

	UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER OCAÑA			
	Documento	Código	Fecha	Revisión
	FORMATO HOJA DE RESUMEN PARA TRABAJO DE GRADO	F-AC-DBL-007	10-04-2012	A
	Dependencia	Aprobado		Pág.
DIVISIÓN DE BIBLIOTECA	SUBDIRECTOR ACADEMICO			1(100)

RESUMEN - TESIS DE GRADO

AUTORES	IOVANNYS FRANCISCO ACOSTA ÁLVAREZ DIEGO DANIEL PAREJA DANGOND
FACULTAD	DE INGENIERÍAS
PLAN DE ESTUDIOS	INGENIERÍA MECÁNICA
DIRECTOR	RICARDO ANDRES GARCIA LEON
TÍTULO DE LA TESIS	CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS DEL COMPORTAMIENTO AL DESGASTE DE LOS SISTEMAS DE FRENOS DE DISCOS AUTOMOTRICES
RESUMEN (70 palabras aproximadamente)	

EN EL PRESENTE DOCUMENTO SE DESARROLLA EL DISEÑO MECÁNICO DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANÁLISIS AL DESGATES EN LOS FRENOS DE DISCO AUTOMOTRICES, TENIENDO EN CUENTA LOS PARÁMETROS PREESTABLECIDOS Y NECESARIOS PARA FUNDAR UNA BASE COMPARATIVA DE LA CALIDAD DE LAS PASTILLAS DE FRENO UTILIZADAS EN AUTOMÓVILES LIVIANOS. TAMBIÉN SE ESTUDIARON LOS DIFERENTES TIPOS DE FRENOS Y SUS COMPONENTES SE HICIERON VARIAS PRUEBAS, PARA DETERMINAR EL COMPORTAMIENTO DEL FRENADO Y EL DESGASTE EN LOS DIFERENTES TIPOS DE PASTILLAS.

CARACTERÍSTICAS			
PÁGINAS: 100	PLANOS: 0	ILUSTRACIONES: 29	CD-ROM: 1



Vía Acolsure, Sede el Algodonal, Ocaña, Colombia - Código postal: 546552
Línea gratuita nacional: 01 8000 121 022 - PBX: (+57) (7) 569 00 88 - Fax: Ext. 104
info@ufpso.edu.co - www.ufpso.edu.co

**CONSTRUCCIÓN DE UN BANCO DE PRUEBAS PARA EL ANALISIS DEL
COMPORTAMIENTO AL DESGASTE DE LOS SISTEMAS DE FRENOS DE DISCOS
AUTOMOTRICES**

AUTORES

IOVANNYS FRANCISCO ACOSTA ÁLVAREZ

DIEGO DANIEL PAREJA DANGOND

Trabajo de grado presentado para optar el título de Ingeniero Mecánico

DIRECTOR

RICARDO ANDRES GARCIA LEON

MSc. Ingeniero Mecánico

UNIVERSIDAD FRANCISCO DE PAULA SANTANDER

FACULTAD INGENIERÍAS

INGENIERÍA MECÁNICA

Ocaña, Colombia

Marzo, 2019

Índice

Capítulo 1. Construcción de un banco de pruebas para el análisis del comportamiento al desgaste de los sistemas de frenos de discos automotrices.	xii
1.1 Planteamiento del problema	1
1.2 Formulación del problema.....	2
1.3 Descripción del problema.....	2
1.4 Objetivos.....	3
1.4.1 General.....	3
1.4.2 Específicos.....	3
1.5 Justificación	3
1.6 Alcances	4
1.6.1 Alcances.....	4
1.7 Delimitaciones	5
1.7.1 Geográfica.	5
1.7.2 Conceptual.	5
1.7.3 Operativo.	5
1.7.4 Temporal.....	5
Capítulo 2. Marco referencial	6
2.1 Marco histórico.....	6
2.1.1 Antecedentes históricos a nivel internacional..	8
2.1.2 Antecedentes históricos a nivel nacional.	9
2.2 Marco conceptual.....	9
2.2.1 Sistema de frenado.....	9
2.2.2 Freno de disco	10
2.2.3 Principales problemas relacionados con los frenos de disco.....	13
2.3 Marco legal	24
2.3.1 A nivel internacional	25
2.3.2 A nivel nacional.....	25
2.3.3 A nivel regional.	28
Capítulo 3. Diseño metodológico	30
3.1 Tipo de investigación.....	30
3.2 Fases del proyecto de investigación	30
3.2.1 Fase 1.	30
3.2.2 Fase 2.	31
3.2.3 Fase 3.....	31
3.3 Población y muestra.....	32
Capítulo 4. Resultados y discusiones.....	33
4.1 Fase 1. Estudiar el funcionamiento de los sistemas de frenado automotriz por medio de bases de datos, normativas técnicas y catálogos, para determinar el diseño óptimo para el banco de pruebas.....	33

4.2 Fase 2. Diseñar los elementos que conforman el banco de pruebas mediante teorías de diseño mecánico para analizar los elementos mecánicos sometidos a máximos esfuerzos, por medio de las siguientes actividades:.....	33
4.2.1 Actividad 1. Seleccionar los elementos del sistema frenado más importantes.	33
4.3 Fase 3. Ensamblar los componentes de la máquina para obtener el prototipo, y su puesta en funcionamiento, por medio de las siguientes actividades	55
4.3.1 Actividad 1. Ensamble del banco de pruebas	55
4.3.2 Actividad 2. Pruebas preliminares sobre temperaturas de frenado, presión de contacto, desgaste, tiempos y velocidades.	62
5. Conclusiones	75
6. Recomendaciones	77
Referencias	78
Apéndices	82

Lista de figuras

Figura 1. Componentes del sistema de frenado.	10
Figura 2. Disco ventilado y macizo.	11
Figura 3. Pastillas de freno.....	12
Figura 4. Composición de los materiales.....	12
Figura 5. Esquema de los álabes.	13
Figura 6. Tiempo de frenado en función a la velocidad.	15
Figura 7. Curvas de desplazamiento.	22
Figura 8. Curvas de zonas de desplazamiento.	23
Figura 9. Motorreductor.....	34
Figura 10. Rodamiento de bolas.	40
Figura 11. Unidad de Rodamiento 'Y' con Soporte de Pie.....	43
Figura 12. Diagrama fuerza de fricción.	46
Figura 13. Diagrama de cuerpo libre para el eje.	49
Figura 14. Diseño del eje a carga estática.....	50
Figura 15. Catalogo Martin.....	55
Figura 16. Modelo geométrico del banco de pruebas.	56
Figura 17. Soporte de banco	56
Figura 18. Motorreductor.....	57
Figura 19. Acople del motor al eje.....	57
Figura 20. Goma de acoples.....	58
Figura 21. Rodamiento con chumacera.	58

Figura 22. Eje con su respectivo bosin.	59
Figura 23. Freno de disco.....	59
Figura 24. Mordaza de freno.....	60
Figura 25. Bomba de freno	60
Figura 26. Depósito de almacenamiento del líquido de frenos.....	61
Figura 27. Graduador de presión de bomba del freno.	61
Figura 28. Diámetro interior y exterior del disco (Medidas en mm).	72
Figura 29. Enfriamiento de newton Versus Temperatura Experimental	73

Lista de tablas

Tabla 1 Condiciones del coeficiente de adherencia.....	19
Tabla 2 Recorrido de frenado en metros.....	24
Tabla 3 Selección del rodamiento.....	43
Tabla 4 Valores aproximados del coeficiente de resistencia a la rodadura de los neumáticos.....	63
Tabla 5 Coeficientes de adherencia (μ) de neumáticos sobre calzadas en diferente estado, con distintos estados de los neumáticos y a diferentes velocidades.	64
Tabla 6 Cálculos del enfriamiento de Newton.....	72
Tabla 7 Condición experimental P1.....	73
Tabla 8 Condición experimental P2.....	74

Lista de apéndices

Apéndice A. Dimensiones del rodamiento.	83
Apéndice B. Rodamiento datos de cálculo.	84
Apéndice C. Guía banco de prueba de desgastes de freno y pastillas automotrices.....	85

Resumen

En el presente documento se desarrolla el diseño mecánico de un banco de pruebas para el análisis al desgates en los frenos de disco automotrices, teniendo en cuenta los parámetros preestablecidos y necesarios para fundar una base comparativa de la calidad de las pastillas de freno utilizadas en automóviles livianos.

También se estudiaron los diferentes tipos de frenos y sus componentes se hicieron varias pruebas, para determinar el comportamiento del frenado y el desgaste en los diferentes tipos de pastillas

El banco de pruebas lo constituye un motor eléctrico, un reductor que hace girar un disco de freno de referencia estándar; este disco recibe el efecto de la fuerza de fricción de dos muestras iguales del material correspondiente a las pastillas de freno por analizar. Para la aplicación de carga se ha adaptado un sistema de freno por disco convencional a los requerimientos del banco de prueba y del protocolo que se ha elaborado. Se controla la presión del disco y su velocidad de rotación para garantizar cierta consistencia de la prueba con las condiciones de operación reales de los materiales de fricción. Los datos obtenidos de las pruebas se usan para determinar la razón de desgaste equivalente y la degradación transitoria y permanente del coeficiente de fricción de las muestras.

Introducción

Un freno es un dispositivo que disminuye la velocidad de un cuerpo, en la mayoría de casos a través de la acción sobre un eje. Funciona absorbiendo energía cinética y disipándola en forma de calor. Los sistemas de frenos de disco son comunes en vehículos, en donde el disco está acoplado con la rueda y gira con ella, al mismo tiempo que es sometido a rozamiento con una superficie con alto coeficiente de fricción como lo es la pastilla de freno. Sobre la pastilla, la cual es soportada por una mordaza (conocida comúnmente como caliper por su denominación en inglés), se ejerce una presión mediante pistones que la empuja contra el disco.

Las pastillas de freno pueden estar compuestas por cerámica, grafito, resinas, fibras artificiales o naturales, hierro, y otros materiales. La calidad así como la cantidad de cada material en una pastilla determinan el perfil de frenado, y las diferentes empresas fabricantes su resistencia a altas temperaturas y su durabilidad. Este elemento del sistema de freno de disco es sin duda el más crítico ya que es el que sufre el mayor desgaste. Y también el más importante ya que de él depende la seguridad de los ocupantes del vehículo

Capítulo 1. Construcción de un banco de pruebas para el análisis del comportamiento al desgaste de los sistemas de frenos de discos automotrices.

1.1 Planteamiento del problema

El sistema de frenado de un automóvil debe satisfacer un complejo conjunto de requerimientos, entre los cuales la seguridad es lo más importante. Los frenos deben trabajar en forma segura y predecible en cualquier circunstancia, lo cual implica disponer de un nivel estable de fricción, en cualquier condición de temperatura, humedad y salinidad del medio ambiente. Para un correcto diseño y operación de los discos de freno, es necesario considerar diferentes aspectos, tales como la geometría, el tipo de material, la resistencia mecánica, la temperatura máxima, la deformación térmica, la resistencia al agrietamiento, entre otros. Todos estos aspectos inciden en que el proceso de corrosión se acelere y se genere así desgaste de los componentes de los discos y por ende la inseguridad en el proceso de frenado.

Actualmente los sistemas de frenado son uno de los más importantes en la industria automotriz debido a que de él depende la seguridad de los ocupantes, es por lo anterior que estos sistemas deben funcionar de forma óptima en cualquier circunstancia de operación. Por otra parte, en los laboratorios de la universidad francisco de paula Santander Ocaña no existe un equipo de laboratorio con los que se puedan realizar pruebas de fricción y desgaste de materiales expuestos a condiciones reales e operación con los que se pueda optimizar estos sistemas tan importantes.

1.2 Formulación del problema

¿Cuál será el diseño óptimo del banco de pruebas para analizar el comportamiento al desgaste de los frenos de disco?

1.3 Descripción del problema

Los sistemas de frenado se basan en la fricción generada por la presión hidráulica que empuja las pastillas de freno contra un disco de hierro fundición gris, y de esta forma se detiene el vehículo, durante este proceso, en el disco se generan altos gradientes de temperatura debido a la fricción y variaciones en los ciclos de frenado.

El freno al ser un elemento importante en la seguridad del automóvil, se encuentra sometido a cargas mecánicas repetitivas, condiciones severas de frenado y ciclos térmicos, en donde se experimentan cambios de temperatura repentinos. El ciclo térmico y las cargas mecánicas causan altas temperaturas, deformación plástica e incluso cambio de fase en el material del disco.

Estos fenómenos son considerados como factores dominantes que inician y causan el aumento de fisuras en la superficie de fricción del disco. Otros factores dominantes son el desgaste, la sobrecarga y la inercia que hacen que el disco de freno pierda sus propiedades mecánicas iniciales.

1.4 Objetivos

1.4.1 General. Construir un banco de pruebas para el análisis del comportamiento al desgaste de los sistemas de frenos de discos automotrices.

1.4.2 Específicos. Estudiar el funcionamiento de los sistemas de frenado automotriz por medio de bases de datos, normativas técnicas y catálogos, para determinar el diseño óptimo del banco de pruebas.

Diseñar los elementos que conforman el banco de pruebas mediante teorías de diseño mecánico para analizar los elementos mecánicos sometidos a máximos esfuerzos.

Ensamblar los componentes de la máquina para obtener el prototipo, y su puesta en funcionamiento.

1.5 Justificación

Es de interés para la comunidad de Ingeniería mecánica continuar con la investigación conjunta de las variables: fricción, temperatura y propiedades Físico-Mecánicas de los frenos de disco que han sido abordadas en otros estudios de forma independiente; es por lo anterior, que con el desarrollo de esta máquina se pueda analizar la incidencia de estas variables que influyen en el proceso de frenado en los frenos de disco de los vehículos.

A nivel industrial este proyecto ayudara a determinar los puntos de mayor desgaste por los cuales están sometidos los frenos de disco ayudando de esta manera al mejoramiento de la vida útil, garantizando mayor productividad y efectividad en el proceso, de igual forma beneficiara a los dueños de los vehículos con una mejora en la calidad del frenado en donde se minimizarán los costos de mantenimiento, la seguridad y la funcionalidad operacional. Estos aspectos serán tema de gran interés a nivel investigativo, debido a que mediante el análisis numérico de los componentes se pueden determinar en tiempo real y aquellos fenómenos que ocurren en los frenos de discos automotrices.

Con la realización de este proyecto de investigación se pretenden obtener las mediciones de los diferentes parámetros que pueden ser variados experimentalmente arrojadas por los efectos por los cuales se ve acelerado el proceso de corrosión en los frenos de disco de los vehículos, ya debido a que existen factores críticos que afectan la microestructura del material modificando sus propiedades Físico-Mecánicas y por lo tanto la inseguridad del sistema de frenado.

1.6 Alcances

1.6.1 Alcances. Se logrará que la construcción de la maquina impacte de manera importante en la capacidad de realizar pruebas a nivel experimental con las cual se puedan brindar soluciones a las problemáticas presentadas en este tipo de componentes de la industria automotriz.

1.7 Delimitaciones

1.7.1 Geográfica. El proyecto se llevará a cabo en el laboratorio de máquinas herramientas de la UFPS seccional Ocaña.

1.7.2 Conceptual. Sistema de frenos en el Automóvil, geometría de los frenos de disco, clase de fijación de las pastillas, filtro térmico, canales o ductos de enfriamiento, composición química de las pastillas.

1.7.3 Operativo. El proyecto se desarrollará con base en los parámetros del presente documento con la asesoría del director del proyecto y demás personas que se necesiten como asesores en el transcurso de la investigación para poder realizar los objetivos del proyecto.

1.7.4 Temporal. El tiempo requerido para este proyecto sería alrededor de 8 a 10 semanas.

Capítulo 2. Marco referencial

2.1 Marco histórico

A finales del siglo XIX, el sistema de frenos que utilizaban los automóviles consistía en una guaya que, al accionarse desde el pedal del freno, bloqueaba la rueda para lograr la detención del vehículo. El problema de este sistema es que el conductor debía tener muchísima fuerza para lograr parar el auto, cosa que no siempre lograba con éxito. Además, sólo se usaba el freno de atrás, pues se pensaba que, si un auto tenía frenos en su parte delantera, podría causar, al momento de la detención, un inevitable volcamiento (Goncalves, 2016).

Newton determinó que un objeto en movimiento permanecerá en movimiento a menos que actúe sobre una fuerza. Cuando un automóvil está en movimiento, una fuerza tiene que ser aplicado para detener su movimiento. Esta acción de parada se lleva a cabo por el sistema de frenado. Al igual que muchas tecnologías, frenos de automóviles han mejorado y se han desarrollado a lo largo de los años. Aunque el objetivo de detener el coche sigue siendo el mismo, el método por el cual esto se logra es más avanzado en la actualidad (Cibercom Creativo, 2017).

Los frenos de disco fueron patentados en los principios 1900, los cuales eran fabricados de hierro. Estos discos están comprimidos por las zapatas de freno para llevar el vehículo a un alto. Las pastillas de freno son presionadas por una pinza que está presionado por el fluido hidráulico. Inicialmente las pastillas de freno no tenían ningún revestimiento. Cuando las dos piezas de

metal entraron en contacto, se produjo un ruido terrible, asbesto fue utilizado para el revestimiento tanto en sistemas de freno de disco y tambor de freno, a lo que contribuyó sustancialmente a mejorar el rendimiento (Cibercom Creativo, 2017).

La verdadera aplicación del frenado en los medios de locomoción concernió a las carretillas de las minas, y después fue favorecida por el desarrollo de los ferrocarriles. En este sector, los pioneros fueron Georges y Robert Stephenson, seguidos por George Westinghouse. Este último efectuó experimentos rigurosos que, yendo contra los prejuicios de la época, permitieron enunciar las leyes siguientes:

- El coeficiente de fricción varía con la velocidad.
- El coeficiente de fricción disminuye con la aplicación de la presión.
- El frenado es más eficaz cuando las ruedas giran que cuando las ruedas están bloqueadas. El ABS actual es la aplicación de dicha ley.

Habrà que esperar a la llegada del petróleo y a su uso como combustible en los motores de explosión para que se desarrollen los verdaderos frenos automovilísticos (Pompon, 1997).

Prácticamente en los mismos años (de 1895 a 1900), Karl Benz, F.W Lanchester, Albert de Dion y George Bouton desarrollaron y comercializaron los primeros automóviles, pero fue Lanchester quien depositó en 1902 la patente del freno de disco. El freno de disco consistía en un disco metálico delgado, fijado al eje de la rueda y apretado, al frenar, entre dos elementos de material de roce mediante palancas y tirantes. Los resultados fueron bastante decepcionantes

debido a la falta de materiales adecuados y a la escasa eficacia del círculo de mando. En la misma época, Herbert Froot realizó un proceso significativo a efectos de la técnica y de la seguridad del frenado, desarrollando y atentando los primeros materiales de fricción modernos. Entre las principales etapas del desarrollo del freno de disco, recordamos en 1953 a Dunlop, que montó los frenos de disco en un Jaguar XK 120. En 1954, los primeros discos ventilados aparecieron, precisamente, en un Alfa Romeo. Pero fue necesario esperar hasta 1963 para ver un camión pesado Knorr dotado de frenos de disco y a 1969, para la primera motocicleta de serie (Pompon, 1997).

