1

En la empresa “Constructora Mejía Cia. Ltda.”, el costo de la fundición es de \$ 4,50 por Kilogramo, lo que incluye la materia prima y la utilización del horno y el costo de la mano de obra es de \$ 13,00 por hora, ya sea por construcción de moldes o maquinado de piezas.

Por lo tanto el costo de fabricación del prototipo de disco de freno ventilado, ascendería a \$ 127,00, pudiendo este valor ser disminuido considerablemente con una producción en serie.

Para la producción en serie se utilizará el método de costos por órdenes de trabajo, ya que para la construcción se contrata los servicios de un tercero, en este caso Constructora Mejía Cia. Ltda.

Al no fabricar directamente los discos de freno, no es necesario realizar un análisis de costos profundo, en el cual incurriríamos en: “**Gastos generales de fábrica.-** en los que se incluyen costos de combustible, energía eléctrica, herramientas, depreciación de la maquinaria, impuestos sobre la propiedad, amortización de patentes, la renta, la supervisión, los impuestos sobre la seguridad social, seguros médicos y contra accidentes”. (*Eugene A. Avallone y Theodore Baumeister III*, Manual del Ingeniero Mecánico 11-16)

Todos los valores antes están incluidos en el valor de la hora de mano de obra de Constructora Mejía Cia. Ltda.

4.2 Factibilidad de comercialización.

Para llegar a un precio competitivo en el mercado es necesario recurrir a la construcción en serie, para esto debemos primero realizar un análisis de factibilidad de comercialización, recabando información de la cantidad de discos de freno vendidos al año para el vehículo Chevrolet Swift.

El código del repuesto original es el mismo para los vehículos Chevrolet Forsa II, Swift y Esteem, por lo tanto el disco de freno perforado en mención, podría ser utilizado para cualquiera de estos modelos..

“La cantidad de discos de freno importados con este código al año alcanza las 600 unidades y según la misma fuente la cantidad de discos de freno que ingresan al país con estas medidas y como repuesto no original es de 1100 unidades al año”. (General Motors Quito Ecuador. 2006).

Comprando la materia prima al por mayor, o realizando compra de chatarra que contenga el material que necesitamos, podríamos llegar a conseguir materia prima por un valor de \$ 1,50 por kilogramo.

Item	Descripción	Cantidad	Costo Unitario Dólares	Costo Total Dólares
1	Fundición gris perlítica	4 kg	1,50	6,00
2	Maquinado	3 h	13,00	39,00
	TOTAL			45,00

tabla 4.2.1

Además creando una línea de producción en serie y siguiendo un sistema de procesos, es decir realizando un trabajo en cada fresadora o torno y sin perder el tiempo en cambio de frezas o cuchillas se podría reducir el tiempo de maquinado por lo menos a tres horas.

El costo de producción por disco podría estar en \$ 45,00 por unidad.

El precio de venta del equipo original que es de \$ 95,00 más IVA por unidad, “el margen de utilidad entre General Motors Ecuador y el Concesionario, en este caso Metrocar S.A. es de el 65% entre los dos aproximadamente”. (TNLGO. Patricio Madero. Metrocar Cuenca. 2006).

Entonces el precio de costo aproximado de GM es de \$ 57,57.

Basados en esto, la utilidad en el caso de construir los discos y venderlos directamente a GM estaría alrededor de \$ 12,00, teniendo como ventaja que el disco que ofreceríamos sería ventilado y puede brindar mayor seguridad.

Mercado país unid / año	Mercado Estimado 30% unid / año	Inversión Dólares	Venta Bruta Dólares	Utilidad Dólares	% Utilidad
1700,00	510,00	22950,00	29360,70	6410,70	27,93

tabla 4.2.2

Por lo tanto si de un Mercado país de 1700 unidades al año, se logra una participación de un 30%, sería necesario invertir un capital de \$ 22950,00 para lograr una utilidad de \$ 6410,70; que representa el 27,93 % de utilidad sobre el capital.

Por lo que podemos ver es factible su comercialización, la cual se podría asegurar con un convenio con General Motors del Ecuador para que ofrezca este producto como repuesto y al mismo tiempo equipen a un porcentaje de sus vehículos con discos ventilados, valiéndose de que por ley, todas las ensambladoras de autos en el Ecuador deben instalar determinado porcentaje partes construidas en el país.

CONCLUSIONES

De acuerdo al estudio realizado con los cálculos respectivos se llegó a la conclusión que, los materiales escogidos para la fabricación de los discos es la adecuada, pues cumple los requerimientos de resistencia por lo que es factible realizar las perforaciones en el mismo.

Toda la información recavada en los cálculos fue ingresada a un programa de simulación el cual dió como resultado que, al realizar las perforaciones en el disco este pierde área de fricción, causa desgaste prematuro de pastillas y no soluciona el problema de la disipación de calor.

Luego de varias pruebas y cambios en el diseño del disco, se llegó a concluir de que se logra mejor disipación de calor haciendo las aletas intermedias en el sentido de giro del disco, de forma curva hacia el centro mejorando así la circulación del aire en el interior del mismo.

BIBLIOGRAFÍA

Referencias Bibliográficas:

APARICIO. Francisco. DIAZ. V. VERA.C. Teoría de los vehículos automóviles. España. Sección de publicaciones de la escuela politécnica superior de Madrid. 1996. 287. quinta

ALONSO. José. Técnicas del automóvil chasis. España. Paraninfo. 2002. 597. séptima

AVALLONE. Eugene. BAUMEISTER. Theodore. Manual del ingeniero mecánico tomo 1. Usa. Mc graw hill. 1998. 1778. novena

BOSCH. Robert. Automotive brake systems. Alemania. Bosch gmb. 1995. 289. octava

CENGEL. Yunus. Transferencia de calor. México. Mc graw hill. 2003. 793. segunda

DE WITT. David. INCROPERA. Frank. Fundamentos de transferencia de calor. Mexico. Prentice hall. 1999. 912. cuarta

GEISCHLER. Hans. Tecnología del automóvil. Alemania. Reverti s.a. 1985. 561. vigésima.

GIL. Hermógenes. Manual del automóvil. España. Cultural s.a. 2001. 230. sexta

MAC NEAL. R.h. Finite elements their design and performance. Usa. Sae international. 1992. 642. séptima

MISCHKE. Charles. SHIGLEY. Joseph. Diseño en ingeniería mecánica. México. Mc graw hill.1992. 883. quinta

UPS. Tecnología de la automoción. Ecuador. Ups. 1982. 329. segunda

Referencias Electrónicas:

[http:// www. Brembo.com](http://www.Brembo.com) (Discos y pastillas de freno para competencia).

[http:// www. Hoffman-speedster.de/sp/bremse 2.htm](http://www.Hoffman-speedster.de/sp/bremse%20.htm) (Discos de freno perforados).

[http:// www. Serca.es/productos/discos.htm](http://www.Serca.es/productos/discos.htm) (Gráficos).

[http:// www. Sport devices.com/dyno/sp 3/frictione.htm](http://www.Sport-devices.com/dyno/sp3/frictione.htm) (Frenos para competencia).