



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA “SAE”, PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ-ESPOCH.

**GUIZADO CHÁVEZ MANUEL MESÍAS
PÉREZ PILCO DIEGO PAÚL**

TRABAJO DE TITULACIÓN

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

**RIOBAMBA – ECUADOR
2016**

APROBACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

2015-11-26

Yo recomiendo que el Trabajo de Titulación preparada por:

**GUIZADO CHAVEZ MANUEL MESÍAS
PÉREZ PILCO DIEGO PAÚL**

Titulada:

**“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE UN
VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA “SAE”, PARA LA CARRERA DE
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ-ESPOCH”**

Sea aceptado como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Carlos Santillán Mariño
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Celin Padilla
DIRECTOR

Ing. David Bravo
ASESOR

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: GUIZADO CHÁVEZ MANUEL MESÍAS

TÍTULO DE LA TESIS: **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA “SAE”, PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ-ESPOCH”**

Fecha de Examinación: 2016-11-14

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Pérez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Celin Padilla DIRECTOR			
Ing. David Bravo ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Pérez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: DIEGO PAÚL PÉREZ PILCO

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE UN VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA “SAE”, PARA LA CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ-ESPOCH”

Fecha de Examinación: 2016-11-14

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. José Pérez PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Celin Padilla DIRECTOR			
Ing. David Bravo ASESOR			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. José Pérez
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presentamos, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos-científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de los autores. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

Manuel Guizado

Diego Pérez

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Nosotros Diego Paúl Pérez Pilco y Manuel Mesías Guizado Chávez se declara que el presente trabajo de titulación es de nuestra autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el texto que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autores, asumimos la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Manuel Mesías Guizado Chávez
Cedula de identidad: 020213106-6

Diego Paúl Pérez Pilco
Cedula de identidad: 020208870 -4

DEDICATORIA

Dentro de esta gran carrera profesional la cual estaré orgulloso de llevar en alto. Dedico este presente proyecto de titulación a mi madre Luz Gloria Chávez y a mi padre Marcos Ernesto Guizado quienes con su infinito amor supieron guiar con sus consejos estando siempre pendientes de mí en el transcurso de esta etapa de preparación, a mis hermanos Olmedo Marcos, Saul, Cristian Cecilia, Eley quienes me estuvieron apoyándome en todo momento, aconsejándome en bien para poder cumplir con esta meta y a mi esposa y a mi hijo a Jaime Paz quien también fue como mi hermano demostrando su apoyo incondicional.

Guizado Chávez Manuel Mesías

Dedico este proyecto de titulación primeramente a Dios por concederme salud y vida. A mi mamita Rosa Amelia Pilco Pilco y a mi papi Luis Gerardo Pérez por haberme dado fortaleza, sus consejos, y estar pendiente de mí en todo momento que siempre anhelaron verme triunfar , a mi tías Natividad ,Ana a mi primo Carlos que siempre cree en mí y el apoyo que siempre me lo dio . Asi como también a mi hermanos Luis, Magaly, Vanessa, Óscar estuvieron aconsejándome para poder cumplir este objetivo y en especial a toda mi maravillosa familia Pilco.

Diego Paúl Pérez Pilco

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a Dios por darme la vida, salud, sabiduría y cuidarme en el transcurso de mi vida.

A la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

A los Ingenieros Celin Padilla y David Bravo quienes con su gran capacidad y profesionalismo supieron compartir sus conocimientos para realizar el presente trabajo de titulación.

A toda mi familia y amigos quienes supieron de una u otra manera estuvieron apoyando con sus buenos deseos y consejos.

Guizado Chávez Manuel Mesías

Mis más sinceros agradecimientos a la Escuela de Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles en la sociedad.

A nuestros compañeros que nos acompañaron en el transcurso de esta etapa de la vida y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito esta meta planeada en nuestras vidas.

Diego Paúl Pérez Pilco

RESUMEN

El presente proyecto tiene como finalidad diseñar y construir un sistema de frenos para un vehículo de competencia Fórmula "SAE" para la Carrera de Ingeniería Automotriz. Para este diseño se tomó en cuenta la normativa de competición Fórmula SAE, partiendo de datos técnicos obtenidos directamente del monoplace que se encuentra en proceso de desarrollo, se realizó cálculos del sistema de freno mediante el método analítico empleando fórmulas matemáticas a través de las cuales se determinó la eficiencia del sistema durante su funcionamiento, las medidas deberán ser las adecuadas para obtener una mejor distribución de peso teniendo en cuenta que el sistema es independiente tanto para la parte delantera como posterior, en la etapa de diseño por medio del software Solidworks se modeló cada uno de los elementos que son parte del sistema de freno. Mediante el software ANSYS se analizó el esfuerzo máximo, la temperatura, el factor de seguridad y deformación elástica que sufren los materiales que conforman las partes del sistema debido a las cargas aplicadas, para descartar posibles fallas en el momento que el sistema entre en funcionamiento. En base a estos resultados obtenidos en el análisis matemático y mediante software de análisis se procedió a la construcción e implementación de cada uno de los elementos que conforman el sistema, realizando pruebas de funcionamiento se obtuvieron valores reales los cuales al relacionar con los obtenidos en el método analítico proporcionan un desempeño eficaz, se recomienda realizar las debidas pruebas estáticas y dinámicas ya que son un factor importante en cuanto a verificación técnica que cumplan con los lineamientos impuestos por la normativa de la Fórmula SAE.

PALABRAS CLAVES: <SISTEMA DE FRENOS>, <ANÁLISIS MATEMÁTICO>, <FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE FRENO >, <DEFORMACIONES DEL SISTEMA DE FRENO>, <ESFUERZOS MÁXIMOS DEL SISTEMA DE FRENO>, <SOCIEDAD DE INGENIEROS AUTOMOTRICES (SAE)>, <FACTOR DE SEGURIDAD >, <SOLIDWORKS>.

ABSTRACT

This project aims to design and build a braking system for a Formula SAE competition vehicle for the Automotive Engineering Career. For this design, the competition rules Formula SAE were taken into account, starting from technical data obtained directly from the single seat that is in the process of development, calculations were made of the brake system using the analytical method using mathematical formulas through which determine the efficiency of the system during its operation, the measurements should be adequate to obtain a better weight distribution, taking into account that the system is independent for both; the front and rear, in the design stage modeled using de software solidworks, each of the element that are part of the brake system. Though the ANSYS software, the maximum stress, temperature, safety factor and elastic deformation were analyzed that suffer the materials that make up the system parts due to the applied loads, to rule out possible failures when the system stats operating. Based on these results obtained in the mathematical analysis and tough analysis software, it proceeded to the construction and implementation of each of the elements that make up the system, performing functional test were obtained real values which, when related to those obtained in the Analytical method provide an effective performance, it is recommended to perform the appropriate static and dynamic tests as they are an important factor in terms of technical verification that comply with the guidelines imposed by the regulations of the Formula SAE.