2.1.1 Antecedentes históricos a nivel internacional. Por otra parte, las empresas automotrices especializadas en los diferentes tipos han hecho innumerables aportes a la investigación, BOSCH una de las más grandes industrias dedicada a los sistemas de frenos efectuó los ensayos de rendimiento en el banco de pruebas, las pastillas de freno Bosch se someten a presiones simulando así años de uso en vehículos (Bauza, 2018).

En Ecuador se construyó un banco de prueba didáctico de prueba de freno Hidrovac para la escuela de ingeniería automotriz, donde se llevó a cabo la construcción del banco didáctico para realizar pruebas de frenado montando todo un sistema de freno y montado también los elementos electrónicos que sirven para obtener y guardar señales que serán analizadas en el software. Identificando cada una de las partes y su funcionamiento que tiene el sistema de freno de un vehículo (Torres, 2011).

2.1.2 Antecedentes históricos a nivel nacional. Se han llevado a cabo investigaciones sobre el análisis numérico y simulaciones de la temperatura y transferencia de calor de los frenos de disco y de cómo este fenómeno afecta el sistema de frenado. En nuestra universidad se ha investigado sobre el comportamiento de los discos de frenos a partir de los análisis de aceleración de la corrosión. El sistema que fue considerado motivo de estudio y calculo, por parte del autor del proyecto fue el más factible, debido a que los elementos en consideración son de fácil acceso y hoy en día casi la totalidad de los vehículos poseen frenos de disco ventilados en las cuatro ruedas por su efectividad en el proceso de frenado; caso contrario ocurre en vehículos que se siguen utilizando los frenos de tambor en el eje trasero, en donde la mayoría de los inconvenientes proceden de la eficiencia del frenado ya que las zonas de generación de calor se encuentran cerradas, retardando de esta manera la evacuación de calor. El uso excesivo de los frenos, puede ocasionar la ebullición del líquido de frenos, causando la pérdida parcial o total del sistema (García, 2014)

Por otra parte, (Quintero & Echávez, 2017), estudiaron un nuevo tipo de freno automotriz el cual contaba con un tipo de geometría de pilares de ventilación Tipo NACA 66-209 estudiando el comportamiento térmico y fluido-dinámico de las partículas sobre el disco con la finalidad de corroborar el correcto diseño

2.2 Marco conceptual

2.2.1 Sistema de frenado. El sistema de freno es el encargado de desacelerar y detener la progresión del vehículo. Al pisar el pedal de freno, se empuja el líquido que va por conductos a

través del circuito. La presión del fluido acciona los pistones que llevan al contacto la cara de las pastillas con las pistas del freno. La fricción entre las dos superficies reduce la velocidad de la rueda, y con ello la del vehículo. En la figura 1 se muestra el esquema de los componentes del freno de disco.

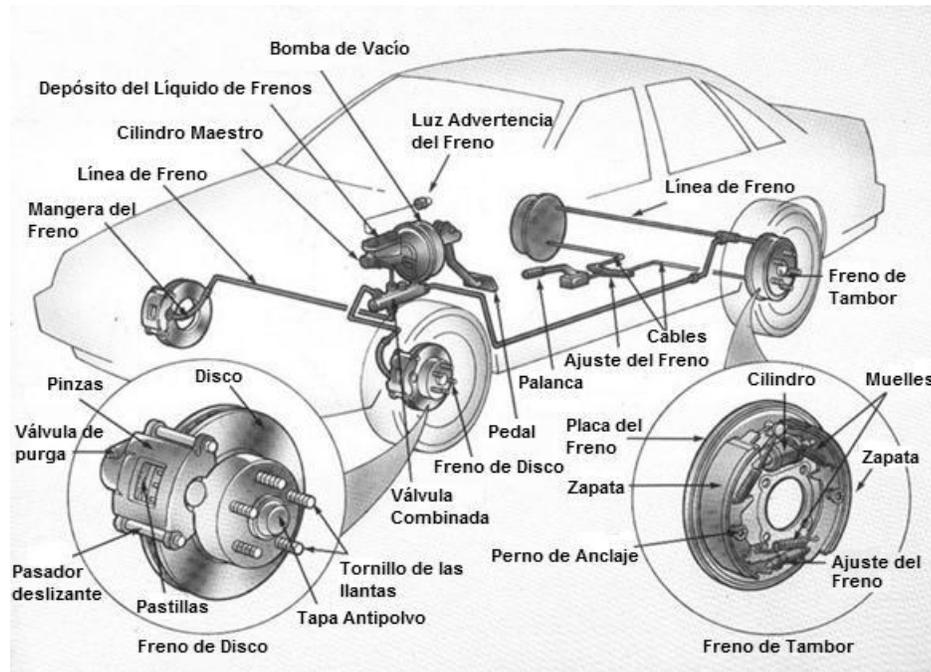


Figura 1. Componentes del sistema de frenado.

Fuente. (García, 2014).

2.2.2 Freno de Disco. Los frenos de disco han sido muy utilizados en los automóviles por su mayor disipación de calor y su correcto funcionamiento debido a que generalmente absorben el 70% de la energía cinética producida durante el movimiento del automotor. Este aspecto ha sido su principal ventaja respecto al freno tipo tambor (Ocampo, 2013).

En el disco de freno se pueden distinguir dos partes como son la pista de frenado o fricción, donde se apoyan las pastillas, y la campana, donde se ajusta el disco al eje de la rueda.

Por lo general, los discos se fabrican de fundición gris perlítica y aleación de cromo aunque actualmente existen otro tipo de materiales como el carbono, pero más costosos (Domínguez & Ferrer, 2012).

Los frenos de disco pueden ser macizos o ventilados. El disco macizo consta de un anillo con dos superficies de fricción que al no tener cavidades de ventilación es propenso a acumular calor, disipándolo de manera más lenta. El disco ventilado está conformado por dos pistas separadas por canales o ductos en su interior que permiten el paso de aire, y de esta forma el disco se enfría no sólo en su exterior sino también por el interior. Este intercambio de energía depende de la orientación de las aletas o álabes, ya que en algunos casos estas se oponen al movimiento del flujo de aire (García, 2014).

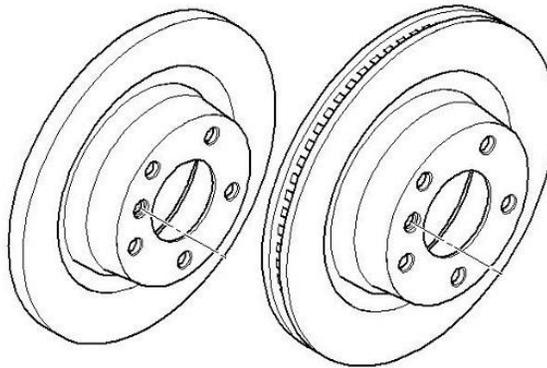


Figura 2. Disco ventilado y macizo.

Fuente. (Performance, 2017).

La superficie de fricción o pistas es donde las pastillas entran en contacto generando una disminución de la velocidad gracias a la disipación de la energía cinética en forma de calor, a través de las mismas pistas del disco y a través de los canales de ventilación formados entre los álabes y los anillos del disco.

Las pastillas son una pieza de material concebido para rozar contra la pista del disco con objeto de transformar la energía mecánica en energía térmica. Difiere de los forros del freno de tipo tambor en que su superficie de roce es plana.



Figura 3. Pastillas de freno.

Fuente. (Autocosmos.com, 2014)

Su movimiento es perpendicular al disco y lo presionan bajo la acción de una fuerza. El roce que deriva reduce la velocidad, desprendiendo calor. Las pastillas van colocadas dentro de una pinza dotada de un pistón como mínimo, que transforma la presión en fuerza. El par de las fuerzas ejercidas en el disco se transmite completamente a la rueda. El rendimiento de esta acción de frenado es proporcional al coeficiente de fricción (Pompon, 1997). A continuación se muestra en la figura la composición de materiales de las pastillas:

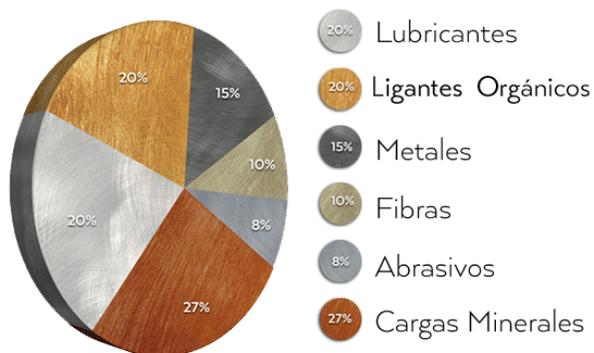


Figura 4. Composición de los materiales.

Fuente. (Ricardo Andrés García-León, Flórez-Solano, & Acevedo-Peñaloza, 2018)

Los álabes son los canales o ductos de enfriamiento, o también zona aleteada, para mejorar la evacuación del calor del disco, evitando así que haya un sobrecalentamiento. Están ubicados entre las caras o pistas del disco. La configuración de los álabes debe ser óptima para permitir un flujo directo y una velocidad que sea considerable para la refrigeración del disco y de esta forma disipar mayor calor y prevenir futuras complicaciones y problemas que lleven al desecho del disco.



Figura 5. Esquema de los álabes.

Fuente. (Brembo, 2015).

2.2.3 Principales problemas relacionados con los frenos de disco. En este apartado se toman en consideración los problemas relacionados al montaje del disco, los frenados en condiciones límite, el desgaste excesivo y los demás componentes del freno. La mayoría de estos problemas podría evitarse si se diera más atención a algunos aspectos claves que incluyen una inspección visual de los componentes y, de no ser así, la solución es la sustitución del disco o de las pastillas (Pompon, 1997).

Como lo son: Apriete incorrecto, Montaje incorrecto de la pinza, Oscilación del buje de la rueda, Deterioro debido al uso, Desgaste excesivo con grietas, Desgaste de las pastillas, Disco vitrificado, Surcos y rayas profundas, Depósito de material de fricción, entre otros.

Sistemas de freno. Tienen por función disminuir o anular paulatinamente la velocidad de un vehículo, estabilizar esta velocidad o mantener el vehículo inmóvil si se encuentra detenido.

El sistema de frenos es sin duda, el más importante para la seguridad vial del automóvil. Por tal motivo las autoridades de los diferentes países establecen reglas y parámetros que deben cumplir los vehículos en cuanto a distancia y estabilidad de la carrera de frenado. Por otra parte, los fabricantes y desarrolladores de coches, se esfuerzan cada día más en lograr sistemas de frenos seguros y duraderos.

Los circuitos de frenos están sometidos a estrictas estipulaciones legales, y la homologación de un sistema de frenado depende del cumplimiento de diversas normas internacionales y nacionales.

La resistencia a la marcha consiste en la desaceleración que se produce cuando la acción del motor del vehículo cesa agotando su energía cinética y posteriormente deteniendo dicho vehículo, este tipo de sistema solo se suma a las fuerzas de frenado l del conductor del vehículo.

Para disminuir la velocidad del vehículo, primeramente se debe de desaprisionar el pedal del acelerador. Con lo que el motor bajara las revoluciones, y es arrastrado por él a una velocidad superior a la correspondiente a la velocidad de ralentí, velocidad que disminuye paulatinamente si se da en el cambio una marcha más reducida; este arrastre se produce a costa de la energía cinética del vehículo y supone una disminución de su velocidad. La retención del motor puede

ser suficiente como medida preventiva, cuando se dispone del tiempo necesario para tomar la decisión de si es necesario realizar una frenada más enérgica.

El principal objetivo sistema de frenos consiste en dar otra resistencia a la marcha del vehículo de mejor eficacia que las enunciadas anteriormente, que aplicada a las ruedas, permitan mermar la velocidad del vehículo o detenerlo según la prioridad del conductor, en un tiempo y espacio reducidos. Es un procedimiento que se basa en convertir la energía cinética del automóvil en calorífica por causa del rozamiento, expulsando por radiación el calor resultante a la atmósfera.

Tiempo de frenado. El proceso de frenado abarca todos los procesos comprendidos entre el instante en que se actúa sobre el dispositivo de accionamiento de los frenos (pedal del freno) y el final del frenado, como se puede observar en la siguiente figura:

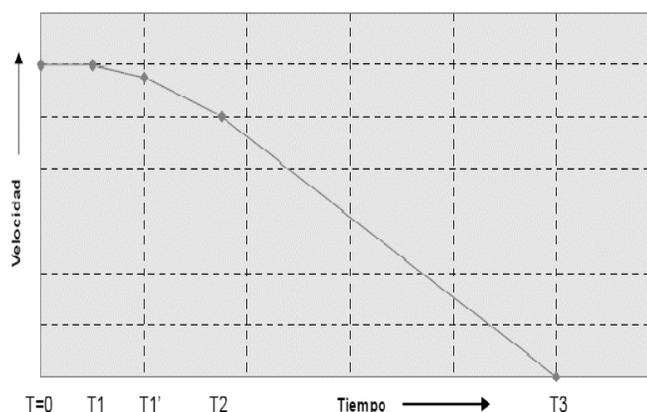


Figura 6. Tiempo de frenado en función a la velocidad.

Fuente: (Creando ciencia, s.f.)

Tiempo de reacción T1. Es el tiempo que se da desde la apreciación del objeto o de peligro hasta que pisamos el pedal de freno. En un conductor normal este tiempo es de $\frac{3}{4}$ de segundo (0,75seg).

Tiempo de respuesta $T1''-T1$. Es el tiempo que se da desde el comienzo en que se produce el movimiento del pedal de freno, hasta que se origina la fuerza de frenado. (Creando ciencia , s.f.).

Duración efecto umbral $T2-T1$. Es el tiempo que se da entre el momento en que la fuerza de frenado se hace efectiva, hasta que obtiene un valor adecuado a un 75% de la presión de frenado.

Tiempo de frenado $T3-T1$. Es el tiempo que se da desde el comienzo del movimiento de la pieza del dispositivo de accionamiento, sobre la que opera el esfuerzo, hasta que se pierde la fuerza de frenado (Creando ciencia , s.f.).

Duración del efecto de frenado $T3-T1$. Es el tiempo que se da desde que inicia la fuerza de frenado hasta que ésta termina. Al parar el vehículo por el mantenimiento de la fuerza de frenado, el comienzo de la parada representa entonces el final del efecto de frenado (Creando ciencia , s.f.).

Fuerzas que influyen durante el frenado. Los cuerpos tienden a estar en reposo o estar en su estado de movimiento siempre y cuando no haya alguna fuerza aplicada en el cuerpo opuesta a su estado (Albornoz J. , 2009).

Lo único que puede detener objetivamente el movimiento del automóvil o modificar el mismo son las fuerzas presentes en los neumáticos.

Los neumáticos tienen fuerzas resultantes que vienen como resultado de una serie de fuerzas:

- La fuerza de tracción es procedente del motor y genera el movimiento (F_u).
- Las fuerzas de guiado lateral, con la función de conservar la direccionalidad del vehículo (F_s).
- La fuerza de adherencia depende del peso que recae sobre la rueda (F_n).
- La fuerza de frenado, que está actuando en dirección contraria al movimiento de la rueda.

Depende de la fuerza de adherencia y del coeficiente de rozamiento entre la calzada y la rueda (Albornoz J. , 2009).

La fuerza normal. Esta fuerza se encarga de empujar a los neumáticos. Ocasionada por el peso del vehículo y los neumáticos, de hecho es del mismo tamaño (pero de sentido opuesto) al peso ejercido sobre el terreno.

Mientras mayor es el peso del vehículo y los neumáticos, mayor también será el valor de la fuerza normal, resultando así también una mayor fuerza de fricción.

Sin embargo, ya que el peso de los neumáticos es sólo un pequeño porcentaje del peso total del vehículo, las llantas que pesan más sólo causan un pequeño aumento en la tracción.

La fuerza lateral F_s . Es la fuerza perpendicular a la fuerza periférica F_u , comunica el movimiento de la dirección a la calzada, obteniendo de esta forma, el movimiento del vehículo en curva (Creando ciencia , s.f.).

La fuerza periférica F_u . Es la fuerza que actúa sobre el plano de la calzada, facilitando al conductor frenar (Creando ciencia , s.f.).

Fuerza de rozamiento. El valor de la fuerza de rozamiento F_r es directamente proporcional a la fuerza normal F_n .

Coefficiente de fricción. Es una variable que se determina por la naturaleza de las dos superficies en contacto. La que tiene mayor dureza de las dos superficies es relativa la una de la otra, este número aumenta mientras aumente la fuerza de fricción (Espitia, 2013).

En el momento en que un neumático gira con pavimento seco en una carretera, ambas superficies que están en contacto caucho y asfalto poseen un alto coeficiente de fricción, por lo que los neumáticos tendrán una buena tracción.

Mientras el neumático este liso no nos dice que al aumentar la superficie en contacto aumenta la fricción, sino por la velocidad a la que giran y la temperatura que alcanzan; puesto que, mientras más rápido gire el neumático la temperatura será mayor y la goma se derrite, ésta se vuelve áspero lo cual produce un mayor coeficiente de fricción. (Creando ciencia.org.ar, s.f.)

Coefficiente de adherencia. El coeficiente de adherencia va a constituir una medida para la fuerza de frenado que pueda transmitirse, y va a condicionar en gran medida la estabilidad lateral del vehículo (adherencia transversal) y distancia de frenado (adherencia longitudinal). Y dependerá de las características de los neumáticos y del estado del suelo.

La adherencia es la fuerza, que se opone al desplazamiento de un cuerpo con relación a la superficie sobre la cual descansa. Los aspectos que debemos tener en cuenta al realizar un estudio de adherencia en el vehículo son los siguientes:

- El peso del vehículo.
- Las características y el estado de los neumáticos.
- La naturaleza y el estado de la carretera.

El coeficiente de adherencia varía entre el máximo que correspondería a condiciones de calzada seca y limpia, y un mínimo correspondiéndose a conducción sobre hielo. Otros medios como el agua o suciedad disminuyen el coeficiente de la fuerza de frenado. Se expresa según un coeficiente que varía de 0 (adherencia nula) a valores superiores a 1 (adherencia perfecta).

Tabla 1
Condiciones del coeficiente de adherencia

Velocidad Km/h	Estado de los neumáticos	Piso seco	Mojada Altura de agua aprox 0,2 mm	Lluvia fuerte altura del agua aprox 1 mm	Charcos de agua de aprox 2 mm
50	Nuevos	0,85	0,65	0,55	0,50
	Gastados	1,00	0,50	0,4	0,25
90	Nuevos	0,80	0,60	0,3	0,05
	Gastado	0,95	0,20	0,1	0,05
130	Nuevos	0,75	0,55	0,2	0
	Gastado	0,90	0,20	0,1	0

Fuente: Autores del proyecto

Generalmente el valor de coeficiente de adherencia va a ser inferior a 1, y únicamente con neumáticos de competición se consiguen coeficientes de adherencia de hasta de 1,5. Si las ruedas se bloquean, el coeficiente de rozamiento varía alrededor del 60%.

Dificultades del bloqueo de neumáticos. Cuando la fuerza de frenado es mayor que la fuerza de rozamiento, ya sea debido a una frenada de emergencia o la calzada posea un bajo coeficiente de frenado, las ruedas se bloquean y no giran. Al no ser girados los discos contra las pastillas de freno, la fuerza de frenado aumenta, ya que queda sustituida por la fuerza de rozamiento que es menor que la de frenado. Esto conlleva que el espacio de frenada aumenta. Además, de este grave inconveniente, las ruedas bloqueadas producen inestabilidad sobre cada uno de los ejes del vehículo.

Mientras que las ruedas delanteras pierden capacidad directriz, en las traseras se inicia un derrape que tiende a girar el vehículo por dicho aumento de la fuerza de frenado. (Cesvi Colombia, , 2008) La fuerza de rozamiento y la de frenado están dirigidas en sentido opuesto al sentido del movimiento. Cuanto mayor sea el rozamiento y la fuerza de frenado, el coche tendrá mayor facilidad para frenar (Albornoz J. , 2009).

Deslizamiento. Los procesos de resbalamiento pueden producirse durante la rodadura de neumáticos de goma y se denominan deslizamiento.

Durante el movimiento de un vehículo, las ruedas se encuentran sometidas a fuerzas de impulsión o de frenado produciéndose en la superficie de éstas, complicados procesos físicos

haciendo que los elementos de goma se tensen, produciéndose movimientos deslizantes aunque la rueda no se haya bloqueado (Albornoz, 2009).

Cuando la rueda gira libremente, las velocidades del vehículo y rueda son iguales y el valor del deslizamiento es 0%, pero cuando la rueda se encuentra bloqueada, su velocidad periférica es 0, no gira, y consecuentemente el deslizamiento es del 100% (Albornoz, 2009).

El deslizamiento del vehículo está causado por la disminución de la adherencia de las ruedas al terreno. Esta falta o disminución de la adherencia puede haber sido provocada por distintos factores.

Entre ellos cabe destacar el exceso de velocidad, cuando el suelo esté mojado o sucio, excesiva presión de inflado en los neumáticos, que éstos estén desgastados, la toma de curvas de forma incorrecta y con velocidad excesiva, etc. (Albornoz, 2009).

Para evitar el deslizamiento es imprescindible, tener las ruedas en perfecto estado, con la presión de inflado adecuada al terreno sobre el que se conduce.

Al frenar o acelerar, se transmiten fuerzas de fricción entre los neumáticos y la calzada, que ejercen un efecto de frenado sobre la rueda que gira en el momento de frenar. Entonces se forma un deslizamiento (d), es decir, la rueda gira más lentamente que la velocidad del vehículo (Albornoz, 2009).

Las distintas curvas de deslizamiento dependen de la calzada, de los neumáticos, la velocidad del vehículo, la carga de la rueda y el ángulo de marcha oblicua en un trayecto por curvas como se muestra en la figura.

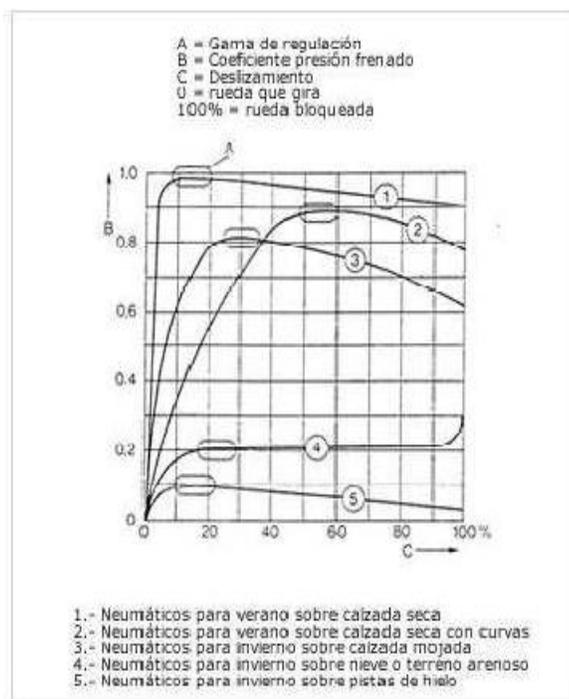


Figura 7. Curvas de deslizamiento.

Fuente. (S.N, 2018).

El aumento del deslizamiento desde 0 hasta la máxima presión de frenado se denomina "zona de deslizamiento estable" (a). Con altos valores de deslizamiento zona de deslizamiento inestable (b), la presión de frenado disminuye y alcanza el mínimo cuando se bloquea la rueda. (Meganeboy, 2014)

Mientras que para la presión de frenado óptima (1) se necesita un deslizamiento (C) determinado, la presión de mando lateral (2) de la rueda disminuye debido al deslizamiento. Esto significa que la acción combinada de la presión de frenado y de mando lateral es necesaria para la regulación de frenado (Meganeboy, 2014).

En la figura puede verse que la presión de mando lateral (2) disminuye en gran manera cuando aumenta el deslizamiento (C), con lo que la rueda que se bloquea no dispone en absoluto de características de mando lateral. Por esta razón debe escogerse una zona de regulación que garantice por una parte grandes presiones de frenado y, por otra, una buena presión de mando lateral. (Meganeboy, 2014)

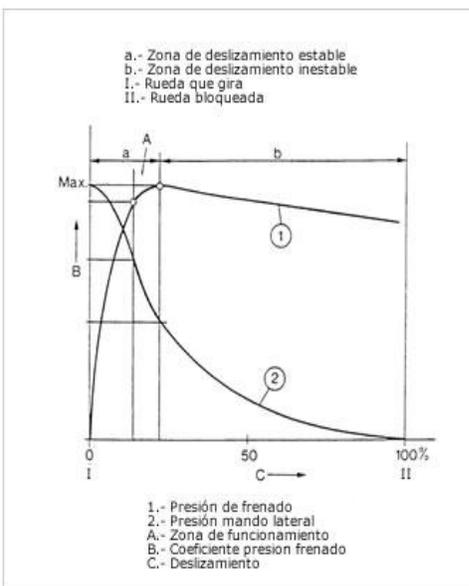


Figura 8. Curvas de zonas de desplazamiento.
Fuente. (S.N, 2018).

Eficiencia de frenado. Después de analizar el texto anterior, puede resumirse que la deceleración y detención de los automóviles es consecuencia de la acción de las fuerzas de retención de las ruedas, desarrolladas por los elementos de frenado del sistema de frenos, en combinación con la adherencia de los neumáticos al asfalto. La máxima eficacia de los frenos se considera que es del cien por cien cuando la fuerza de frenado es igual al peso del vehículo. No obstante, los frenos pueden considerarse como buenos con una eficacia del 80 por ciento e incluso son aceptables con un 40 por ciento. Menos ya son malos (Campuseina , s.f.).

Como ya se expuso anteriormente, la desaceleración depende básicamente de la adherencia de las superficies de contacto y su valor debe medirse de forma experimental. La eficiencia de frenado de un automóvil. Se mide de forma porcentual, en función del peso que gravita sobre las ruedas y la fuerza de frenado aplicada por el equipo de frenos de servicio a las cuatro ruedas. La distancia de frenado. Espacio recorrido por el vehículo desde que actúa sobre los frenos hasta que queda completamente parado (Campuseina , s.f.). Una eficacia máxima del 100% representa una deceleración aproximada de 1g, es decir, (10m /s²).A continuación se exponen las distancias aproximadas de frenado para distintas velocidades, en las condiciones señaladas:

Tabla 2

Recorrido de frenado en metros.

Velocidad	Distancia recorrida durante la reacción (metros)	Distancia recorrida durante el frenado (metros)	Distancia Total del frenado (metros)
20 Km/h	6	2	8
30 Km/h	9	4	13
40 Km/h	11	8	19
50 Km/h	14	12	26
60 Km/h	17	18	35
70 Km/h	19	24	43
80 Km/h	22	31	53
90 Km/h	25	40	65
110 Km/h	31	59	90

Fuente: Autores del proyecto.

2.3 Marco legal

Las bases legales que sustentan este proyecto están contempladas en la Constitución Política de Colombia, en la Universidad francisco de Paula Santander Ocaña y las normas internacionales que se mencionan a continuación.

2.3.1 A nivel internacional

Norma ASTM A 36/A 36M – 00a. Norma emitida por la asociación americana de ensayo de materiales, la cual se encarga de proveer los parámetros para diseño y selección de elementos de sujeción de estructuras.

Norma ASTM A 66-01. Norma emitida por la asociación americana de ensayo de materiales que se encarga de dar dimensiones específicas de tolerancias, deformaciones y elongaciones permisibles en tornillos de acero y además especifica algunos de los calibres comerciales

ANSI/AWS D1.4. (Structural Welding Code – Reinforcing Steel) norma emitida por el Instituto Nacional Estadounidense de Estándares y la sociedad americana de soldadura, la cual expone requisitos para la calidad de procesos de soldadura.

2.3.2 A nivel nacional

NTC 2506. Esta norma identifica y describe métodos de protección aplicables a secciones que presentan riesgo en maquinaria, indicando los criterios que se deben tener en cuenta para el diseño, construcción y aplicación de tales medios.

NTC OHSAS 18001. Estas son normas que se refieren a la seguridad y salud en el lugar, sitio o herramienta de trabajo y se ha concebido para ser compatible con ISO 9001 e ISO 14001.

Es la encargada reducir los riesgos asociados con la salud y la seguridad en el entorno de trabajo para los empleados, clientes y el público.

Norma NTC 1560. Se encarga de verificar de dos tipos de aceros utilizados para la fabricación de estructuras.

RESOLUCIÓN NÚMERO 4983, Ministerio de comercio, industria y turismo, Bogotá, Colombia, 22 de diciembre del 2011. Por la cual se expide el reglamento técnico aplicable a sistemas de frenos o sus componentes para uso en vehículos automotores o en sus remolques, que se importen o se fabriquen nacionalmente para su uso o comercialización en Colombia

Constitución política de Colombia

Capítulo II. De los derechos sociales, económico y culturales.

Artículo 61. El Estado protegerá la propiedad intelectual por el tiempo y mediante las formalidades que establezca la ley.

Artículo 64. Es deber del Estado, promover el acceso progresivo a la propiedad de la tierra de los trabajadores agrarios, en forma individual o asociativa, y a los servicios de educación, salud, vivienda, seguridad social, recreación, crédito, comunicaciones de los productos, asistencia técnica y empresarial, con el fin de mejorar el ingreso y calidad de vida de los campesinos.

Artículo 65. La producción de alimentos gozará de la especial protección del Estado. Para tal efecto, se otorgará prioridad al desarrollo integral de las actividades agrícolas, pecuarias, forestales y agroindustriales, así como también a la construcción de obras de infraestructura física y adecuación de tierras. De igual manera, el Estado promoverá la investigación y la transferencia de tecnología para la producción de alimentos y materias primas de origen agropecuario, con el propósito de incrementar la productividad.

Artículo 71. La búsqueda del conocimiento y la expresión artística son libres. Los planes de desarrollo económico y social incluirán el fomento a las ciencias y, en general, a la cultura. El Estado creará incentivos para personas e instituciones que desarrollen y fomenten la ciencia y la tecnología y la demás manifestaciones culturales y ofrecerá estímulos especiales a personas e instituciones que ejerzan estas actividades.

Artículo 74. Todas las personas tienen derecho a acceder a los documentos públicos salvo los casos que establezca la ley. El secreto profesional es inviolable.

NTC 2050. Esta normativa es la concerniente a la manipulación de todos los elementos eléctricos de los sistemas, y fundamentalmente tiene los siguientes objetivos.

Salvaguardia. El objetivo de este código es la salvaguardia de las personas y de los bienes contra los riesgos que pueden surgir por el uso de la electricidad.

Provisión y suficiencia. Este código contiene disposiciones que se consideran necesarias para la seguridad. El cumplimiento de las mismas y el mantenimiento adecuado darán lugar a una instalación prácticamente libre de riesgos, pero no necesariamente eficiente, conveniente o adecuada para el buen servicio o para ampliaciones futuras en el uso de la electricidad. Nota. Dentro de los riesgos, se pueden resaltar los causados por sobrecarga en instalaciones eléctricas, debido a que no se utilizan de acuerdo con las disposiciones de este código. Esto sucede porque la instalación inicial no prevé los posibles aumentos del consumo de electricidad. Una instalación inicial adecuada y una previsión razonable de cambios en el sistema, permitirá futuros aumentos del consumo eléctrico.

2.3.3 A nivel regional.

Universidad francisco de paula Santander. Acuerdo 065 de 1996. El cual establece el estatuto estudiantil que es el regente actual en la institución.

Artículo 140. El estudiante podrá optar por una de las siguientes modalidades del trabajo de grado:

- Proyecto de Investigación: Monografía, Trabajo de Investigación: Generación o aplicación de conocimientos o Sistematización del conocimiento.
- Proyecto de Extensión: Trabajo social, Labor de consultoría en aquellos proyectos en los cuales participe la Universidad, Pasantía o trabajo dirigido.

Parágrafo 1. El estudiante podrá optar como componente alterna al proyecto de grado, créditos especiales como cursos de profundización académica o exámenes preparatorios.

Parágrafo 2º. Para algunos Planes de Estudio y de acuerdo a sus características el Consejo Académico podrá obviar la presentación del trabajo de grado.

Artículo 141. El proyecto de grado incluye las siguientes etapas:

- Presentación del anteproyecto o plan de trabajo según corresponda a la modalidad del proyecto seleccionado.
- Desarrollo de la investigación o ejecución física del proyecto.
- Sustentación de la investigación y/o verificación o aval de la realización del proyecto.

Parágrafo. Para todas las modalidades de proyecto de grado, el estudiante deberá presentar un informe final avalado por su director.

Artículo 142. Las condiciones y procedimientos para la presentación, desarrollo y evaluación de cada una de las modalidades de trabajo de grado, o sus componentes alternas, harán parte de la reglamentación específica de cada facultad, para cada plan de estudios.

Parágrafo. La Universidad incorporará los trabajos de grado, como componente básico de su hacer y creará bancos de proyectos en los Departamentos Académicos y en la Vicerrectoría

Capítulo 3. Diseño metodológico

3.1 Tipo de investigación

Se llevó a cabo una investigación científica teniendo en cuenta que es aquella que consiste en un proceso metódico y sistemático dirigido a la solución de un problema por medio de la obtención de nuevos conocimientos. Según el nivel de profundidad se trató de una investigación descriptiva debido a que se pretende resaltar y diferenciar las pruebas que se pueden realizar con la máquina de desgaste en frenos de disco.

Según el tipo de diseño fue una investigación documental, debido a que se usaron datos secundarios obtenidos por otros autores para aportar nuevos conocimientos sobre el diseño de la máquina. Según el propósito fue una investigación de tipo aplicada debido a que con los diseños establecidos para cada uno de los elementos de la maquina se logró ensamblar cada uno para la obtención del prototipo final.

3.2 Fases del proyecto de investigación

3.2.1 Fase 1. Estudiar el funcionamiento de los sistemas de frenado automotriz por medio de bases de datos, normativas técnicas y catálogos, para determinar el diseño óptimo para el banco de pruebas, por medio de las siguientes actividades:

Actividad 1. Buscar los diferentes elementos que hacen parte del sistema de frenado.

Actividad 2. Referencias bibliográficas sobre los diferentes tipos de pastillas: Buscar libros, revistas indexadas, artículos científicos y otro tipo de documentos sobre pastillas de freno automotrices.

3.2.2 Fase 2. Diseñar los elementos que conforman el banco de pruebas mediante teorías de diseño mecánico para analizar los elementos mecánicos sometidos a máximos esfuerzos, por medio de las siguientes actividades:

Actividad 1. Seleccionar los elementos del sistema de frenado más importantes.

Actividad 2. Diseñar y calcular las diferentes piezas para determinar el desgaste de las pastillas: Resumir los ítems y cálculos necesarios para las pastillas de frenos automotrices.

3.2.3 Fase 3. Ensamblar los componentes de la máquina para obtener el prototipo, y su puesta en funcionamiento por medio de las siguientes actividades:

Actividad 1. Ensamble del banco de pruebas.

Actividad 2. Pruebas preliminares sobre temperaturas de frenado, presión de contacto, desgaste, tiempos y velocidades.

3.3 Población y muestra

La población en esta investigación corresponde a los frenos de disco de los vehículos livianos, de los cuales se escogerán aquellos que están sometidos a diferentes capacidades de transporte o carga, como serán un automóvil particular, en donde se simulara la geometría y los efectos de su comportamiento térmico y mecánico, mediante la obtención de datos reales y de esta manera compararlos con los teóricos.

Capítulo 4. Resultados y discusiones

A continuación, se muestra el resultado de todas las actividades propuestas en la metodología para el desarrollo del proyecto.

4.1 Fase 1. Estudiar el funcionamiento de los sistemas de frenado automotriz por medio de bases de datos, normativas técnicas y catálogos, para determinar el diseño óptimo para el banco de pruebas. Mediante las siguientes actividades se desarrolló el primer objetivo.

4.1.1. Actividad 1. Buscar los diferentes elementos que hacen parte del sistema de frenado.

4.1.2. Actividad 2. Referencias bibliográficas sobre los diferentes tipos de pastillas: Buscar libros, revistas indexadas, artículos científicos y otro tipo de documentos sobre pastillas de freno automotrices.

Las actividades 1 y 2, están contemplados en el marco conceptual correspondiente al capítulo dos, sección tres.

4.2 Fase 2. Diseñar los elementos que conforman el banco de pruebas mediante teorías de diseño mecánico para analizar los elementos mecánicos sometidos a máximos esfuerzos, por medio de las siguientes actividades:

4.2.1 Actividad 1. Seleccionar los elementos del sistema de frenado más importantes.

Uno de los componentes de mayor importancia en lo que se refiere a la maquinaria industrial,

son los reductores de velocidad. Los motores reductores de velocidad están compuestos por un conjunto compacto, formado internamente por varios engranajes. En su composición, tienen un eje de entrada, el cual recibe el movimiento a través de un motor que va a mucha velocidad. El movimiento del motor se transmite a la máquina a través de los engranajes internos, que transmiten el movimiento a un eje de salida. La velocidad del eje de salida, se convierte en la velocidad correcta por medio de los motores reductores de velocidad. Esto ha de ser así para que la máquina funcione correctamente (Maquiclik, 2019).