KEYWORDS: <BRAKE SYSTEM>, <MATHEMATICAL ANALYSIS>, <BRAKE SYSTEM OPERATION>, <BRAKE SYSTEM DEFORMATION>, <BRAKE SYSTEM MAXIMUM EFFORTS>, <AUTOMOTIVE ENGINEERING COMPANY (SAE)>,< SAFETY FACTOR>, <SOLIDWORKS>.

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	
1.1 Antecedentes	1
1.2 Justificación	1
1.3 Objetivo.....	2
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	2
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	2
2. MARCO TEÓRICO	
2.1 Fórmula SAE.....	3
2.2 Normativa.....	3
2.3 Sistema de frenos del vehículo SAE	4
2.4 Fuerza de frenado	4
2.5 Resistencia a la rodadura.....	6
2.6 Acciones aerodinámicas.....	6
2.7 Fuerzas resistivas del motor y transmisión en el frenado	7
2.8 Condiciones de adherencia de los neumáticos	7
2.9 Cualidades del sistema de frenos.	8
2.9.1 <i>Progresividad</i>	8
2.9.2 <i>Eficacia</i>	8
2.9.3 <i>Seguridad</i>	8
2.9.4 <i>Regularidad</i>	8
2.10 Reparto óptimo en el sistema de frenado	9
2.11 Circuito de frenos independiente	10
2.12 Principio de pascal	10
2.13 Componentes del sistema de freno convencional	11
2.13.1 <i>Pedal de freno</i>	11
2.13.2 <i>Servofreno</i>	12
2.13.3 <i>Disco de freno</i>	13
2.13.4 <i>Bomba de freno de doble pistón</i>	14
2.13.5 <i>Corrector de frenada</i>	15
2.13.6 <i>Mordazas (calipers)</i>	16
2.13.7 <i>Líquido de freno</i>	18
2.13.8 <i>Pastillas de freno</i>	19
2.13.9 <i>Cañerías y latiguillos</i>	21
3. MODELACIÓN, CÁLCULOS DE DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS	
3.1 Criterios de diseño	22
3.2 Diagrama de proceso de diseño	23
3.3 Diseño del sistema de frenos asistido por computadora	23
3.4 Descripción y modelación de los elementos que conforman el sistema de frenos.....	23
3.4.1 <i>Calipers delanteros</i>	24
3.4.2 <i>Pastilla de freno</i>	24
3.4.3 <i>Bomba de freno</i>	25

3.4.4	<i>Pedal de freno</i>	26
3.5	ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL SISTEMA DE FRENADO.....	27
3.5.1	<i>Resistencia aerodinámica</i>	27
3.5.2	<i>Efecto de rampa pendiente</i>	27
3.5.3	<i>Fuerza de frenado</i>	28
3.5.4	<i>Fuerzas actuantes sobre la pastilla de freno</i>	29
3.5.5	<i>Fuerzas generadas en cada calipers</i>	31
3.5.6	<i>Fuerzas de fricción Disco–Pastilla</i>	31
3.5.7	<i>Pares y fuerzas de frenado en los neumáticos</i>	32
3.5.8	<i>Distancia de frenado</i>	32
3.5.9	<i>Tiempo de frenado</i>	33
3.5.10	<i>Energía disipada en el frenado</i>	34
3.5.11	<i>Consideraciones hidráulicas</i>	36
3.5.12	<i>Potencia de frenado</i>	36
3.6	Cálculo térmico.	37
3.7	Fuerzas de frenado en el mando del circuito hidráulico principal.	40
3.7.1	<i>Fuerzas en el pedal e influencia del repartidor</i>	40
3.7.2	<i>Distribución de presiones generadas por las bombas</i>	41
3.7.3	<i>Fuerzas generadas en cada calipers</i>	42
3.7.4	<i>Pares de frenado generado por el contacto disco-pastilla</i>	43
3.7.5	<i>Pares y fuerzas de frenado en los neumáticos</i>	45
3.7.6	<i>Distancia de frenad</i>	45
3.7.7	<i>Desaceleración en el frenado</i>	46
3.7.8	<i>Tiempo de frenado</i>	46
3.7.9	<i>Resistencia al avance por rodadura</i>	47
3.7.10	<i>Resistencia aerodinámica</i>	48
3.7.11	<i>Energía disipada en el frenado</i>	48
3.7.12	<i>Potencia obtenida en el frenado</i>	49
3.9	ANÁLISIS DEL SISTEMA MEDIANTE SOFTWARE CAD/CAM.....	50
3.9.1	<i>Análisis de transferencia de calor en los discos y calipers</i>	50
3.9.2	<i>Mecanismo de transferencia de calor</i>	50
3.9.3	<i>Bosquejos iniciales del sistema de frenos</i>	51
3.9.4	<i>Consideraciones del sistema de frenos</i>	51
3.9.5	<i>Fases de modelación del Sistema de frenos en CAD</i>	52
3.9.6	<i>Descripción del método de elementos finitos MEF</i>	54
3.9.7	<i>Análisis estructural estático y térmico del sistema de frenos</i>	54

4. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE DISCO FÓRMULA (SAE)

4.1	Selección de materiales, herramientas y elementos a utilizar	63
4.2	Selección de accesorios.....	63
4.2.1	<i>Distribuidor de fluido en T</i>	63
4.2.2	<i>Acople hidráulico</i>	63
4.2.3	<i>Cañerías</i>	64
4.3	Selección del material para la construcción de las bases de las mordazas.	65
4.4	Selección del material para la construcción de las bases del alojamiento del pedal del freno.	65
4.5	Selección del disco de freno posterior y delantero.	66
4.6	Selección de la manzana posterior y delantero.	66
4.7	Construcción y adaptación de elementos mecánicos.	67

4.7.1	<i>Construcción de la base del pedal de freno.....</i>	67
4.7.2	<i>Anclaje de la pedalera.</i>	67
4.7.3	<i>Anclaje de las bombas y depósitos del sistema.....</i>	68
4.7.4	<i>Ensamblaje de la manzana con el rodamiento y la mangueta.....</i>	68
4.7.5	<i>Preparación de los discos para la adaptación en la manzana y calipers.</i>	69
4.7.6	<i>Construcción de la base de sujeción de los caliper..</i>	70
4.7.7	<i>Anclaje y control del conjunto mordaza disco.....</i>	72
4.7.8	<i>Construcción de cañerías</i>	73
4.8	<i>Pruebas de los elementos de sistema y su funcionamiento.....</i>	73
4.8.1	<i>Prueba de estanqueidad del circuito de freno..</i>	73
4.8.2	<i>Prueba de presión frenos delanteros y posterior.....</i>	74
4.8.3	<i>Prueba separación de frenos disco pastilla.....</i>	76
5.	COSTOS DE CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN	
5.1	Costos.....	79
5.2	Costos directos	79
5.3	Costos indirectos	80
5.4	Costos totales	80
6.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
6.1	Conclusiones	81
6.2	Recomendaciones.....	82

BIBLIOGRAFÍA

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1 Resistencia aerodinámica y de rodadura para vehículos de tamaño medio	7
2 Valores de coeficiente de adherencia en función de la clase de pavimento.....	8
3 Diferencia de presiones en el circuito con y sin servofreno.....	13
4 Datos básicos para cálculos de las fuerzas de frenado	39
5 Fuerzas de fricción Disco –Pastilla	43
6 Lista de elementos y costos	79
7 Mano de obra y equipos	80
8 Costos Indirectos	80
9 Costos Totales	80

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1	Esquema de fuerzas actuantes en un proceso de frenado 5
2	Ejemplo de adherencia..... 6
3	Diagrama de reparto de frenado..... 9
4	Distribución de presiones según el principio de pascal. 10
5	Sistema de freno con disco en las 4 ruedas..... 11
6	Ilustración del pedal de freno..... 11
7	Esquema de trabajo del servofreno..... 12
8	Grafica de eficiencia de frenado con servo y sin servo 13
9	Disco de freno 14
10	Reparto de frenado con cilindro tándem..... 15
11	Bomba de freno tipo tándem de doble efecto en corte. 15
12	Repartidor de frenado 16
13	Mordaza de pinza fija 17
14	Esquema de freno con mordaza deslizante 17
15	Características de los líquidos de freno. 18
16	Esquema de pastillas de freno..... 19
17	Esquema de composición de material de las pastillas. 20
18	Cañerías de alta presión. 21
19	Caliper delantero prediseñado en Solidworks 24
20	Pastillas delanteras en Solidworks 25
21	Diseño de las bombas de freno en Solidworks 26
22	Ensamble del pedal de freno en Solidworks 26
23	Descripción rampa pendiente..... 28
24	Esquema para el análisis de fuerzas en el disco pastilla. 30
25	Curvas de equiadherencia normalizado. 38
26	Esquema del sistema de frenos. 40
27	Esquema de frenado disco pastilla..... 44
28	Esquema del sistema de frenos. 51
29	Esquema de frenos Delanteros y Posteriores..... 52
30	Ensamble del conjunto mordaza disco mangueta 52
31	Acoplamiento del conjunto disco pastilla del monoplaza al chasis..... 53
32	Ubicación de la pedalera en esquema. 53
33	Selección del tipo de análisis y aplicación del material..... 54
34	Geometría del disco y pastilla de freno. 55
35	Deformación Total disco y pastilla. 55
36	Resultado del factor de seguridad..... 56
37	Análisis de fricción. 56
38	Deformación elástica del disco 57
39	Distribución de temperatura..... 58

40	Distribucion de temperatura en las pastillas.	58
41	Flujo de calor Total.	59
42	Flujo de calor en las pastillas.	59
43	Flujo de calor en el disco.	60
44	Deformación total del pedal de freno.	60
45	Factor de seguridad pedal de freno.	61
46	T de distribución de fluido hidráulico.	63
47	Acople hidráulico.	64
48	Cañerías a utilizarse en el sistema.	64
49	Material utilizado para construir las bases de la mordaza.	65
50	Base de alojamiento del pedal.	65
51	Disco seleccionado para construcción.	66
52	Manzana de alojamiento del disco.	66
53	Construcción de la base de fijación del pedal.	67
54	Fijación del pedal de freno a la base.	67
55	Ubicación de los reservorios hidráulicos.	68
56	Ensamble de la manzana con la mangueta.	68
57	Torneado del disco para acoplar a la manzana.	69
58	Ampliación de los orificios para acoplar los pernos.	69
59	Anclaje y centrado del disco.	70
60	Construcción y prueba de las bases de los calipers.	70
61	Centrado y soldado de las bases de los calipers.	71
62	Pulido de las superficies de soldadura.	71
63	Pintado de las manguetas.	72
64	Anclaje de todo el conjunto.	72
65	Medición para construcción de cañerías.	73
66	Control de fugas en el circuito.	73
67	Nanómetro en el circuito.	74
68	Repartidor de frenada en el circuito.	74
69	Nanómetro en las mordazas delanteras.	75
70	Presión mordazas delanteras.	75
71	Nanómetro mordazas Traseras.	76
72	Presión mordazas Traseras.	76
73	Galgas de espesor.	77
74	Galgas de espesor en las mordazas delanteras.	77
75	Galgas de espesor en las mordazas posteriores.	78

LISTA DE ABREVIACIONES

FSA	Fórmula SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices)
CAD	Dibujo Asistido por Computadora
MEF	Método de Elementos Finitos
ASTM	Sociedad Estadounidense para pruebas y materiales

LISTA DE PLANOS

- A Sistema de frenos Fórmula Sae
- B Ensamble cañerías, disco de frenos y mordazas
- C Mordaza Delantera parte 1
- D Mordaza Delantera parte 2
- E Mordaza Posterior parte 1
- F Mordaza Posterior parte 2
- G Pedal de Freno
- H Reservorio Líquido de Freno
- I Disco de Freno
- J Manzana
- K Conexión Total de cañerías

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

En la actualidad, el sistema de frenos es el mecanismo de seguridad de mayor importancia del automóvil. Una avería de este mecanismo durante la marcha del vehículo puede ocasionar las más fatales consecuencias para el competidor la pérdida del más importante órgano de control que posee el automóvil.

Nuestra base será el estudio minucioso de los diferentes sistemas de frenos utilizados en la industria automotriz. Una vez adquirido el máximo volumen de conocimientos sobre los sistemas de frenado convencionales se hará un estudio de las exigencias particulares de los vehículos de fórmula SAE, además el presente trabajo de titulación pretende innovar la construcción de este tipo de sistemas en un monoplace atendiendo criterios de máxima fiabilidad, altas prestaciones y viabilidad económica.