El principal objetivo de un motorreductor lo desempeña el reductor y sus fases. Estas características transmiten la fuerza del motor del eje de entrada al eje de salida. Por lo tanto el reductor funciona como un variador de velocidad. En la mayor parte de aplicaciones, el reductor reduce la velocidad de giro transmitiendo simultáneamente pares significativamente más altos que los que el motor eléctrico por sí solo podría suministrar. Se debe determinar un buen diseño del motorreductor debido a que puede ser utilizado para cargas ligeras, medias o pesadas y para tiempos de corta o larga duración (Sew-eurodrive, 2019).



Figura 9. Motorreductor.

Fuente. Modificado de siemens (Ando, 2018).

Tipos de motor reductores

Reductores de velocidad Sin fin-Corona. Este tipo de motores reductores de velocidad funciona mediante un eje de entrada, que es un tornillo sin fin. Este tornillo, al girar, hace contacto con una corona dentada, la cual en cada vuelta del eje adelanta un diente de la corona. La reducción de la velocidad depende del número de dientes que tenga la corona. El inconveniente de este tipo de motores es que desperdicia mucha potencia, por lo que su uso es más bien limitado (Maquiclik, 2019).

Reductores de velocidad Planetario. Los motores reductores de velocidad que funcionan con este tipo de reductor se usan cada vez más. Su composición está determinada por un engranaje central alrededor del cual giran múltiples engranajes. Estos engranajes que giran alrededor del central son conocidos como satélites o planetas. Y a su vez, el sistema contiene una corona interna, alrededor de la cual gira todo el sistema de velocidad planetario. (Maquiclik, 2019). Sus ventajas son muchas, por ejemplo: mayor precisión y repetibilidad, mayor durabilidad, mejores niveles de eficiencia y mayor versatilidad. Además de reducción del ruido del motor y mejor transmisión de par.

Reductores con grupo cónico-espiral o de velocidad de engranaje. Los motores reductores de velocidad de este grupo están compuestos por un par o más de engranajes. Estos engranajes están colocados de forma que cada uno se relaciona con el anterior. De esta relación se desprende una transmisión rápida del movimiento a través de una velocidad más lenta del motor. De esta forma, cada par de engranajes consigue efectuar una reducción de velocidad de

los que le preceden. La ventaja de este tipo de motores es que son muy eficientes, necesitan de poco mantenimiento, y son de tamaño reducido (Maquiclik, 2019).

Reductores de engranajes cilíndrico-helicoidales. Los motores reductores de velocidad mediante engranajes cilíndricos de dentado helicoidal, se caracterizan por el dentado oblicuo en relación al eje de rotación. Este tipo de engranajes pueden ser paralelos o cruzados, por lo general a unos noventa grados. Este tipo de engranajes helicoidales tienen como ventaja poder transmitir más potencia que los engranajes rectos. Al mismo tiempo, también transmiten más velocidad, además de ser más silenciosos y tener mayor durabilidad. Otra ventaja, es que pueden transmitir el movimiento de ejes que se corten entre sí (Maquiclik, 2019).

Acople. Se llama acoplamiento mecánico a una serie de enlaces rígidos, con ligamentos que forman una cadena cerrada o una serie de cadenas cerradas. Cada ligamento tiene uno o más ligas, y éstas tienen diferentes grados de libertad que les permiten tener movilidad entre los ligamentos. Un acoplamiento mecánico se llama mecanismo si dos o más ligas se pueden mover con respecto a un ligamento fijo. Los acoplamientos mecánicos suelen diseñarse con una entrada y producen una salida, alteran el movimiento, la velocidad, la aceleración, y aplican una ventaja mecánica. Un acoplamiento mecánico que se diseña para ser estacionario se denomina estructura.

Los acoplamientos o acoples mecánicos son elementos de una máquina que sirven para prolongar líneas de transmisión de ejes o conectar tramos de diferentes ejes, en planos diferentes o con dirección paralela, para transmitir energía, estos dispositivos de acople también cumplen

con la función de proteger su sistema y el mismo mecanismo de sujeción contra cargas y fuerzas excesivas (Rodríguez, 2017).

Tipos de acoplamientos. Los acoplamientos mecánicos pueden dividirse en acoplamientos rígidos, flexibles y especiales o articulados.

Acoplamientos rígidos. El acoplamiento rígido une dos ejes de forma apretada para que no sea posible que se genere movimiento entre ellos. Este tipo de acoples se usa cuando se requiere de una alineación precisa. Con esta alineación precisa y una unión apretada, los acoples rígidos son capaces de maximizar el rendimiento de una máquina. Los acoplamientos rígidos se diseñan para unir dos ejes en forma apretada de manera que no sea posible que se genere movimiento relativo entre ellos.

Este diseño es deseable para ciertos tipos de equipos en los cuales se requiere una alineación precisa de dos ejes que puede lograrse; en tales casos el acople debe diseñarse de tal forma que sea capaz de transmitir el torque en los ejes. Los acoplamientos rígidos deben emplearse solo cuando la alineación de los dos ejes puede mantenerse con mucha precisión (Rodríguez, 2017).

- Acoplamientos rígidos de manguitos.
- Acoplamientos rígidos de platillos.
- Acoplamientos rígidos por sujeción cónica.
- Acoplamientos rígidos por sujeción cúbica.

Acoplamiento flexible. Los acoplamientos flexibles son diseñados de tal manera que sean capaces de transmitir torque con suavidad, en tanto permiten cierta desalineación axial, radial o angular (Ruiz, 2010). Dependiendo del método utilizado para absorber la desalineación, los acoplamientos flexibles pueden dividirse en:

- Acoplamiento flexible de manguitos de goma.
- Acoplamiento flexible de disco flexible.
- Acoplamiento flexible de fuelle helicoidal.
- Acoplamiento flexible de quijada de goma.
- Acoplamiento flexible direccional de tipo Falk.
- Acoplamiento flexible de cadenas.
- Acoplamiento flexible de engrane.
- Acoplamiento flexible de muelle metálico.

Acoplamiento especiales o articulados. Junta eslabonada de desplazamiento lateral.

Junta universal (más bien conocido como cruceta o cardán).

Eje. Es el elemento constructivo destinado a guiar el movimiento de rotación a una pieza o de un conjunto de piezas, como una rueda o un engranaje. El eje puede bien ser solidario a la rueda o al vehículo.

Los automóviles modernos con tracción delantera típicamente combinan la caja de cambios y el eje delantero en una sola unidad llamada transeje o conjunto motor. El eje motor se divide

con un mecanismo de diferencial y juntas universales entre los dos semiejes. Cada eje está conectado a las ruedas mediante juntas homocinéticas que permiten a la rueda moverse libremente en sentido vertical y guiar las ruedas en las curvas mediante el sistema de dirección.

En vehículos con tracción trasera, es posible utilizar juntas cardan, debido a que los ejes de las ruedas no cambian de orientación y no se varía la relación de transmisión con el desplazamiento vertical de las ruedas. Algunos diseños simples, tal como en los karts, a veces se utiliza una sola rueda motriz. El eje de propulsión es un eje dividido que sólo conduce a una rueda.

Un eje libre es aquel que no forma parte del sistema de transmisión y gira libre. El eje trasero en un automóvil con tracción delantera se puede considerar un eje libre. Los camiones y remolques utilizan tracción trasera debido a su reparto de cargas, a las ventajas del eje rígido para estos vehículos, lo que permite el uso de ruedas libres delanteras.

Algunos camiones y remolques tienen un eje portador, que es un eje libre en tándem que puede subirse o bajarse con mecanismos neumáticos para que soporte o no parte del peso del vehículo. El eje se puede bajar para incrementar la capacidad de carga o para distribuir el peso sobre más ruedas, por ejemplo para cruzar un puente con restricciones de peso por eje. Cuando no se utilizan se levantan del suelo para disminuir el desgaste en los neumáticos debido a la deriva en las curvas. Varios fabricantes ofrecen sistemas neumáticos controlados por computadora para que el eje portador baje automáticamente cuando se alcanza un determinado nivel de carga (Balachowsky & Caire, 2018).

Rodamientos. Los rodamientos son elementos que situados entredós piezas, permiten el giro relativo entre ellas. Cada tipo de rodamiento está diseñado con unas determinadas propiedades que lo hacen apropiado para una u otra aplicación. Sustituyen el rozamiento producido por deslizamiento por el producido por rodadura. Se utilizan de soporte para elementos giratorios, tanto ejes como árboles, y se diseñan para soportar cargas puramente radiales, puramente axiales o una combinación de ambas.

Tipos de rodamientos.

Rodamientos rígidos de bolas. Tienen un campo de aplicación amplio. Son de sencillo diseño y no desmontables, adecuados para altas velocidades de funcionamiento, y además requieren poco mantenimiento. (Vc.ehu.es, s.f.)

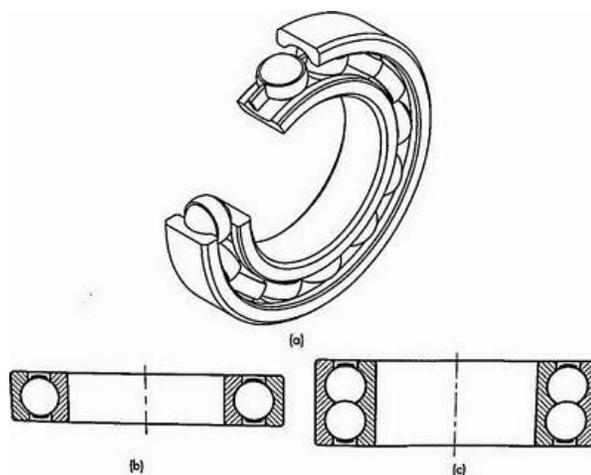


Figura 10. Rodamiento de bolas.
Fuente. (Amidata, 2019)

Rodamientos de bolas a rótula. Tienen dos hileras de bolas con un camino de rodadura esférico común en el aro exterior del rodamiento. Esta última característica hace que el rodamiento sea autoalineable, permitiéndose desviaciones angulares del eje respecto al soporte.

Indicados para aplicaciones en las que se pueden producir desalineaciones o deformaciones del eje. (Vc.ehu.es, s.f.)

Rodamientos de bolas con contacto angular. Tienen los caminos de rodadura de sus aros interior y exterior desplazados entre sí respecto al eje del rodamiento. Son particularmente útiles para soportar cargas combinadas. (Vc.ehu.es, s.f.)

Rodamientos de rodillos cilíndricos. Tienen la misma función que los rodamientos rígidos de bolas, es decir, absorber cargas puramente radiales. No obstante, su capacidad de carga es mucho más elevada. Son desmontables y existe una gran variedad de tipos, siendo la mayoría de ellos de una sola hilera de rodillos con jaula. (Vc.ehu.es, s.f.)

Rodamientos de agujas. Se caracterizan por tener los rodillos finos y largos en relación con su diámetro, por lo que se les denomina agujas. Tienen gran capacidad de carga y son especialmente útiles en montajes donde se dispone de un espacio radial limitado. (Vc.ehu.es, s.f.)

Rodamientos de rodillos a rótula. Están compuestos por dos hileras de rodillos con un camino de rodadura esférico común sobre el aro exterior. Cada uno de los caminos de rodadura del aro interior está inclinado formando un ángulo con el eje del rodamiento. Son autoalineables, pueden soportar cargas radiales y cargas axiales, y tienen una gran capacidad de carga. (Vc.ehu.es, s.f.)

Rodamientos de rodillos cónicos. Tienen los rodillos dispuestos entre los caminos de rodadura cónicos de los aros interior y exterior. El diseño de estos rodamientos los hace especialmente adecuados para soportar cargas combinadas. Su capacidad de carga axial depende del ángulo de contacto, cuanto mayor es el ángulo, mayor es la capacidad de carga axial del rodamiento. (Vc.ehu.es, s.f.)

Rodamientos axiales a bolas. Pueden ser de simple efecto o de doble efecto. Los de simple efecto son adecuados para absorber cargas axiales y fijar el eje en un solo sentido, y pueden soportar cargas radiales pequeñas. Los de doble efecto son adecuados para absorber cargas axiales y fijar el eje en ambos sentidos. Sin embargo no soportan cargas radiales. (Vc.ehu.es, s.f.)

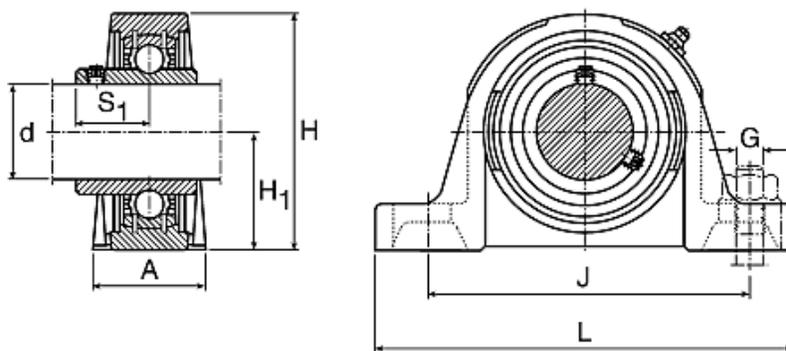
Rodamientos axiales de rodillos. Pueden ser de rodillos cilíndricos o de rodillos cónicos, son adecuados para disposiciones que tengan que soportar grandes cargas axiales. Se suelen emplear cuando la capacidad de carga de los rodamientos axiales de bolas es inadecuada. Son capaces de soportar cargas radiales y de absorber desalineaciones de los ejes. (Vc.ehu.es, s.f.)

Rodamientos axiales de agujas. Pueden soportar grandes cargas axiales y requieren de un espacio axial mínimo, son rodamientos de simple efecto y sólo pueden absorber cargas axiales en un sentido. (Vc.ehu.es, s.f.)

Teniendo en cuenta lo anterior, se tuvo en cuenta la siguiente tabla 3 para establecer los datos del Producto como se muestra en la figura 6:

Tabla 3*Selección del rodamiento. Unidades (mm).*

Tipo	D	A	H	H1	J min	J max	L	G
SY 12 TF	12	32	56	30,2	88	106	127	10
SY 50 TF	15	32	56	30,2	88	106	127	10
SY 25 TF	20	32	64	33,3	88	106	127	10
SY 25 TF	25	36	21	36,5	94	110	130	10
SY 30 TF	30	40	82	42,9	108	127	152	12
SY 35 TF	35	45	99	47,2	119	133	160	12
SY 40 TF	40	48	99	49,2	125	146	175	12

Fuente. (Amidata, 2019).**Figura 11.** Unidad de Rodamiento 'Y' con Soporte de Pie.**Fuente.** (Amidata, 2019).

Disco de frenos. Los discos de freno son los dispositivos empleados para garantizar la reducción de la velocidad de cada una de las ruedas de nuestro vehículo, hasta llegar a detenerlo. Esto se debe a la fricción que se crea cuando los frenos atrapan el disco al accionar el pedal.

El desgaste de los discos de freno no se produce tempranamente ya que se trata de elementos que han sido fabricados en metal, al contrario de lo que sucede con otros elementos del sistema como las pastillas de freno, fabricadas con un componente de fricción.

Así pues, el deterioro de los discos de freno estará determinado por el uso y el cuidado que se le aplique al conjunto del sistema de frenado. Por ello, será necesario revisar el estado de los

discos al menos en cada cambio de pastillas y comprobar así si el desgaste es tal como para sustituirlo por un disco nuevo.

Tipos de disco. Los tipos de discos que podemos ver en la actualidad son muy variados aunque por excelencia en los modelos convencionales actuales se montan disco ventilado delante y un disco macizo detrás suficiente para coches de 100cv (Repair you Car, 2015).

Disco macizo: Es una pieza solida de metal que mediante la fricción de pastillas, presionadas por una pinza de freno contra los discos de freno es capaz de detener el vehículo, muchos de estos discos los veremos en la parte delantera de coches poco potentes (golf 3 Diesel, por ejemplo) o en la parte trasera de muchos coches actuales o con más de 100cv, son la diferencia, por ejemplo, los puentes traseros de un saxo 1,1Lde 60 o 1,4L 75cv con tambor a los 1,6L o 1,6 16v con 90/100 o 120cv respectivamente con disco en el puente trasero (Repair you Car, 2015).

Discos ventilados: Este tipo de frenos son los más utilizados en la actualidad debido a la eficiencia y economía en el proceso de frenado, se diferencian de los macizos por que llevan ventilación interna que permite una disipación del calor más rápido y una respuesta de frena más óptima, una gran mejora (Repair you Car, 2015).

Discos ventilados y perforados: Este tipo de frenos tienen ventilación interna y se diferencian de los ventilados porque tiene unas ranuras o perforaciones por la superficie de la

pista de frenado de los discos, lo cual permite un mayor grado de eficiencia en el frenado, utilizados en vehículos de alta potencia (Repair you Car, 2015).

Discos cerámicos de carbono: Eran utilizados anteriormente en aplicaciones deportivas en la F1 o deportes de competición automovilística aunque Brembo en 2002 equipó el Ferrari Enzo de 2002 con ellos, le siguieron Lamborghini, Mercedes, Chevrolet, entre otros (Repair you Car, 2015).

4.2.2 Actividad 2. Diseñar y calcular los diferentes elementos del banco de pruebas.

La Teoría de Máquinas, se ocupa de describir, qué es una máquina, qué elementos la componen, cómo funcionan dichos elementos, y estudiar conceptos básicos de síntesis de máquinas. El análisis cinemático y dinámico de los componentes de una máquina nos ayudó a pre dimensionar la máquina, hacer cumplir los requerimientos y conocer las solicitaciones a que va a estar sometida. A partir de los modelos y soluciones descritas, se seguirá el proceso de diseño y cálculo de la máquina.

Teniendo en cuenta lo anterior, se aplicaron los conocimientos básicos de la mecánica del sólido rígido al estudio de sistemas multi-cuerpo empleados en sistemas mecánicos reales para establecer los siguientes cálculos de los elementos más importantes de la máquina:

Selección de la potencia en el motor. Para realizar los respectivos cálculos sobre el banco de prueba del sistema de frenado se seleccionó un disco comercial estándar teniendo en cuenta los siguientes parámetros.

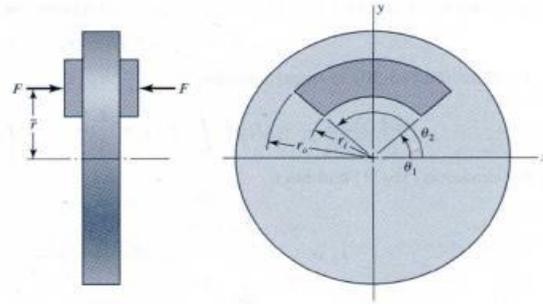


Figura 12. Diagrama fuerza de fricción.
Fuente. (Budynas & Keith, 2012).