Mediante la adaptación de un sistema de frenos a un monoplace se logrará disminuir la velocidad en curvas y la distancia de frenado, aportar mayor adherencia al piso, incrementar la maniobrabilidad, de esta manera aumenta la estabilidad y el rendimiento del vehículo a grandes velocidades en cualquier circuito, llegando así a tener un alto nivel competitivo.

Mediante este trabajo de titulación los estudiantes de la Escuela de Ingeniería Automotriz, podrán seguir mejorando el prototipo esta modalidad de tecnologías y enfocarse en un nivel competitivo superior alcanzando un reconocimiento a la universidad.

1.2 Justificación

Con el presente trabajo no solamente se busca diseñar y construir un sistema de frenos del vehículo que siga el reglamento de la Fórmula SAE, sino contribuir con el proyecto del prototipo de la Fórmula SAE que se está llevando a cabo en la CARRERA DE

INGENIERÍA AUTOMOTRIZ DE LA ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO, convirtiéndose así en una Escuela de Investigación en el que los pilares fundamentales sean los estudiantes con el apoyo de un tutor que este sea el primer paso de grandes investigaciones en beneficio de futuras generaciones.

1.3 Objetivo

1.3.1 Objetivo general. Diseñar y construir un sistema de frenos de un vehículo de competencia Fórmula “SAE”, para la Carrera de Ingeniería Automotriz.

1.3.2 *Objetivos específicos:*

- Recopilar información de un sistema de frenos y obtener las normas vigentes para la correcta elaboración del sistema de frenos, en función del Estado Actual del Arte.

- Diseño y Validación mediante MEF de la geometría del sistema de frenos del monoplaza de la Fórmula SAE.

- Construir e Implementar mediante una correcta técnica de selección de materiales y procedimientos adecuados que garanticen un correcto desempeño del monoplaza dentro de una pista.

- Realizar pruebas de distancia de frenado para comprobar y compensar los resultados obtenidos del Diseño del sistema de frenos del monoplaza.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Fórmula SAE

El monoplaza se ve obligado a cumplir con un alto rendimiento en cuanto al frenado, en términos de desaceleración, tiempo y precisión, por consiguiente debe ser muy eficiente para cumplir con las exigencias establecidas por la Fórmula SAE.

Estos vehículos son monoplazas que poseen características como motores de 600cc de motocicleta adaptados para su competición son motores de 4 cilindros y cuatro tiempos que entregan 70 cv, una longitud total del monoplaza aproximadamente 3 metros con un peso total del vehículo de 250 kg incluido el conductor, este es regulado a 6 marchas de cambio obteniendo con esto velocidades de 0 a 100 km/h en 4 segundos y velocidades totales hasta 170 km/h el diámetro de la llanta es de 330mm.

Estos datos se pueden usar como datos esenciales de partida para poder analizar y construir un sistema de frenos eficiente en el monoplaza.

2.2 Normativa

Para la competición es elemental tener en cuenta los lineamientos impuestos en la normativa.

El vehículo debe estar equipado con un sistema de frenado que actúa sobre las cuatro ruedas y operado por un control único. (SAE, 2015-2016)

Debe tener dos circuitos hidráulicos independientes, que en el caso de una fuga o falla en cualquier punto en el sistema, la potencia de frenado efectiva se mantiene en al menos dos ruedas. (SAE, 2015-2016)

Cada circuito hidráulico debe tener su propia reserva de fluido, ya sea por el uso de depósitos separados o por el uso de un depósito con compartimentos. (SAE, 2015-2016)

Se prohíben las líneas de freno de plástico sin blindaje. (SAE, 2015-2016)

Los sistemas de frenado deben ser protegidos con escudos de dispersión del fracaso de la transmisión o de las colisiones de menor importancia. (SAE, 2015-2016)

El coche debe estar equipado con una luz de freno de color rojo. La misma luz de freno tiene que tener un fondo negro una forma redonda y rectangular, triangular o cerca de una superficie brillante mínimo de al menos 15cm². (SAE, 2015-2016)

2.3 Sistema de frenos del vehículo SAE

El sistema de frenos es el más importantes en la seguridad activa del vehículo, para que el conductor pueda disponer en todo momento de una frenada progresiva eficaz, este puede desacelerar o detener al vehículo venciendo las fuerzas que se oponen en el sistema de frenos por medio del accionamiento del conductor, obteniendo con ello un frenado progresivo. (PEREZ, 2013)

En el transcurso del frenado progresivo se presentan las siguientes fases.

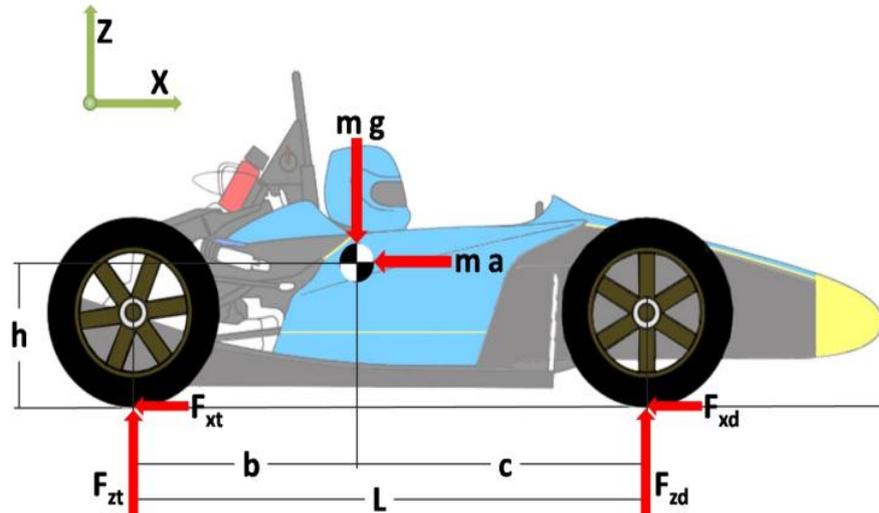
- El conductor pisa el pedal del freno iniciando la fase de frenado. (PEREZ, 2013)
- Tiempo que transcurre desde que se acciona el pedal de freno hasta que se genera fuerza en las ruedas. (PEREZ, 2013)
- Se produce el incremento de la fuerza de frenado hasta alcanzar un valor próximo al 75% de la presión de frenado. (PEREZ, 2013)
- Máxima deceleración en el proceso (PEREZ, 2013).
- Duración real de la frenada. (PEREZ, 2013)
- Detención del automóvil (PEREZ, 2013).