La figura 33, muestra el análisis para la fuerza de operación se realiza teniendo en cuenta las hipótesis de desgaste uniforme y presión uniforme.

Para la selección de material, se tuvo en cuenta la condición de un metal sintetizado seco y el cual presenta las siguientes condiciones:

$$\mu = 0.3$$

$$P_a = \text{Presion} = 150 \text{ Psi}$$

$$r_i = \text{Radio interior} = 3 \text{ In}$$

$$r_o = \text{Radio exterior} = 4.6 \text{ In}$$

$$\theta_1 = \theta_2 = \text{Area de la pastilla} = 0.7 \text{ rad}$$

Teniendo en cuenta la Hipótesis de desgaste uniforme, se tuvo en cuenta la siguiente ecuación 1:

$$F = P_{\max} * r_i(r_o - r_i)(\theta_2 - \theta_1) \quad (1)$$

$$F = 150(3)(4.6 - 3)(0.7) = 504 \text{ Lb Fuerza de operacion}$$

Para el cálculo del Torque, se utilizó la siguiente ecuación 2:

$$T = \frac{\mu * P_{\max} * r_i (r_o^2 - r_i^2)(\theta_2 - \theta_1)}{2} \quad (2)$$

$$T = \frac{0,3 * 150(3) (4.6^2 - 3^2)(0.7)}{2} = 574.56 \text{ Lb. in}$$

Con las pruebas realizada en el automóvil se determinó que las rpm del eje oscilan entre 400 y 1000 rpm , se establece una velocidad en el eje del disco de 600 rpm; posteriormente, se calculó la potencia necesaria por el motor con la siguiente ecuación 3:

con la prueba realizada las rpm del eje oscilan entre 400-1000 rpm tomamos un rango de 600 rpm

$$H = \frac{T * \text{rpm}}{k} \quad (3)$$

$$H = \frac{574.56(600)}{63025} = 5.46 \text{ Hp}$$

Con la especificación de 5.46 HP, se estableció Motor comercial con moto reductor de 5.5 Hp a 600 rpm.

Con una Hipótesis de presión uniforme, se utilizó la siguiente ecuación 4 para el eje:

$$F = \frac{P_{\max} (r_o^2 - r_i^2)(\theta_2 - \theta_1)}{2} \quad (4)$$

$$F = \frac{150 (4.6^2 - 3^2)(0.7)}{2} = 638.4 \text{ Lb}$$

Con la siguiente ecuación 5, se realizó el cálculo de torque del eje:

$$T = \frac{\mu * P_{\max} (r_o^3 - r_i^3)(\theta_2 - \theta_1)}{3} \quad (5)$$

$$T = \frac{0,3 * 150 (4.6^3 - 3^3)(0.7)}{3} = 738.52 \text{ lb.in}$$

Para determinar la potencia real del motor, se utilizó la siguiente ecuación 6:

$$H = \frac{T * \text{rpm}}{k} \quad (6)$$

$$H = \frac{738.52(600)}{63025} = 7.03 \text{ Hp}$$

Con lo anterior se asume que el desgaste es uniforme, con las siguientes características del motor: H = 5.5 Hp y n = 600 rpm.

Presión necesaria fue calculada con la fuerza de operación y el área de la sección, utilizando la siguiente ecuación 7:

$$P = \frac{F}{A} \quad (7)$$

La bomba de presión fue seleccionada con un diámetro de presión de 18 mm = 0,71 In.

$$P = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

$$P = \frac{504 \text{ lb}}{\frac{\pi(0.71)^2}{4}} = 1272.9 \text{ Psi}$$

Para el diseño del eje propulsor, se tuvieron en cuenta las siguientes consideraciones de diseño:

Presión ejercida en el disco = 504 Lb

Distancia entre rodamientos = 0.59055

Distancia de centro del eje al disco = 4.6 In

Longitud del eje = 60 cm

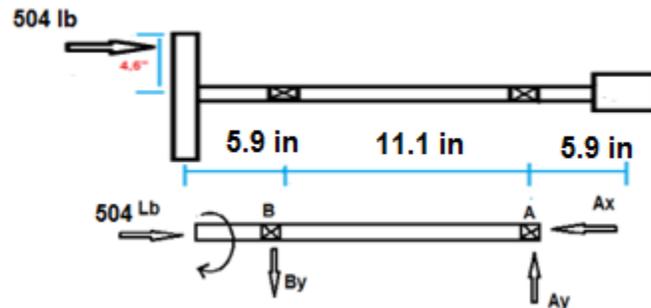


Figura 13. Diagrama de cuerpo libre para el eje.

Fuente. Autores del proyecto.

Posteriormente, se realizaron las sumatorias de las reacciones y momentos que se generan en el eje:

Sumatoria de momentos:

$$\sum MA = 0$$

$$-504(4,6'') + By(11,8) = 0$$

$$-2318.4 + 11.8By = 0$$

$$\frac{-2318.4}{-11.8} = By$$

$$By = 196.5 \text{ lb}$$

Sumatoria en Y:

$$\sum F_y = 0$$

$$A_y = B_y$$

Remplázanos B_y en la ecuación anterior, y obtenemos que:

$$A_y = 196.5 \text{ Lb}$$

Sumatoria en X:

$$\sum F_x = 0$$

$$A_x = 504 \text{ Lb}$$

Luego, obtenemos el torque máximo del eje:

$$\max = 2318.4 \text{ lb.pulg}$$

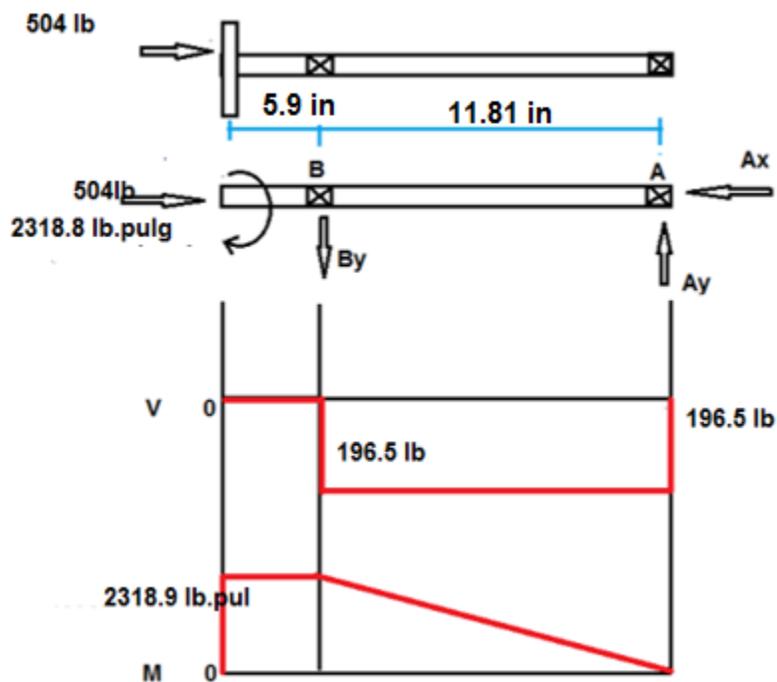


Figura 14. Diseño del eje a carga estática
Fuente. Autores del proyecto.

Luego de haber encontrado los valores de las fuerzas que actúan sobre el eje, se procedió a seleccionar el material para la fabricación del eje:

- Material para el eje AISI 1040 CD $S_y = 71000$ Psi
- Se asume un factor de seguridad de $n = 1.6$
- Se calculó la energía de la distorsión, utilizando la siguiente ecuación 8:

$$d_{\text{eje}} = \left[\frac{16n}{\pi S_y} (4M^2 + 3T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (8)$$

Dónde:

$$M = 2318.4 \text{ lb. in}$$

$$T = 574.56 \text{ lb. in}$$

$$S_y = 71000 \text{ Psi}$$

$$n = 1.6$$

Obteniendo como resultado:

$$d_{\text{eje}} = \left[\frac{16(1.6)}{\pi(71000)} (4 * 2318.4^2 + 3 * 574.56^2)^{1/2} \right]^{1/3} = 0,81 \text{ In}$$

Con la información obtenida anteriormente, se procedió a realizar el análisis de los rodamientos, teniendo en cuenta las siguientes consideraciones:

Selección en B. Está sometido a carga radial

$$P = F_r = 196.5 \text{ L}_b$$

Del catálogo se determinó la vida nominal, obteniendo el siguiente valor:

$$L_{10} = 25000 \text{ Horas de servicio}$$

$$L_{10H} = \left(\frac{C}{P}\right)^K$$

Asimismo, se seleccionó un rodamiento rígido de bolas de 1 hilera. Por otra parte se hizo la conversión de unidad es, obteniendo lo siguiente:

$$P = 196.5_{\text{Lb}} = 874.42_{\text{N}}$$

$$L_{10H} = \frac{1000000}{60(600)} \left(\frac{C}{P}\right)^K \text{ donde } K = 3$$

$$25000 = \frac{1000000}{60(600)} \times \left(\frac{C}{869.63}\right)^3$$

$$C = 8396.2 \text{ N}$$

Del catálogo se seleccionó con $C = 8396.2 \text{ N}$ y $d = 0.98 \text{ in}$. Para un rodamiento con designación la siguiente designación:

$$6205 \quad C = 14800 \text{ N}$$

$$C_0 = 7800 \text{ N}$$

Selección en A (Ver anexo 1 y 2). Está sometido a cargas combinadas, obteniendo los siguientes resultados:

$$F_r = 196.5L_b = 874.425 \text{ N}$$

$$F_r = 504L_b = 2242.8 \text{ N}$$

$$F_a = XF_r + YF_a$$

En este se realizó la prueba, para la selección de un rodamiento de rodillos cónicos se tuvieron los siguientes valores:

$$k = \frac{10}{3}, \quad L_{10H} = 25000, \quad n = 600 \text{ rpm}$$

$$\text{Para } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad P = F_r$$

$$\text{Para } \frac{F_a}{F_r} \geq e \quad P = 0,4F_r + YF_a$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{2242.8 \text{ N}}{874.08 \text{ N}} = 2.56$$

Para la designación a prueba y error, se calculó bajo las siguientes condiciones:

$$32005^{X/Q} C = 27000 \quad e = 0.43 \quad y = 1.4$$

$$P = 0.4 (874.08) + 1.4 (2242.8)$$

$$P = 3489.55 \text{ N}$$

$$L_{10H} = \frac{1000000}{60(600)} \left(\frac{C}{3489.55} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$C = 26856.54 \text{ N}$ No cumple con las especificaciones

Posteriormente, se designa un nuevo rodamiento del catálogo, con las siguientes consideraciones:

$$32005 \text{ J2} \quad C = 26856.54 \text{ N} \quad e = 0.3 \quad y = 2$$

$$P = 0.4 (874.42) + 2 (2242.8)$$

$$P = 4835.36 \text{ N}$$

$$L_{10H} = \frac{1000000}{60} \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \quad \therefore P = 4835.36 \quad L_{10H} = 25000$$

$$C = 37213.58 \text{ N}$$

Obteniendo los anteriores resultados, el rodamiento designado del catálogo tiene mayor capacidad de carga dinámica que el calculado el rodamiento, se dice que está bien calculado según las especificaciones de diseño.

La selección del acople del eje del motor al eje del disco está dada por las anteriores mediadas calculadas, donde se tuvieron en cuenta los siguientes datos:

$$T = 574.6 \text{ lb. pulg} \quad d = 1 \text{ in} \quad H_{\text{nominal}} = 6 \text{ Hp} \quad n = 600 \text{ rpm}$$

De esta manera se seleccionó un acople de mordaza, con una potencia de diseño como se muestra a continuación:

$$H_D = 1.5 H_i \quad \therefore \text{factor de servicio } 1.5 \text{ (catálogo)}$$

$$H_D = 1.5(6) = 9 \text{ Hp}$$

Con estos datos conocidos nos dirigimos al catálogo y fue seleccionado un acople con la siguiente designación ML225.



Martin ML (Universal Series) — Torque and Horsepower Ratings

Catalog Number	Stainless Steel Catalog Number	Torque Rating lb — in		Buna-N Horsepower Capacity at Various RPM					Max. Bore	(Each) Weight
		Buna-N	Hytrel®	100	300	1200	1800	3600		
ML035	ML03SS	3.5	—	0.006	0.02	0.07	0.10	0.20	0.375	0.10
ML050	ML050SS	31.5	94.5	0.05	0.15	0.60	0.9	1.8	0.625	0.15
ML070	ML070SS	42	126	0.07	0.21	0.84	1.2	2.5	0.750	0.31
ML075	ML075SS	81	242	0.13	0.39	1.56	2.3	4.7	0.875	0.45
ML090	ML090SS	140	420	0.22	0.66	2.64	4.0	7.9	1.125	0.75
ML095	ML095SS	189	567	0.30	0.90	3.6	5.4	10.8	1.125	0.89
ML099	ML099SS	290	870	0.46	1.4	5.5	8.3	16.6	1.375	1.02
ML100	ML100SS	416	1248	0.66	2.0	7.9	11.9	23.8	1.375	1.48
ML110	ML110SS	756	2268	1.2	3.6	14.4	21.6	43.2	1.625	3.18
ML150	ML150SS	1197	3591	1.9	5.7	22.8	34.2	68.4	1.875	4.83
ML190	ML190SS	1512	4536	2.4	7.2	28.8	43.2	86.4	2.125	7.65
ML225	ML225SS	2268	6804	3.6	10.8	43.2	64.8	129.6	2.625	10.66

Figura 15. Catálogo Martin, para la selección del acople.
Fuente. (Martin-Sprocket & Gear, 2013)

4.3 Fase 3. Ensamblar los componentes de la máquina para obtener el prototipo, y su puesta en funcionamiento, por medio de las siguientes actividades:

4.3.1 Actividad 1. Ensamble del banco de pruebas. Luego de haber realizado los cálculos pertinentes del diseño de la máquina, se procedió a realizar el modelo geométrico en solidworks con la finalidad de establecer los elementos que hacen parte del prototipo, como se muestra en la siguiente figura:

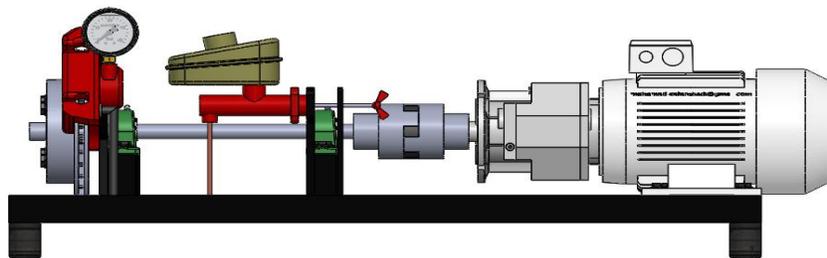


Figura 16. Modelo geométrico del banco de pruebas.
Fuente. Autores del proyecto.

Posteriormente, se presentan las siguientes figuras de la 17 a 27 de cada uno de los elementos del sistema de frenado que hacen parte del prototipo:

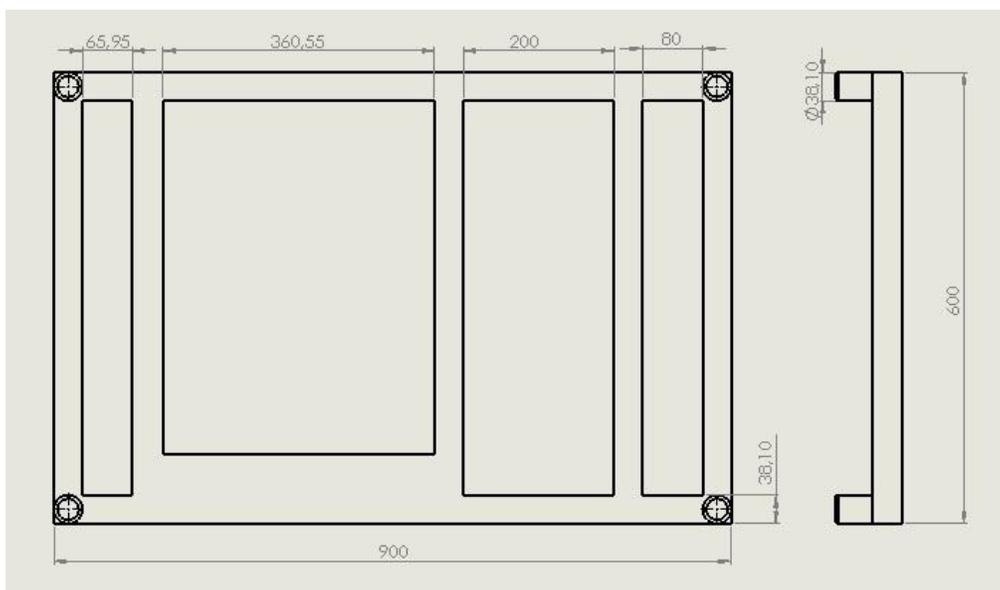


Figura 17. Soporte de banco.
Fuente. Autores del proyecto.

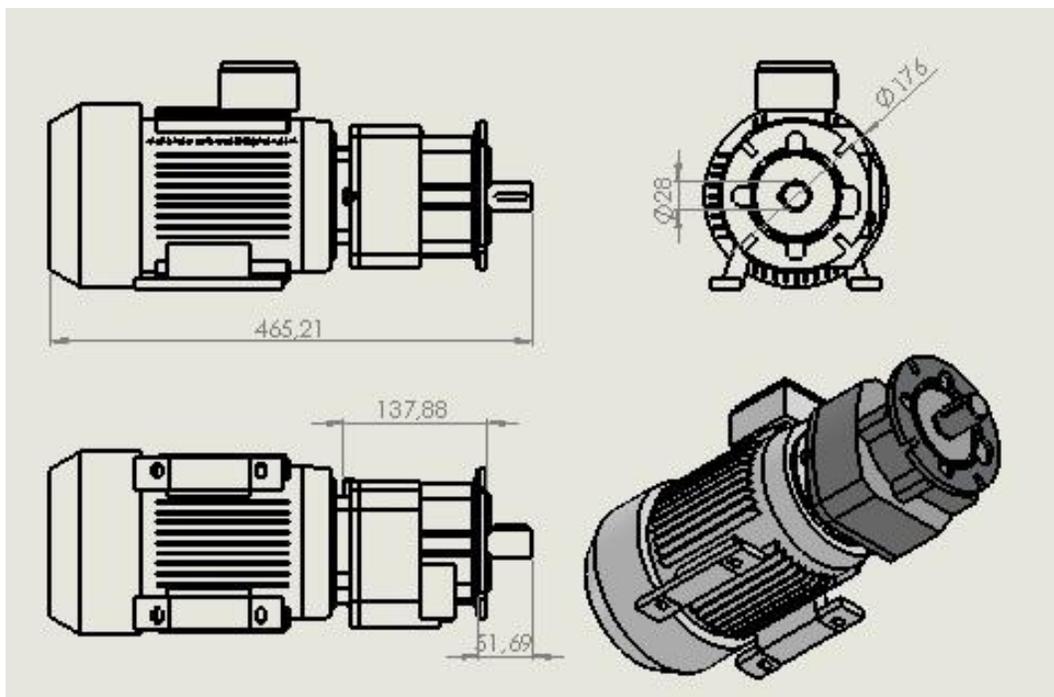


Figura 18. Motorreductor.
Fuente. Autores del proyecto.