2.4 Fuerza de frenado

Si a un vehículo en movimiento se le aplica una fuerza de frenada de menor intensidad que la fuerza de impulsión que posee, provoca que el vehículo se desplace con menor velocidad, cuando se le aplica una fuerza de mayor impulsión producirá un bloqueo en

las ruedas impidiendo el rozamiento en los elementos de freno, teniendo como consecuencia una pérdida de frenado (ÁGUEDA E, 2012 pág. 446)

Figura1. Esquema de fuerzas actuantes en un proceso de frenado



Fuente:<http://saber.ucv.ve/xmlui/bitstream/123456789/6523/1/TRABAJO%20ESPECIAL%20DE%20GRADO.pdf>

Es por esto que el sistema de frenos debe ser lo más eficaz posible para obtener una distancia de frenado deseada sin ningún inconveniente, sin bloquearse ninguna de las 4 ruedas cuando el vehículo está en movimiento, la fuerza de frenado debe estar en concordancia con la adherencia del neumático. (ÁGUEDA E, 2012)

El peso de reparto de un vehículo no es igual para el eje delantero que para el eje posterior, por cuanto se puede estimar aproximadamente un 55% en el eje delantero y un 45% en el eje posterior respectivamente, esto se modifica en todos los vehículos según las condiciones de marcha o circunstancias de frenado especialmente en los de competición. (ÁGUEDA E, 2012)

Durante el frenado, la inercia del vehículo genera una fuerza que actúa sobre su centro de gravedad generando un cabeceo que modifica el reparto en ambos ejes, esto está en función de las cargas estáticas, de la altura del centro de gravedad, distancia entre ejes y el valor de la aceleración, en estas circunstancias la variación de peso puede llegar a un 80% de peso para el eje delantero y un 20% al eje trasero. Esta fuerza no debe ser igual en ninguna instancia, porque se puede producir el bloqueo en el eje posterior perdiendo la estabilidad del vehículo. (ÁGUEDA E, 2012 pág. 448)

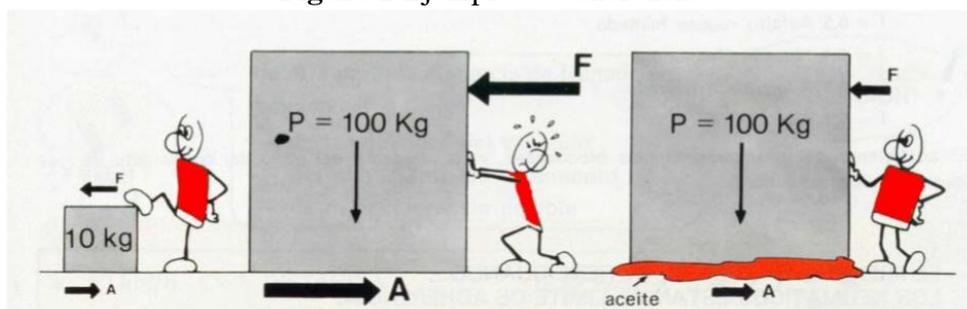
2.5 Resistencia a la rodadura

La resistencia a la rodadura así como la resistencia aerodinámica del vehículo, que se verá a continuación, intervienen como fuerzas retardadoras en el proceso de frenado. Aunque realmente su influencia es pequeña frente a la fuerza de frenado, ayudan durante el proceso de deceleración. (Elena, 2012)

La resistencia a la rodadura está compuesta, fundamentalmente, por la fricción neumático-suelo y pérdidas mecánicas en el sistema de transmisión. Su valor es generalmente pequeño en comparación con las otras fuerzas en juego. Podemos decir que el valor de la resistencia a la rodadura crece casi proporcionalmente a la velocidad. (Elena, 2012 pág. 14)

En la figura 2 se puede apreciar claramente como se da un factor de resistencia a la rodadura, lo mismo pasa con los neumáticos en la calzada porque hay unas fuerzas de oposición que actúa de acuerdo a la adherencia q tenga en la calzada es por esto que no se debe permitir que el sistema de frenos se bloquee porque se perderá la resistencia con el piso como también se debe tomar en cuenta el tipo de calzada a la que va a tener más presencia el vehículo.

Figura 2 Ejemplo de adherencia.



Fuente: <http://www.txepetxaonline.com/uploads/preguntas/adjunto-32.pdf>

2.6 Acciones aerodinámicas

Estas solo se pueden tener en cuenta como fuerzas retardadoras a altas velocidades, ya que a velocidades moderadas o bajas pueden despreciarse frente al valor de la fuerza de frenado. Es decir que cuando doblamos la velocidad de un vehículo, por ejemplo de 60 Km/h a 120 km/h la resistencia aerodinámica al avance, por ejemplo 30 kg se multiplica

por cuatro siendo necesario un empuje de 120 kg. A velocidades moderadas o bajas pueden despreciarse frente al valor de la fuerza de frenado.

Tabla 1. Resistencia aerodinámica y de rodadura para vehículos de tamaño medio

Velocidad (km/h)	Resistencia aerodinámica (kg)	Resistencia a la rodadura (Kg)	Resistencia total (kg)	Potencia necesaria(cv)
40	5,3	10	15,3	2,3
80	21,6	14	35,6	10,7
120	48,6	19	67,6	30,6
160	86,4	26	112,4	67,9

Fuente: (RODRIGUES, 2006)

2.7 Fuerzas resistivas del motor y transmisión en el frenado

La resistencia del motor constituye un factor importante en el proceso de frenado. La potencia, como el par resistente, que ofrece el motor en procesos de frenado en los que permanece conectado a las ruedas a través de la transmisión, es importante cuando gira a un gran número de revoluciones y disminuye con la velocidad, hasta hacerse pequeño en el último intervalo de un proceso de frenado. (RODRIGUES, 2006 pág. 17)

En descensos prolongados, la resistencia efectuada por el motor es de suma importancia para conservar los elementos de fricción de los frenos sobre el calentamiento y posibles desgastes excesivos. Si la deceleración con la que deseamos frenar es lo suficientemente fuerte, y el motor se encuentra embragado, las exigencias requeridas por el sistema de freno son mucho mayores que si desembragásemos el motor para realizar la frenada (RODRIGUES, 2006 pág. 18)

2.8 Condiciones de adherencia de los neumáticos

El bloqueo en las ruedas produce efectos negativos puesto que el coeficiente de fricción entre el neumático y la calzada es $\mu=0,75$ para vehículos convencionales produciendo el deslizamiento del neumático sobre la calzada, en caso de bloqueo se pierde la fuerza de adherencia de una manera drástica descendiendo a valores muy bajos de $\mu=0,2$ o inferior en calzadas mojadas. (RODRIGUES, 2006)

En esta situación se origina una cierta pérdida de control direccional, menos grave, en términos generales, que la inestabilidad provocada por el bloqueo del eje trasero y el vehículo, tiende en principio a seguir una trayectoria recta sin obedecer a la dirección del mismo. Diferentes fabricantes usan materiales de fricción de un mismo coeficiente, pero nunca que el freno trasero tenga un coeficiente de fricción superior al eje delantero en cualquier situación de presión en el circuito, velocidad o temperatura. (RODRIGUES, 2006 pág. 19)

Tabla 2. Valores de coeficiente de adherencia en función de la clase de pavimento.