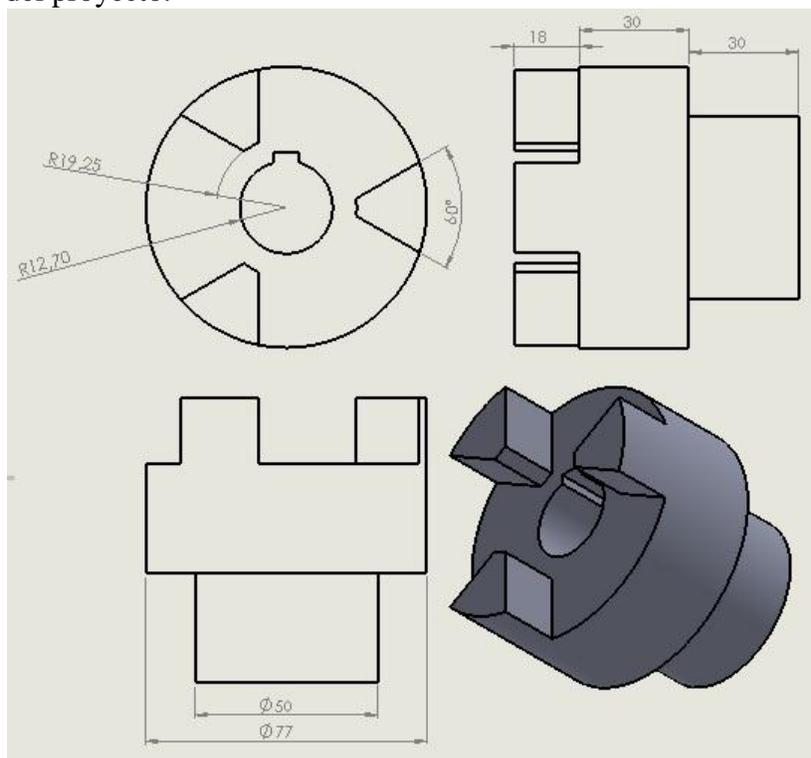


Figura 19. Acople del motor al eje.
Fuente. Autores del proyecto.

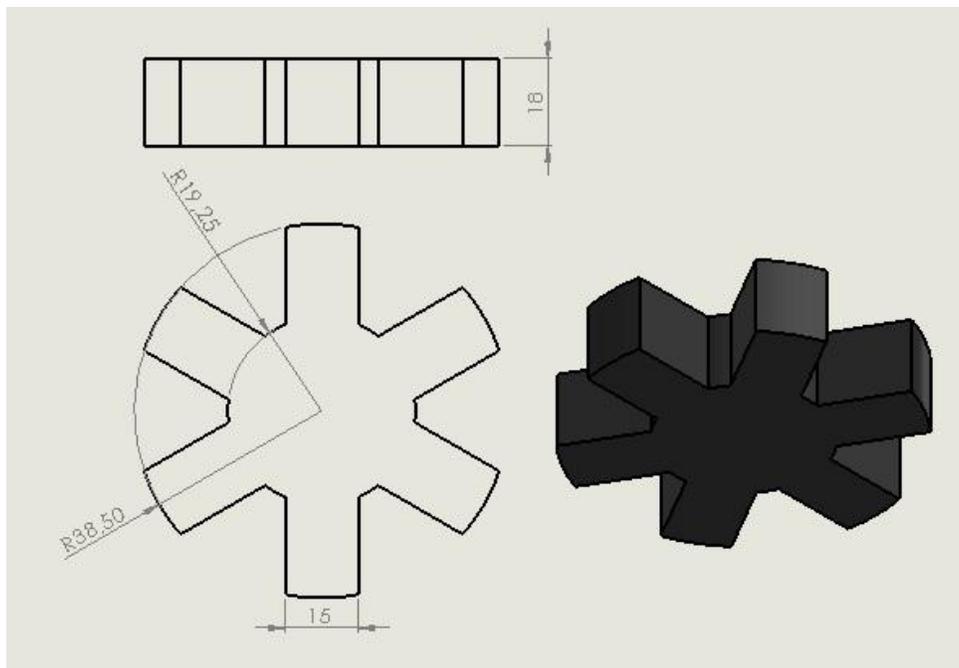


Figura 20. Goma de acoples.
Fuente. Autores del proyecto.

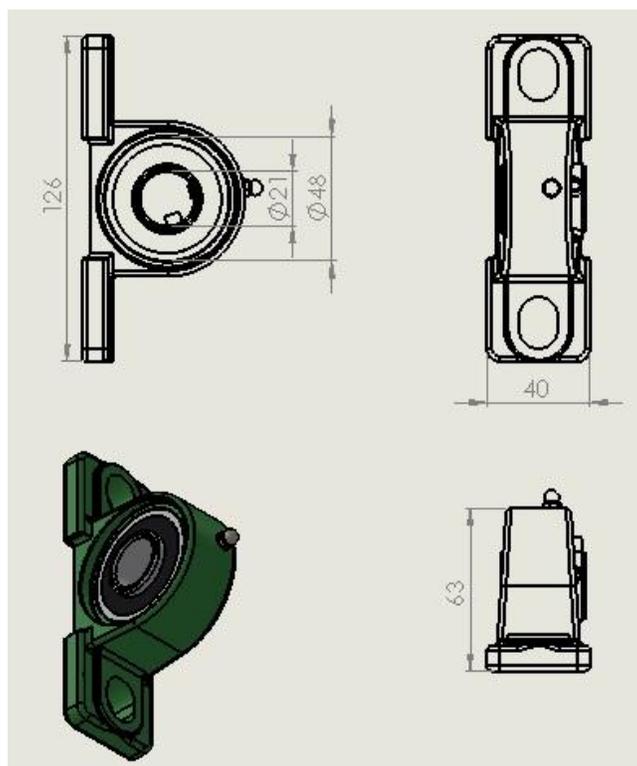


Figura 21. Rodamiento con chumacera.
Fuente. Autores del proyecto.

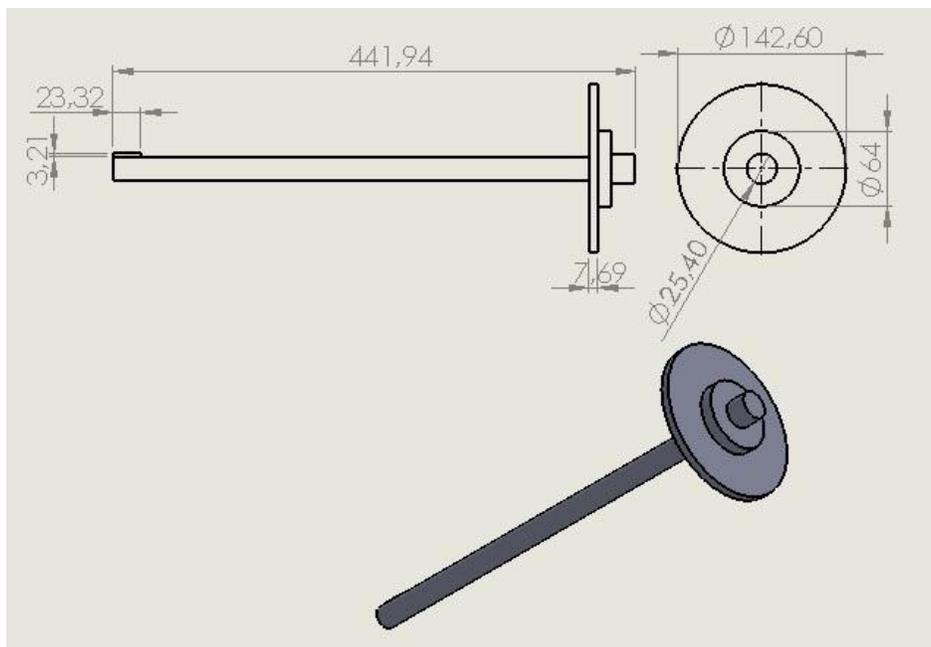


Figura 22. Eje con su respectivo bosin.
Fuente. Autores del proyecto.

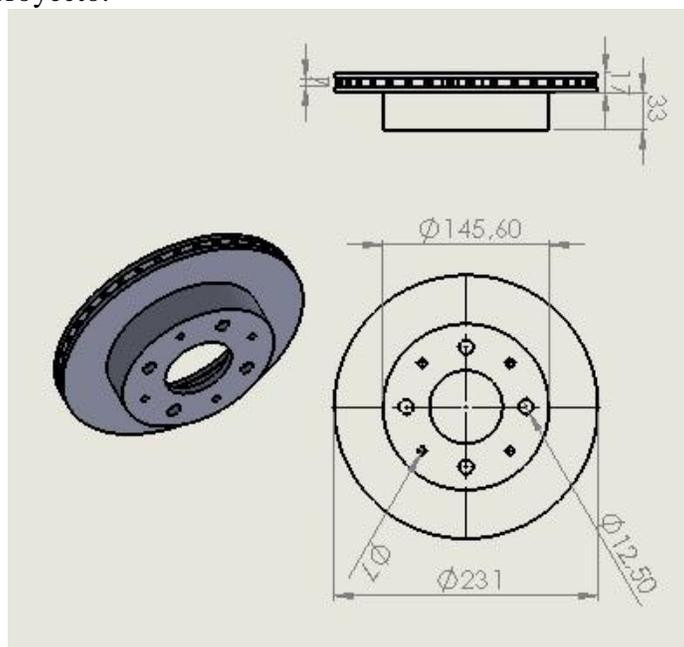


Figura 23. Freno de disco.
Fuente. Autores del proyecto.

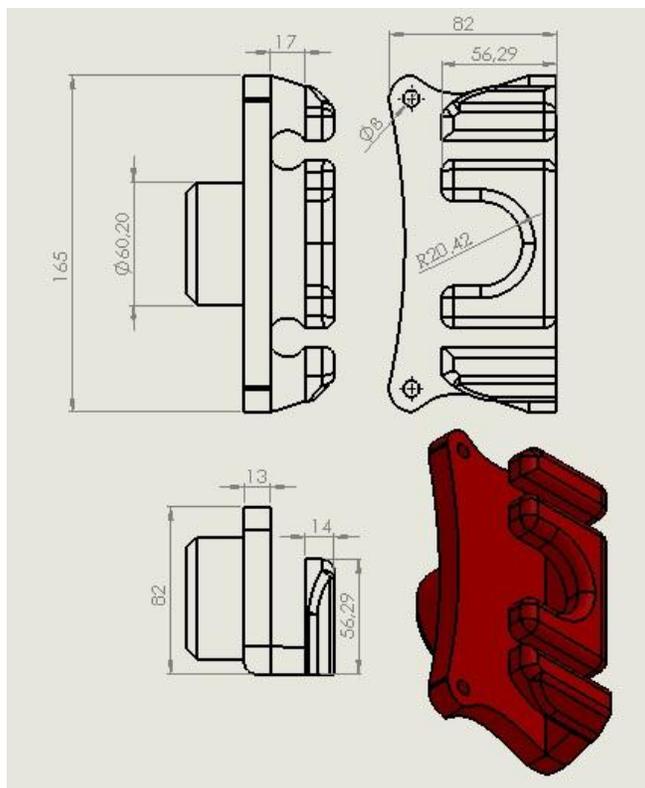


Figura 24. Mordaza de freno.
Fuente. Autores del proyecto.

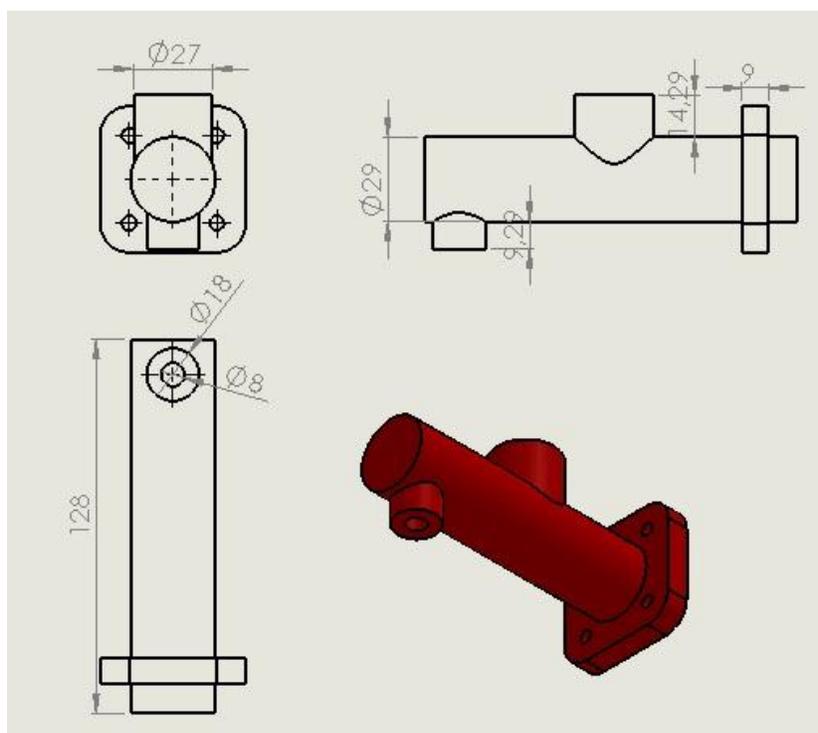


Figura 25. Bomba de freno.
Fuente. Autores del proyecto.

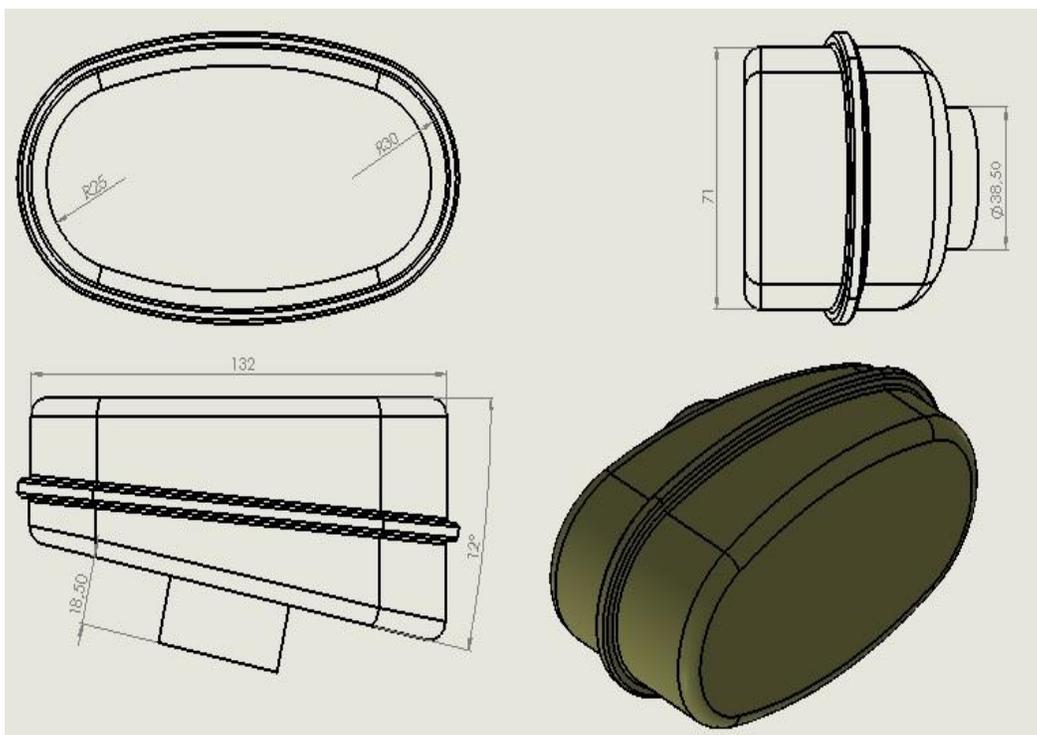


Figura 26. Depósito de almacenamiento del líquido de frenos.
Fuente. Autores del proyecto.

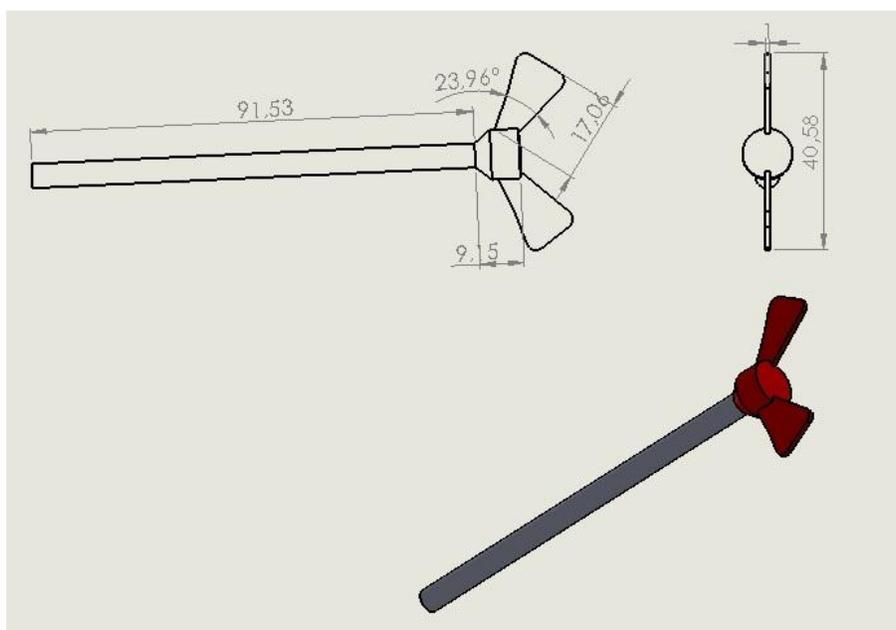


Figura 27. Graduador de presión de bomba del freno.
Fuente. Autores del proyecto.