TIPO DE SUELO	ESTADO	NEUMÁTICOS	
		NUEVOS	USADOS
Asfalto medio	Helado	0,10	0,10
	Embarrado	0,15	0,10
	Mojado	0,65	0,55
	Seco	0,80	0,80
Asfalto compacto	Mojado	0,65	0,30
	Seco	0,60	0,60
Hormigón de cemento	Mojado	0,70	0,50
	Seco	1,00	1,00

Fuente: Manual SEAC

2.9 Cualidades del sistema de frenos.

2.9.1 Progresividad. La frenada debe ser regular y proporcional al esfuerzo realizado. (ÁGUEDA E, 2012 pág. 449)

2.9.2 Eficacia. Este debe ser capaz de detener el vehículo sin el mayor esfuerzo del conductor sobre el pedal del freno. (ÁGUEDA E, 2012 pág. 449)

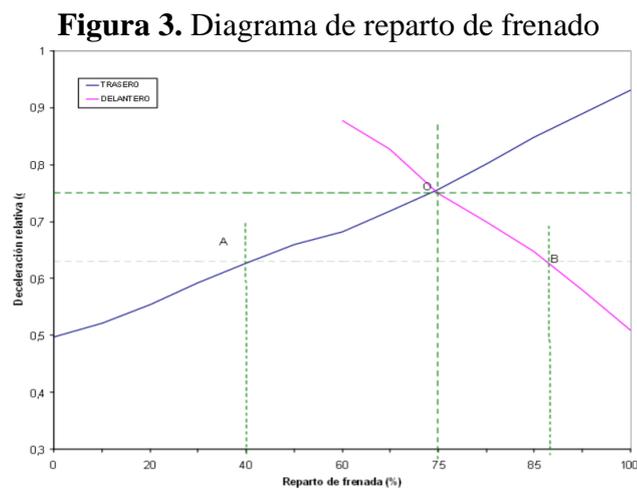
2.9.3 Seguridad. Debe ser capaz de detener el vehículo con una pendiente mínima del 18% además este debe disponer de dos circuitos independientes, en caso de que se presente una avería en una de las ruedas el vehículo no se quede totalmente sin freno. (ÁGUEDA E, 2012 pág. 449)

2.9.4 Regularidad. El sistema de frenos debe ser posible para el conductor en todo momento con independencia de las condiciones de trabajo. (ÁGUEDA E, 2012 pág. 449)

2.10 Reparto óptimo en el sistema de frenado

Cuando el vehículo se encuentra estático, la masa del vehículo se reparte entre el eje delantero y el eje trasero, con valores que el diseño del vehículo ha provisto. Casi todos los vehículos comerciales de nuestro medio, son ligeramente más pesados en la zona delantera que en la trasera, debido a que se encuentra el motor y más elementos ubicados en la parte delantera. (RODRIGUES, 2006 pág. 22)

Es por esto que el menor peso en el eje trasero implica que el diseño del reparto de fuerzas sea fundamental para no alcanzar el bloqueo vehicular en el eje trasero y siempre que se accione el freno, se va a descargar transfiriendo parte de esa carga al eje delantero. El valor de la transferencia de carga que se produce al frenar del eje trasero al delantero, depende de la altura del centro de gravedad del vehículo. (RODRIGUES, 2006 pág. 22)



Fuente:<http://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20Opastillas%20freno.pdf>

Para un valor de adherencia entre el neumático y el suelo de valor $\mu = 0,80$. Corresponde al frenado óptimo. Si en el vehículo se estableciese un reparto de frenada con un 86% de frenada en el eje delantero y un 14% en el eje trasero, se alcanzaría antes el bloqueo en las ruedas delanteras, consiguiéndose una deceleración máxima 0,62, muy por debajo del valor óptimo. (RODRIGUES, 2006)

Si por el contrario, el coeficiente de reparto de frenada se establece en un 40% en las ruedas delanteras y un 60% en las traseras, (punto A), también en un valor de 0,62 muy

por debajo del valor óptimo por lo que no es conveniente ni aumentar ni disminuir el valor establecido acorde con el reparto de frenado. (RODRIGUES, 2006 pág. 23)

2.11 Circuito de frenos independiente

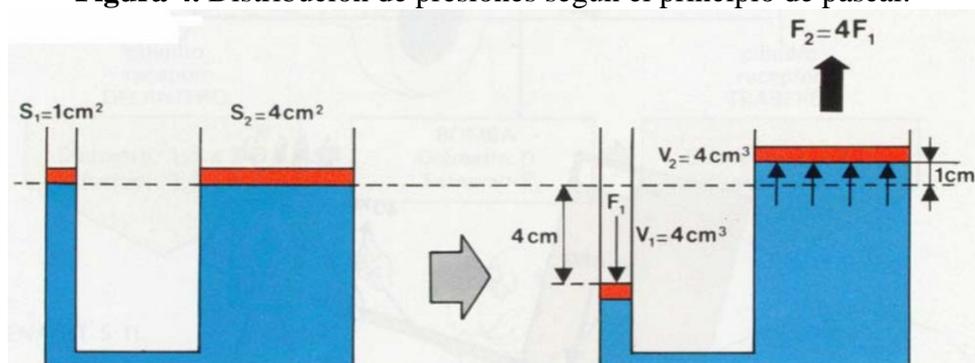
Evita el inconveniente de que, cuando una de las cañerías de líquido de freno se rompa o perfora el sistema quede inhabilitado, por tal motivo se ha diseñado estos sistemas independientes, pudiendo entonces con este sistema canalizar de forma independiente la presión hidráulica generada por el conductor hacia cada neumático, y preservar así la integridad de los ocupantes.

2.12 Principio de pascal

El funcionamiento del circuito hidráulico está basado en el principio de Pascal, según el cual las moléculas de un líquido, al estar sueltas no sólo ejercen presión hacia abajo sino también sobre las paredes del recipiente que lo contiene. Pascal demostró que: “La presión ejercida sobre un punto de un fluido que llena un recipiente hermético se transmite en su seno con la misma intensidad en todos los sentidos

$$P = \frac{F}{A}$$

Figura 4. Distribución de presiones según el principio de pascal.



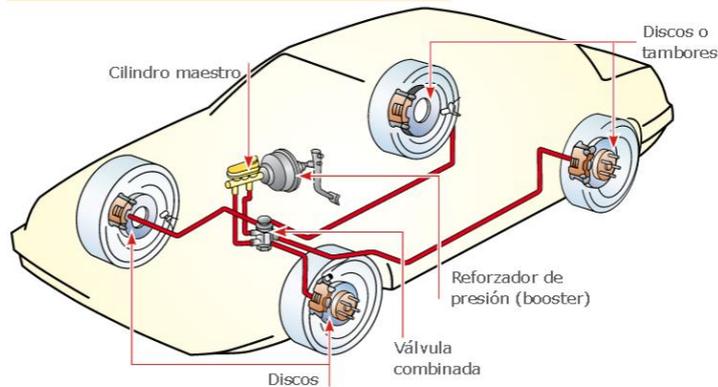
Fuente: <http://www.txepetxaonline.com/uploads/preguntas/adjunto-32.pdf>

Donde P es la presión requerida, F la fuerza aplicada y A el área del cilindro.

- Este fluido se transmite de manera uniforme.
- El volumen del sistema se mantiene constante.

2.13 Componentes del sistema de freno convencional

Figura 5. Sistema de freno con disco en las 4 ruedas

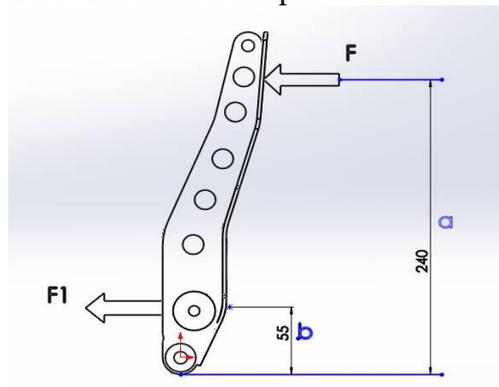


Fuente: <http://www.tutallermecanico.com.mx/Templates/basic/Images/estudiantes/4007/4007.pdf>

En la figura anterior se puede notar los elementos que constituyen en el sistema de frenos convencional (no ABS), para su mejor estudio a continuación se describe cada uno de los elementos.

2.13.1 Pedal de freno. Transmite la fuerza ejercida por el conductor al sistema hidráulico. Con el pedal conseguimos hacer menos esfuerzo a la hora de transmitir dicha fuerza. La relación de palanca normalmente utilizada en pedales automotrices es de 5:1.

Figura 6. Ilustración del pedal de freno.



Fuente: Autores

La ecuación para deducir este aumento de fuerza es la siguiente:

$$F_1 = \frac{Fxa}{b}$$

Dónde:

F_0 : Fuerza resultante. [N]

F_p : Fuerza aplicada sobre el pedal. [N]

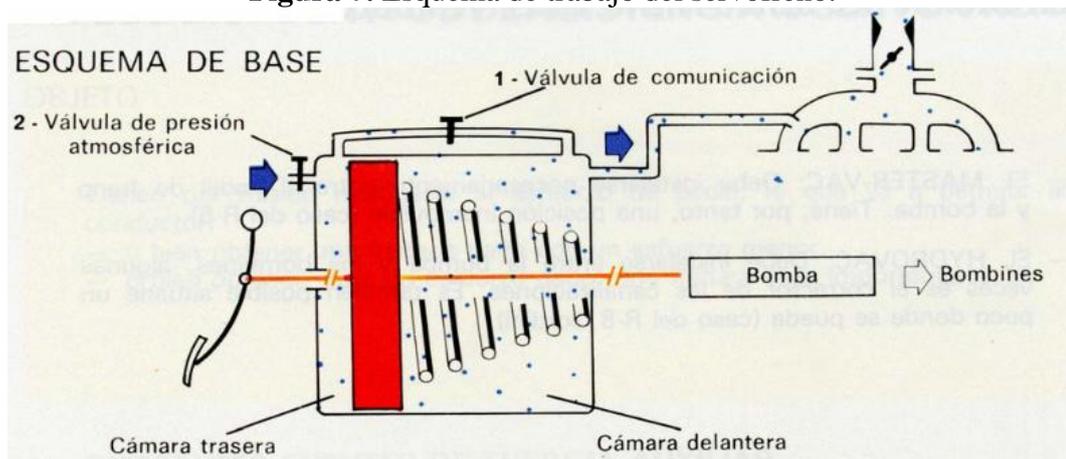
$\sin \alpha$: Angulo de inclinación entre pedal y el cilindro principal.

$L_2 + L_1$: Longitudes del pedal. [m]

Las presiones promedio ejercidas sobre el pedal varían entre 2 y 3 kgf, mientras que una pisada enérgica puede llegar a una presión de 10 kgf. La fuerza resultante del pedal de freno puede ser suficiente para frenar vehículos pequeños. En la actualidad la mayoría de los vehículos están equipados con frenos de disco, por lo que precisan mayores presiones de accionamiento, es por esto que se han desarrollado los servofrenos para estos vehículos. (LILLO, 2006)

2.13.2 Servofreno. La misión de este mecanismo es facilitar la acción de frenado, permitiendo que para una eficiencia de frenado dada, el conductor deba desarrollar un menor esfuerzo sobre el pedal. La asistencia necesaria presta la propia depresión creada por el funcionamiento del motor o una bomba de vacío. Esta depresión se genera en el múltiple de admisión. (ALONSO, 2010)

Figura 7. Esquema de trabajo del servofreno.