4.3.2 Actividad 2. Pruebas preliminares sobre temperaturas de frenado, presión de contacto, desgaste, tiempos y velocidades. Posteriormente a la construcción y ensamble del prototipo, se realizaron los siguientes cálculos matemáticos y pruebas experimentales para validar el correcto funcionamiento del equipo:

El análisis dinámico del sistema de freno se hace a partir del cálculo de las partículas en movimiento para poder determinar condiciones de funcionamiento. Inicialmente partimos con el cálculo de la fuerza de frenado teniendo en cuenta la siguiente ecuación 9:

$$F_f = W * \left(\frac{a}{g} - f_r \right) \quad (9)$$

Dónde:

F_f = Fuerza de frenado. (N)

W = Peso del vehículo. (1650 Kg = 16186.5 N)

a = Desaceleración. (m/s²)

g = Aceleración de la gravedad. (9.81m/s²)

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

Para poder calcular la fuerza de frenado es necesario realizar el cálculo de la resistencia y el coeficiente a la rodadura, con las siguientes ecuaciones 10 y 11:

$$R_r = f_r * W \quad (10)$$

$$f_r = 0,01 * \left(1 + \frac{V}{160} \right) \quad (11)$$

Dónde:

R_r = Resistencia a la rodadura. (198.284 N)

W = Peso del vehículo. (1650 Kg = 16186.5 N)

f_r = Coeficiente de resistencia a la rodadura. (0.01225 Adimensional)

V = Velocidad del vehículo. (36 m/s)

De las anteriores ecuaciones, se tiene que: $F_f = 13560.240$ N

A continuación, se presenta una Tabla 4 de valores del coeficiente de resistencia a la rodadura.

Tabla 4

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

TIPO DE VEHÍCULO	SUPERFICIE		
	Hormigón o Asfalto	Dureza media	Arena
Turístico	0,015	0,08	0,30
Camiones	0,012	0,06	0,25
Tracto-camiones	0,020	0,04	0,20

Fuente. (R.A. García-León & Flórez-Solano, 2017).

El valor del coeficiente de resistencia a la rodadura se puede tomar como valor constante de 0,015 para vehículos de turismo que circulan por una superficie de hormigón o asfalto.

Por otra parte la deceleración del vehículo es:

$$a_{M\acute{a}x} = \frac{W * \mu}{\frac{W}{g}} = \mu * g \quad (12)$$

$$\mu = \frac{a_{M\acute{a}x}}{g} \quad (13)$$

Dónde:

$a_{M\acute{a}x}$ = Deceleración máxima de frenado. (m/s²)

W = Peso del vehículo. (N)

μ = Coeficiente de adherencia entre el neumático y la calzada. (0.85 Adimensional)

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

De la Ecuación 12, se calcula el coeficiente de adherencia, se tiene que:

$$a_{M\acute{a}x} = 0,85 * 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$a_{M\acute{a}x} = 8.3385 \frac{m}{s^2}$$

El coeficiente de adherencia con la calzada se determina teniendo en cuenta los parámetros de la siguiente tabla 5.

Tabla 5

Coeficientes de adherencia (μ) de neumáticos sobre calzadas en diferente estado, con distintos estados de los neumáticos y a diferentes velocidades.

VELOCIDAD DE MARCHA (Km/h)	ESTADO DE LOS NEUMATICOS	CARRETERA SECA (μ)	CARRETERA MOJADA (μ)
50	Nuevo	0,85	0,65
	Usado	1,00	0,50
80	Nuevo	0,80	0,60
	Usado	0,95	0,20
120	Nuevo	0,75	0,55
	Usado	0,90	0,20

Fuente. Autores del proyecto.

De la Tabla 5, es posible determinar el coeficiente de adherencia μ , para una carretera seca con velocidad promedio de 36 Km/h en donde para un neumático nuevo, el coeficiente de adherencia será de 0,85, calculamos según la Ecuación 9:

$$F_f = (m * g)(\mu - f_r) = 13560.240 \text{ N}$$

Obtenida la fuerza de frenado, procedemos a calcular la fuerza ejercida en el pedal, tomando en cuenta los siguientes parámetros, de forma general para todos los vehículos, el torque del pedal aumenta la fuerza ejercida sobre el pedal en 4,5 veces la fuerza inicial aplicada al pedal del freno, el servo freno aumenta 8,5 veces la fuerza que sale del torque del pedal y el cilindro maestro aumenta 5 veces la fuerza del servo freno, entonces:

$$F_{\text{Pedal}} = \frac{F_f}{F_P * F_S * F_C} \quad (14)$$

Dónde:

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

F_f = Fuerza de frenado. (N)

F_P = Fuerza del torque en el pedal. (N)

F_S = Fuerza producida por el servofreno. (N)

F_C = Fuerza en el cilindro maestro. (N)

Una vez conocidos los valores se procede a calcular la fuerza en el pedal, el cual va a ser la fuerza que el conductor aplique para detener el vehículo: $F_{\text{Pedal}} = 70.903 \text{ N}$

Posteriormente se calculó la velocidad periférica teniendo en cuenta la Ecuación 15, este valor establece la relación que existe entre la velocidad lineal del vehículo y la velocidad periférica del neumático, debe existir esta diferencia ya que de esta manera se produce la frenada de los vehículos.

$$X = \frac{(V_1 - V_P)}{V_P} * 100 \quad (15)$$

Dónde:

X = Porcentaje de adherencia. (%)

V_1 = Velocidad inicial. (m/s)

V_P = Velocidad Periférica. (m/s)

Esta ecuación es la porción de adherencia sobre el derrape del neumático. Se supone una adherencia de un 80%, por tanto se despejando la velocidad Periférica V_P de la Ecuación 15 se obtiene:

$$V_P = \frac{V_1 * 100}{(100 + X)} = \frac{\left(10 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) * 100}{(100 + 80)} = 5.55 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La velocidad periférica es igual para los tres discos debido a que la velocidad inicial es de 36 Km/h para cada uno.

El proceso de frenado se lleva a cabo gracias al rozamiento entre las pastillas y el disco de freno, transformando la energía cinética del vehículo en calor. Para calcular esta energía disipada es necesario saber la masa del vehículo, el factor de corrección i para masas rodantes, y la velocidad que lleva el vehículo al momento que empieza a frenar.

Para un vehículo convencional su masa es aproximadamente de 1650 Kg, el factor de corrección para masas rodantes i para un vehículo de velocidad media es 1.25, y tomando una velocidad de 36 km/h para efectos de cálculos experimentales se tiene lo siguiente:

$$E_f = \frac{i * m * (V_i^2 - V_f^2)}{2} \quad (16)$$

$$E_f = \frac{1,25 * 1650\text{kg} * (10^2 - 0)}{2} = 103125 \text{ J}$$

Dónde:

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

γ_F = Coeficiente de masas rotativas. (Adimensional)

m = Masa del vehiculo. (Kg)

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

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

Esta es la energía disipada en el vehículo. Para calcular la energía disipada en el freno delantero es necesario saber que la energía total se distribuye entre un 70% y 80% en el eje delantero, debido a que la mayor cantidad de masa del vehículo se presenta en ese eje, así que:

$$E_{\text{Eje delantero}} = E_f * 0,70 \quad (17)$$

$$E_{\text{Eje delantero}} = 50000 \text{ J} * 0,75 = 72187.5 \text{ J}$$

Del total de energía que se absorbe en el eje delantero, un 90% se disipa en el disco de freno y un 10% en la pastilla.

$$E_{\text{disco}} = E_{\text{Eje delantero}} * 0,9 \quad (18)$$

$$E_{\text{disco}} = 72187.5 \text{ J} * 0,9 = 32484.37 \text{ J}$$

$$E_{\text{pastilla}} = E_{\text{Eje delantero}} * 0,1 \quad (19)$$

$$E_{\text{pastilla}} = 72187.5 \text{ J} * 0,1 = 3609.37 \text{ J}$$

El eje tiene dos discos, así que la energía disipada se reparte entre ellos:

$$E = \frac{E_{\text{disco}}}{2} \quad (20)$$

$$E = 36093.75 \text{ J}$$

Ésta es la energía que debe disipar un disco de freno convencional. La optimización en este caso es que esta energía se disipe en el menor tiempo posible y así evitar sobrecalentamientos.

Fuerza de roce sobre las pastillas. Para calcular la fuerza de roce en la pastilla es necesario tener un factor de adherencia entre la calzada y el neumático. Para este caso se toma un factor de 0,85 en condiciones de una calzada seca (Ramirez, 2012).

Para determinar la longitud de frenado es necesario conocer la masa del vehículo, la fuerza de roce sobre las pastillas y la velocidad a la que el vehículo comienza a frenar. Para estos cálculos la velocidad es de 80 Km/h.

$$l = \frac{1}{2} * \frac{m}{g * F_r} * (V_i^2 - V_f^2) \quad (21)$$

$$l = \frac{1}{2} * \frac{1650\text{kg}}{9,81 \text{ m/s}^2 * 1794,9\text{Kg}} * (10^2 - 0) \text{ m}^2/\text{s}^2 = 4.68 \text{ m}$$

Ésta es la distancia a la que un vehículo convencional se detendría si va a una velocidad de 36 km/h.

Tiempo de frenado, es el tiempo necesario para ver si un disco de freno es óptimo en relación a otros tipos, debido a que la integridad del conductor se ve involucrada en este lapso de tiempo. Para calcularlo se necesita la distancia de frenado y la velocidad a la que el vehículo empieza a frenar.

$$t = \frac{2(x_f - x_i)}{(v_f - v_i)} \quad (22)$$

$$t = \frac{2(4.68 - 0)m}{(10 - 0) \text{ m/s}} = 0.94 \text{ s}$$

Análisis térmico del disco de freno. La potencia disipada en el sistema de frenos que proviene de la energía cinética y potencial del vehículo, se transforma en energía calorífica, que va a ser generada en un corto intervalo de tiempo. Para que el sistema de frenos funcione correctamente, el calor generado debe ser evacuado con mayor rapidez posible, para que las sucesivas frenadas no produzcan una elevada temperatura y así perder la seguridad del sistema, el propio avance del vehículo permite la disipación del calor generado esencialmente por convección y radiación. Cuando se producen frenadas excesivas, la temperatura se eleva hasta llegar a un límite (temperatura de saturación), en función de la capacidad de disipación térmica del disco de freno (Ricardo Andrés García-León, Acosta, & Flórez, 2015).

Las propiedades físicas y térmicas de la fundición gris nodular de grafito laminar el cual tiene una composición de silicio y manganeso, fueron obtenidas de la Tabla A-3 del libro de transferencia de calor de Yunus A. Cengel.

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

Calor específico: $C_p= 434 \text{ J/Kg}\cdot\text{ }^\circ\text{C}$

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

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

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

La elevación de temperatura del conjunto de un freno se evalúa aproximadamente por la siguiente ecuación 23:

$$\Delta T = \frac{E_{\text{disco}}}{m * C_p} \quad (23)$$

La energía disipada por el disco ya se calculó previamente, la masa del disco de freno es de 3.038 Kg, y el calor específico que ya está dado en los datos del material.

$$\Delta T = \frac{36093.75 \text{ J}}{3.038 \text{ Kg} * 434 \text{ J/Kg} * \text{ }^\circ\text{C}} = 24.63 \text{ }^\circ\text{C}$$

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

$$T_1 - T_\infty = \Delta T$$

Donde T_{∞} es la temperatura ambiente de 22°C , entonces la temperatura en la superficie del disco es

$$T_1 = 49.63^{\circ}\text{C}$$

Lo que nos indica que un vehículo con una masa de 1650 Kg y que llevan una velocidad de 36 Km/h, circulando en un ambiente de 25°C , la temperatura que se genera en el disco de freno hasta detenerse es de aproximadamente 49.63°C .

Enfriamiento de Newton. Un objeto sometido a una temperatura T_1 , se enfriará si se deja a temperatura ambiente de acuerdo con la Ecuación exponencial 24:

$$T_i - T_{\infty} = (T_1 - T_{\infty}) * e^{-\frac{A*U}{m*C_p}*t} \quad (24)$$

Dónde:

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

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

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

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

m = Masa del disco de freno. (Kg)

C_p = Calos específico del material. ($\text{J/Kg} * ^{\circ}\text{C}$)

t = Tiempo de enfriamiento de Newton. (s)

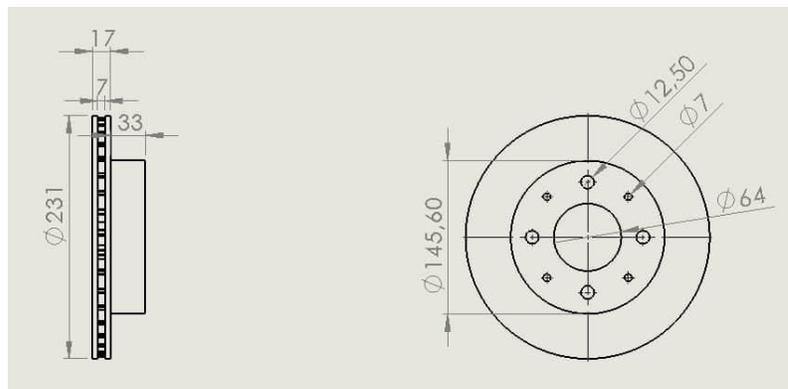


Figura 28. Diámetro interior y exterior del disco (Medidas en mm).

Fuente. Autores del proyecto.

Como el disco de freno hace contacto con las pastillas mediante dos superficies, el área de la superficie de contacto aproximada tiene la siguiente ecuación 25:

$$A_{\text{contacto}} = 2 * \pi * (r_{\text{ext}}^2 - r_{\text{int}}^2) \quad (25)$$

$$A_{\text{contacto}} = 2 * \pi * (0,231^2 - 0,1456^2) \text{m}^2$$

$$A_{\text{contacto}} = 0,20317 \text{m}^2$$

Despejando T_i de la ecuación de enfriamiento de Newton se obtiene la en función del tiempo donde se muestra la temperatura del disco en cada instante:

Tabla 6

Cálculos del enfriamiento de Newton.

Tiempo (s)	Temperatura		
	Matemática "EN"	Experimental P1	Experimental P2
0	49.63	25	25
600	37.24	30.02	29.60
1200	31.09	31.08	33.90
1800	28.03	32.30	38.90
2400	26.50	33.40	47.20
3000	25.75	35.20	49.50
3600	25.37	37.60	59.10
4200	25.18	39.30	71.00
4800	25.09	42.50	72.00

5400	25.07	47.60	74.00
6000	25.05	49.30	77.70

Fuente. Autores del proyecto.

De lo que se obtuvo la siguiente figura 1:

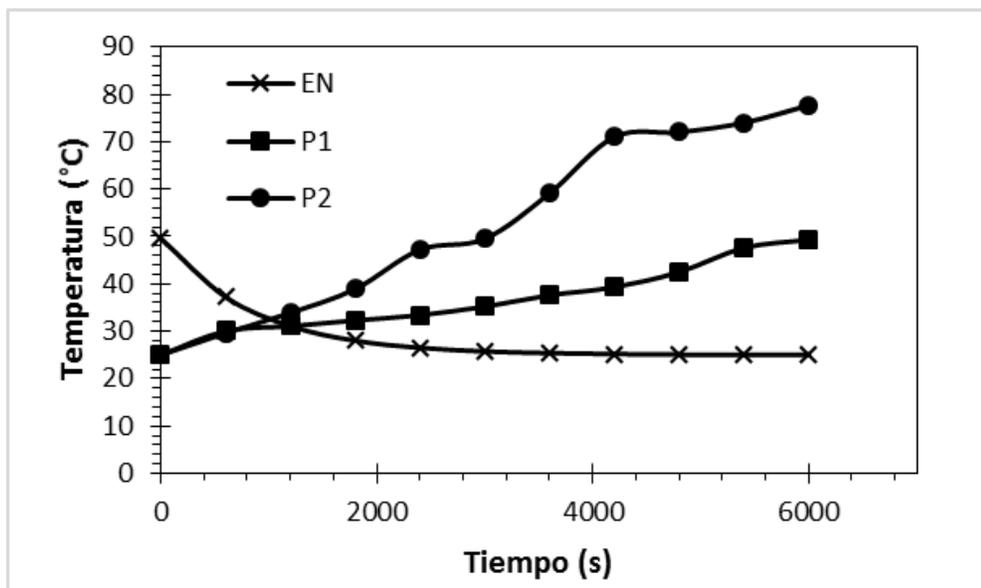


Figura 29. Enfriamiento de newton Versus Temperatura Experimental

Fuente. Autores del proyecto.

El disco de freno luego de haber sido sometido a una temperatura de 49,63 °C en una frenada, este disco tomará una temperatura ambiente de 25°C en aproximadamente 6 minutos, siempre y cuando el enfriamiento se dé por convección natural, es decir que el aire en el ambiente deber tener una velocidad igual a cero. En las siguientes tablas 7 y 8, se muestran los resultados obtenidos experimentalmente bajo dos condiciones nombradas como P1 y P2.

Tabla 7

Condición experimental P1.

Condición P1, con una pastilla de asbesto							
Presión (psi)	Tiempo (s)	Espesor de pastillas inicial (milésimas de pulgadas)	Espesor de pastillas final (milésimas de pulgadas)	Temperatura inicial pastilla (°C)	Temperatura final pastilla (°C)	Temperatura final del disco (°C)	velocidad del disco (rpm)
23	60	0.5576	0.5562	23	26.5	30.02	734
23	90	0.5562	0.5506	26.5	29.7	31.08	734

23	120	0.5506	0.5424	29.6	34.4	32.3	734
23	150	0.5424	0.5411	34.4	55.9	33.4	734
28	180	0.5411	0.5314	35.9	36.1	35.2	733
28	210	0.5314	0.5301	36.1	38.6	37.6	733
28	240	0.5301	0.5294	38.6	40.7	39.3	733
35	270	0.5294	0.5268	40.7	43.1	42.5	732
35	300	0.5168	0.5136	43.1	53	47.6	732
35	330	0.5136	0.5218	53	54.6	49.3	732

Fuente. Autores del proyecto.

Tabla 8

Condición experimental P2.

Condición P2, con una pastilla semimetálica							
Presión (psi)	Tiempo (s)	Espesor de pastillas inicial (milésimas de pulgadas)	Espesor de pastillas final (milésimas de pulgadas)	Temperatura inicial pastilla (°C)	Temperatura final pastilla (°C)	Temperatura final del disco (°C)	velocidad del disco (rpm)
30	60	0.5758	0.7754	27.6	29.6	29.6	734
22	90	0.5754	0.5741	29.6	43.5	33.9	734
22	120	0.5741	0.5734	36.2	48.7	38.9	734
22	160	0.5734	0.5727	40.8	53.4	47.2	734
30	60	0.5727	0.5712	42.7	58.6	49.5	730
30	90	0.5712	0.5706	46.6	59.8	59.1	730
40	120	0.5706	0.5702	48.7	63.1	71	730
45	60	0.5702	0.5699	54.8	64.6	60.7	725
45	90	0.5699	0.5693	56.6	71.6	64.2	725
45	160	0.5693	0.5686	65.3	73.7	77.7	725

Fuente. Autores del proyecto.

De la anteriores tablas podemos concluir que el material de la pastilla de freno influye en las propiedades termodinámicas del freno de disco ocasionando un aumento de la temperatura como se puede observar en la figura 29, esto ocasiona mayor tiempo en la disipación de calor al medio ambiente y por lo tanto reducción de la vida útil de los componentes del sistema de frenado.

5. Conclusiones

De este trabajo podemos concluir lo siguiente:

Se llevó a cabo la construcción del banco para realizar pruebas de frenado considerando cada uno de los parámetros indicados anteriormente; corroborando el correcto funcionamiento de cada una de las partes hacen parte del prototipo.

Se analizó resultados y se obtuvo valores de porcentajes de errores aceptables, debido a que influyen factores como el peso del vehículo y conductor, la adherencia a la calzada, la disipación de calor con el medio ambiente, entre otros.

En la realización de los planos y la geometría de los discos, se llevó a cabo mediante el Software SolidWorks, que fue de gran importancia en la realización del proyecto gracias a sus herramientas creación de planos y demás.

Se aplicó un modelo teórico para determinar la temperatura de contacto generada por la fricción entre el disco y las pastillas, el flujo de calor disipado por el disco de freno y la presión ejercida en el por las pastillas de freno durante la operación de frenado, estos datos fueron corroborados con los obtenidos experimentalmente.

Los cálculos de generación y transferencia de calor se realizaron con base en la velocidad máxima permitida en carretera de 36 Km/h. Por lo tanto, si se quiere emplear velocidades

mayores el disco debe ser sometido a prueba, juntamente con el material de fabricación y de esta forma tener un estudio completo donde se producirán altas temperaturas y mayor transferencia de calor.

6. Recomendaciones

Finalmente se presentan algunas sugerencias que se pueden tener en cuenta para posibles estudios sobre este diseño geométrico de un disco de freno:

Antes de utilizar el banco didáctico de frenos se debe revisar la guía de operación del para tener un buen conocimiento del banco de pruebas y de cómo realizar los experimentos bajo diferentes condiciones de trabajo y de esta manera obtener resultados óptimos.

Al momento de remplazar las pastillas de freno se tenga en cuenta que solo se puede usar pastilla de Chevrolet Swift, debido a que este banco usa ese tipo de mordaza (caliper).

Al momento de realizar las pruebas se tiene en cuenta que la barra de accionamiento este completamente liberada, debido a que no siendo esto el banco no puede funcionar correctamente.

Al momento que el banco este en su funcionamiento no se puede hacer frenadas bruscas debido a que podemos afectar con abolladuras y por lo tanto alterar los datos experimentales.

Cabe destacar que el modelo presentado aún es susceptible a modificaciones para mejorar la cantidad de aire que pueda pasar a través de los pilares de ventilación, debido a que otro modelo de pilares o la configuración de estos, así como la cantidad, puede brindar resultados factibles para otros estudios.

Referencias

- Albornoz, J. (2009). Análisis de fuerzas desarrolladas en el frenado de vehículos. Obtenido de <http://creandoconciencia.org.ar/enciclopedia/accidentologia/la-fisica-de-la-colision/fuerzas-de-frenado.pdf>
- Albornoz. (2009). Obtenido de Fuerzas desarrolladas en el frenado de vehículos: <https://www.monografias.com/trabajos89/fuerzas-desarrolladas-frenado-vehiculos-dinamica/fuerzas-desarrolladas-frenado-vehiculos-dinamica.shtml>
- Amidata. (2019). RS. Retrieved from <https://es.rs-online.com/web/p/unidades-de-rodamientos-soportes-de-eje-y-accesorios/3398467/>
- Ando. (2018). Siemens. Retrieved from <http://siemensmexico.com.mx/productos/motores.html>
- Autocosmos.com. (2014). Tips y consejos. Obtenido de <https://especiales.autocosmos.com.mx/tipsyconsejos/2014>
- Balachowsky, D., & Caire, P. (2018). Eje propulsión. Obtenido de [https://es.wikipedia.org/wiki/Eje_\(mec%C3%A1nica\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Eje_(mec%C3%A1nica))
- Bauza, F. (2018). Estudio del sistema de frenado de los vehículos. Obtenido de https://upcommons.upc.edu/bitstream/handle/2117/113326/REPORT_470.pdf
- Brembo. (2015). The benefits of the new design for the brake disc ventilation chamber.
- Campuseina. (s.f.). Frenos. Obtenido de Descripción y eficacia del sistema de frenado: <http://campuseina.com/mod/book/view.php?id=7572>
- Cesvi Colombia, (26 de Diciembre de 2008). Mantenimiento al sistema de frenos y otros accesorios de seguridad. Obtenido de <https://www.eltiempo.com/archivo/documento/CMS-4738247>
- Cibercom Creativo. (2017). Historia del sistema de frenos de automóviles. Obtenido de

<http://metrofrenos.com/index.php/enterate/noticias/187-historia-del-sistema-de-frenos-de-automoviles>

Creando ciencia. (s.f.). Obtenido de frenos:

<http://creandoconciencia.org.ar/enciclopedia/accidentologia/vehiculo/FRENOS.pdf>

Creando ciencia.org.ar. (s.f.). Rozamiento. Obtenido de resistencia al deslizamiento:

<http://creandoconciencia.org.ar/enciclopedia/accidentologia/la-fisica-de-la-colision/rozamiento.pdf>

Domínguez, E. J., & Ferrer, J. (2012). Elementos y piezas del sistema de frenos (Sistemas de transmisión y frenado. Editex.

Espitia, L. (2013). Determinación del coeficiente de fricción de deslizamiento para algunos materiales de uso común en ingeniería mediante el método de las oscilaciones armónicas.

Obtenido de

<http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/3652/62189E77.pdf;sequence=1>

Espitia. (2013). Determinación del coeficiente de fricción de deslizamiento para algunos materiales de uso común en ingeniería mediante el método de las oscilaciones armónicas.

Obtenido de

<http://repositorio.utp.edu.co/dspace/bitstream/handle/11059/3652/62189E77;jsessionid=5A10578A3E8D49D160929722540CCF3C?sequence=1>

García- León. R. A. (2014). Evaluación del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir del análisis de la aceleración del proceso de corrosión. Tesis de pregrado en ingeniería mecánica, Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña. Obtenido de <http://repositorio.ufpso.edu.co:8080/dspaceufpso/bitstream/123456789/251/1/25724.pdf>

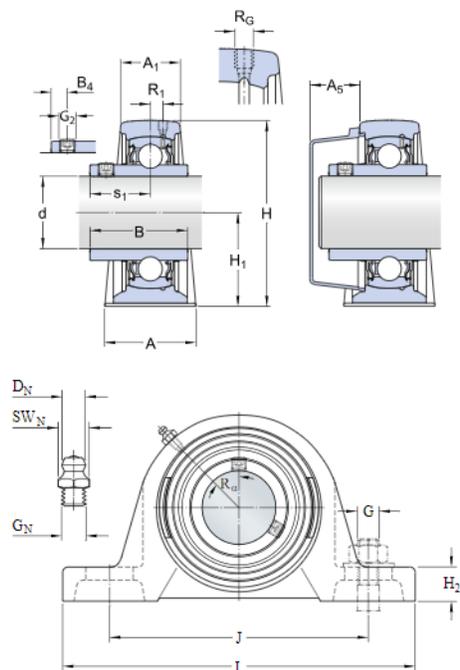
- García-León, R. A., & Flórez-Solano, E. (2017). Dynamic analysis of three autoventilated disc brakes. *Ingeniería E Investigación*, 37(3).
<https://doi.org/10.15446/ing.investig.v37n3.63381>
- García-León, R. A., Acosta, M. A., & Flórez, E. (2015). Análisis del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir de la aceleración del proceso de corrosión. *Tecnura*, 19(45), 53–63. <https://doi.org/10.14483/udistrital.jour.tecnura.2015.3.a04>
- García-León, R. A., Flórez-Solano, E., & Acevedo-Peñaloza, C. (2018). Análisis termodinámico en frenos de disco. Bogotá, Colombia: ECOE Ediciones.
- Goncalves, R. (2016). Los frenos y su evolución. Obtenido de <https://www.motoryracing.com/pruebas/noticias/los-frenos-y-su-evolucion/>
- Martin-Sprocket, & Gear. Parte del Catalogo General de Productos (2013). Inc. en Español. Edición impresa, México, DF. Retrieved from <https://issuu.com/msg-mexico/docs/cat4000-c/30>
- Maquiclik. (2019). Tipos de motores reductores de velocidad. Obtenido de <http://www.fabricantes-maquinaria-industrial.es/motores-reductores-de-velocidad/>
- Meganeboy, D. (2014). Aficionados de la Mecánica. Obtenido de Sistema ABS: http://www.aficionadosalamecanica.net/sistema_abs.htm
- Ocampo, R. A. (2013). Diseño de un molino para reciclar pastas de freno de tractocamiones usando el método del elemento finito. . Instituto Politécnico Nacional.
- Perfomance, D. (2017). How to tell if you have solid or vented brake discs.
- Pompon, J. P. (1997). Manual Del Disco de Freno. Curno: Ceac.
- Quintero, O. A., & Echávez, D. D. (2017). Estudio experimental del comportamiento dinámico del flujo de aire a través de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo

- naca 66-209. Obtenido de <http://repositorio.ufpso.edu.co:8080/dspaceufpso/bitstream/123456789/1886/1/30896.pdf>
- Ramírez, M. U. (2012). Instituto politécnico nacional.
- Repair you Car. (2015). Tipos de discos de freno. Obtenido de <https://repairyoucar.com/tipos-de-discos-de-freno/>
- Rodríguez, V. J. (2017). Acoplamientos rígidos, introducción. Clasificación, tipos conclusiones. Obtenido de <https://es.slideshare.net/rodriguez1994/acoplamientos-rigidos>
- Ruiz, J. (2010). Acoplamientos flexibles. Obtenido de <http://www.mailxmail.com/curso-balanceo-acoplamiento-mecanica/acoplamientos-flexibles>
- S.N. (2018). Mecánica virtual. Retrieved from http://www.mecanicavirtual.org/sistema_abs.htm
- Sew-eurodrive. (2019). Cómo trabaja un motorreductor. Obtenido de <https://www.sew-eurodrive.es/productos/motorreductores/getriebemotoren.html#top>
- SKF. (2015). Rodamientos. Estados Unidos.
- SKF. (2018). SKF. Retrieved from [https://www.skf.com/ar/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SY 25 TF](https://www.skf.com/ar/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-plummer-block-units/Y-bearing-plummer-block-units/index.html?designation=SY%20TF)
- Torres, E. C. (27 de Junio de 2011). Implementación de un Banco de Pruebas de Sistemas de Alumbrado y Accesorios Eléctricos de un Vehículo para la Escuela de Ingeniería Automotriz. Obtenido de <http://dspace.espoch.edu.ec/handle/123456789/1521>

Apéndices

Apéndice A. Dimensiones del rodamiento.

Dimensiones



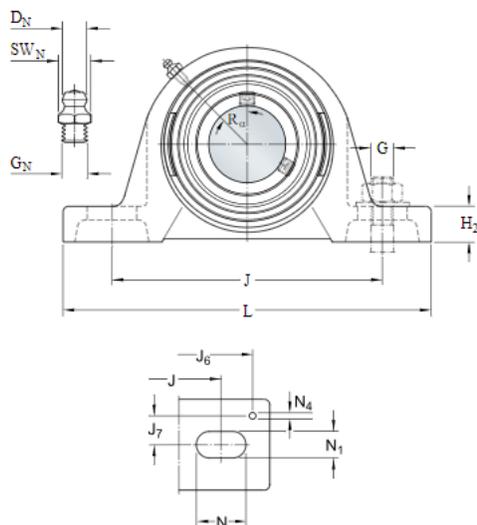
d	25	mm
A	36	mm
A ₁	22	mm
A ₅	18	mm
B	34.1	mm
H	70	mm
H ₁	36.5	mm
H ₂	16	mm
J	102	mm
J	max. 110	mm
J	min. 94	mm
L	130	mm
N	19.5	mm
N ₁	11.5	mm
s ₁	19.8	mm

Orificio roscado

R _G	1/4-28 UNF
----------------	------------

Fuente. (SKF, 2015)(SKF, 2018)

Apéndice B. Rodamiento datos de cálculo.



Datos del cálculo

Capacidad de carga dinámica básica	C	14	kN
Capacidad de carga estática básica	C_0	7.8	kN
Carga límite de fatiga	P_u	0.335	kN
Velocidad límite		7000	r/min
(con tolerancia de eje h6)			

Fuente. (SKF, 2015)(SKF, 2018)

Apéndice C. Guía banco de prueba de desgastes de freno y pastillas automotrices

OBJETIVOS

- Observar, analizar y verificar el proceso de desgates del freno de disco y las pastillas de frenos.
- Realizar diferentes tipos de pruebas bajo diferentes tipos de condiciones.
- Interpretar la incidencia de los resultados obtenidos experimentalmente con los calculados matemáticamente bajo teorías de diseño mecánico, maquinas hidráulicas y transferencia de calor.
- Evaluar la influencia de los parámetros como: temperatura del disco, temperatura de la pastilla, tiempo de la prueba, desgaste de la pastilla, velocidad de giro del disco, entre otros.

BASE TEORICA

El sistema de frenos es sin duda, el más importante para la seguridad vial del automóvil. Por tal motivo las autoridades de los diferentes países establecen reglas y parámetros que deben cumplir los vehículos en cuanto a distancia y estabilidad de la carrera de frenado. Por otra parte, los fabricantes y desarrolladores de coches, se esfuerzan cada día más en lograr sistemas de frenos seguros y duraderos. El principal objetivo sistema de frenos consiste en dar otra resistencia a la marcha del vehículo de mejor eficacia que las enunciadas anteriormente, que aplicada a las ruedas, permitan mermar la velocidad del vehículo o detenerlo según la prioridad del conductor, en un tiempo y espacio reducidos.

Para disminuir la velocidad del vehículo, primeramente, se debe de desaprisionar el pedal del acelerador. Con lo que el motor reduce las revoluciones, y es arrastrado por él a una velocidad superior a la correspondiente a la velocidad de ralentí, velocidad que disminuye paulatinamente si se da en el cambio una marcha más reducida; este arrastre se produce a costa de la energía cinética del vehículo y supone una disminución de su velocidad.

Este comportamiento tribológico, se basa en convertir la energía cinética del automóvil en energía calorífica por causa del rozamiento entre el disco y la pastilla, el cual es disipado mediante el fenómeno de convección natural con el medio ambiente.

EQUIPOS A UTILIZAR

- Banco de prueba desgaste de pastillas para automóviles.
- micrómetro
- Cronometro.
- Pirómetro.
- Tacómetro.

DESCRIPCION DEL EQUIPO

El banco de pruebas consta de una serie de componentes:

- Motorreductor de 5HP de potencia con una velocidad de salida de 300 rev/min.
- Acople tipo araña.
- Eje de potencia de 1" de diámetro.
- Chumaceras de piso.
- Disco de freno Chevrolet Swift.
- Mordaza (calipér) Chevrolet Swift.
- Bomba de freno de Chevrolet Swift.
- Pastillas de frenos de tipo Chevrolet Swift.
- Manguera de freno.
- Freno de mano de estacionamiento de automóviles.

PROCEDIMIENTO

1. Verificar que el graduador de presión este completamente libre.
2. Verificar el nivel de líquido de freno en el depósito de suministro a la bomba.
3. Medir las pastillas de frenos al inicio de la prueba para medir su espesor.
4. Determinar la temperatura de arranque del disco.
5. Encender el banco de pruebas.
6. Determinar el tiempo de operación.
7. Determinar la temperatura de arranque del disco.
8. Velocidad de giro del disco.
9. Girar el graduador de presión para aplicarle presión al sistema.
10. Determinar la temperatura de las pastillas.
11. Retirar la presión ejercida al sistema.
12. Detener la operación de banco.
13. Retirar las pastillas para hacerle su respecta medida.

OBTENCION DE VARIABLES EXPERIMENTALES

Para la recolección de datos para la prueba, se debe tener en cuenta la siguiente tabla para la presentación de resultados:

PRESION PSI	TIEMPO	ESPESOR INICIAL PASTILLA	ESPESOR FINAL PASTILLA	TEMPERATURA INICIAL PASTILLA	TEMPERATURA FINAL PASTILLA	TEMPERATURA DEL DISCO	RPM

Para la realización de los cálculos, utilizar las siguientes referencias [1 – 10]:

NOTA:

Teniendo en cuenta los valores obtenidos de la práctica se procederá a hacer las respectivas graficas en las cuales se evidenciará el comportamiento del banco, en cuestión de las temperaturas, tiempos y pérdida de masa de las pastillas y el disco.

Las conclusiones deberán ser elaboradas por los estudiantes una vez terminada la práctica de laboratorio, teniendo en cuenta las variables de prueba.

REFERENCIAS

- [1] R. A. García-León, “Evaluación del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir del análisis de la aceleración del proceso de corrosión.,” Tesis de pregrado en ingeniería Mecánica, Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, 2014.
- [2] R. D. Echavez-Díaz and A. Quintero-Orozco, “Estudio experimental del comportamiento dinámico del fluido del aire a través de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209,” Tesis de pregrado en Ingeniería Mecánica, Universidad Francisco de Paula Santander Ocaña, 2017.
- [3] R. A. García-León, E. Flórez-Solano, and C. Acevedo-Peñaloza, *Análisis termodinámico en frenos de disco*. Bogota, Colombia: ECOE Ediciones, 2018.
- [4] R. A. García-León, “Thermal study in three vented brake discs, using the finite element analysis,” *DYNA*, vol. 84, no. 200, pp. 19–27, 2017.
- [5] R. A. García-León and E. Perez Rojas, “Analysis of the amount of heat flow between cooling channels in three vented brake discs,” *Ing. y Univ.*, vol. 21, no. 1, 2017.
- [6] R. A. García-León and E. Flórez-Solano, “Dynamic analysis of three autoventilated disc brakes,” *Ing. e Investig.*, vol. 37, no. 3, 2017.
- [7] R. A. García-León and E. Flórez Solano, “Estudio analítico de la transferencia de calor por convección que afectan los frenos de disco ventilados,” *Tecnura*, vol. 20, pp. 15–30, 2016.
- [8] R. A. García-León, M. A. Acosta, and E. Flórez, “Análisis del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir de la aceleración del proceso de corrosión,” *Tecnura*, vol. 19, no. 45, pp. 53–63, 2015.
- [9] R. A. García-León, J. E. Rivera López, A. Quintero-Orozco, and G. J. Gutiérrez-Paredes, “Análisis del caudal en un disco de freno automotriz con alabes de ventilación tipo NACA66-209 , utilizando velocimetría de imagen de partículas,” *Inf. Tec.*, vol. 83, no. 1, pp. 10–24, 2019.
- [10] R. A. García-León, R. D. Echavez-Díaz, and E. Flórez-Solano, “Análisis termodinámico de un disco de freno automotriz con pilares de ventilación tipo NACA 66-209,” *INGECUC*, vol. 14, no. 2, pp. 9–18, 2018.