Fuente: <http://www.txepetxaonline.com/uploads/preguntas/adjunto-32.pdf>

Este elemento sumador de fuerza master va por lo general se encuentra intermedio del pedal y la bomba de freno esta válvula regula la asistencia o le suprime en función del esfuerzo ejercido por el pedal del freno. Aquí se puede notar la diferencia de utilizar un

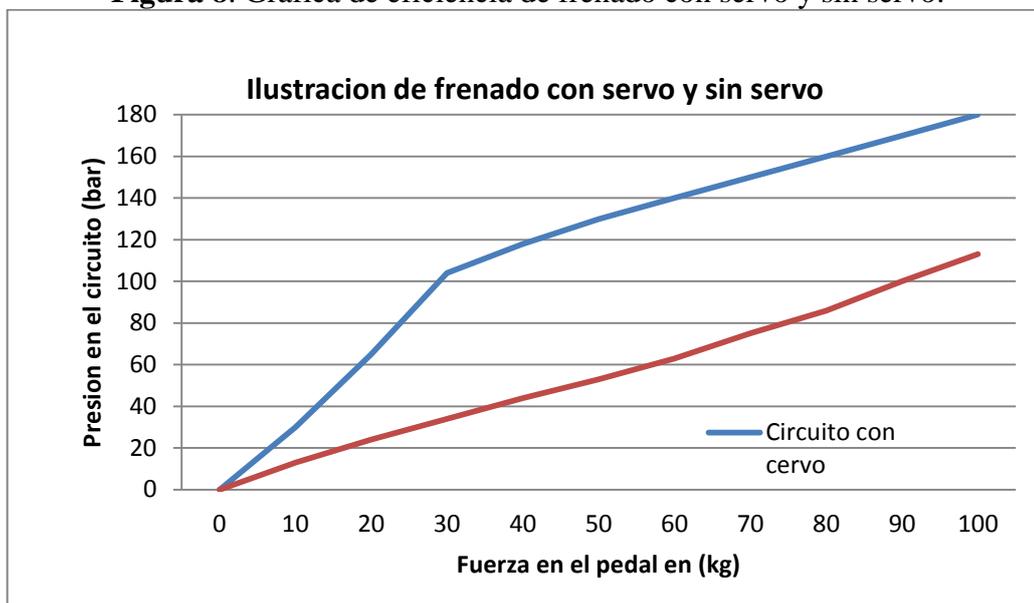
sistema de freno con o sin servofreno de acuerdo a las diferentes fuerzas aplicadas al pedal del freno. (ALONSO, 2010)

Tabla 3. Diferencia de presiones en el circuito con y sin servofreno.

Fuerza sobre el pedal (kg)	Presión en el circuito con servo(bar)	Presión en el circuito sin servo (bar)
10	30	13
20	65	24
30	104	34
40	118	44
50	130	53
60	140	63
70	150	75
80	160	86
90	170	100
100	180	113

Fuente:<http://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20pastillas%20freno.pdf>

Figura 8. Grafica de eficiencia de frenado con servo y sin servo.



Fuente:<http://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20pastillas%20freno.pdf>

2.13.3 Disco de freno. Son los elementos utilizados para detener el vehículo, conjuntamente con las pastillas de freno mediante una fricción entre los dos elementos por medio de fuerzas actuantes (ÁGUEDA E, 2012)

Estos elementos están constituidos de fundición gris modular de grafito laminar, estos contienen entre en 92% y 93% de hierro el porcentaje restante es silicio y manganeso, en ocasiones especiales se fabrica a base de carbono, estos discos llegan alcanzar temperatura cercanas a los 800° sin sufrir deformaciones los de manganeso son fabricados para grandes presiones de frenado. (ÁGUEDA E, 2012 pág. 457)

Disponen de unas ranuras radiales para facilitar la evacuación del calor. En algunos discos ventilados, pueden tener perforaciones para mejorar su refrigeración y aligerar el peso. En su superficie exterior donde van a rozar las pastillas para producir la frenada del vehículo.

Figura 9. Disco de freno

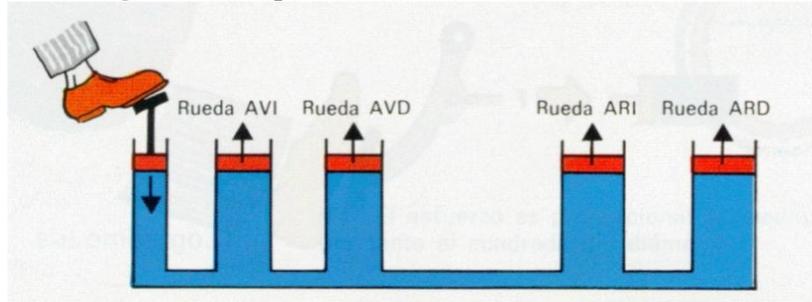


Fuente: <http://www.vagclub.net/tec/mantenimientointegralfrenos.pdf>

2.13.4 Bomba de freno de doble pistón. La norma exige que sea circuitos independientes debido a que no es conveniente perder el freno en un vehículo, por presencia de averías. Este elemento se encuentra situado en el comportamiento del motor delante del servofreno.

Permite establecer dos circuitos independientes uno para los frenos delanteros y otros para los frenos traseros o a su vez uno para una rueda delantera y una trasera del otro extremo más conocida como conexión en X, mientras que el otro actúa sobre las dos restantes esto es bastante conveniente puesto que si existe fallo en un circuito el otro circuito sigue trabajando de manera normal, esto con menor eficacia pero sirve para controlar el vehículo, por este motivo se para este análisis se consideraran dos sistemas independientes. (SEAC, 2003)

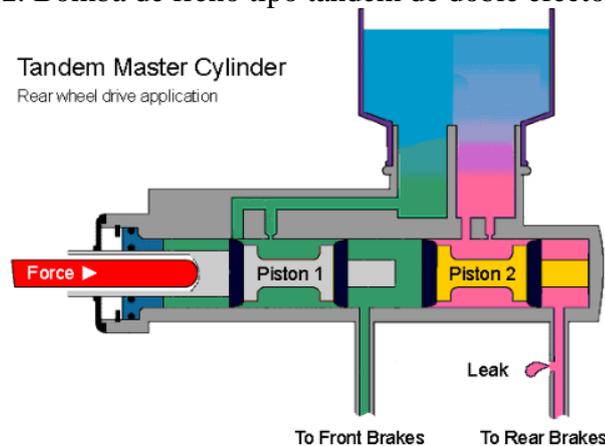
Figura 10. Reparto de frenado con cilindro tándem



Fuente: <http://www.txepetxaonline.com/uploads/preguntas/adjunto-32.pdf>

En el mando hidráulico, el esfuerzo ejercido sobre el pedal por el conductor es transmitido a los frenos por medio de una columna de líquido la bomba consiste en una bomba llamada cilindro maestro la cual la presión es creada por el esfuerzo del conductor. Por medio de las canalizaciones, esta presión es transmitida a los bombines de las ruedas que accionan los frenos, esta es la forma como trabaja el cilindro tándem. (ERMOGENES, 2000 pág. 1045)

Figura 11. Bomba de freno tipo tándem de doble efecto en corte.



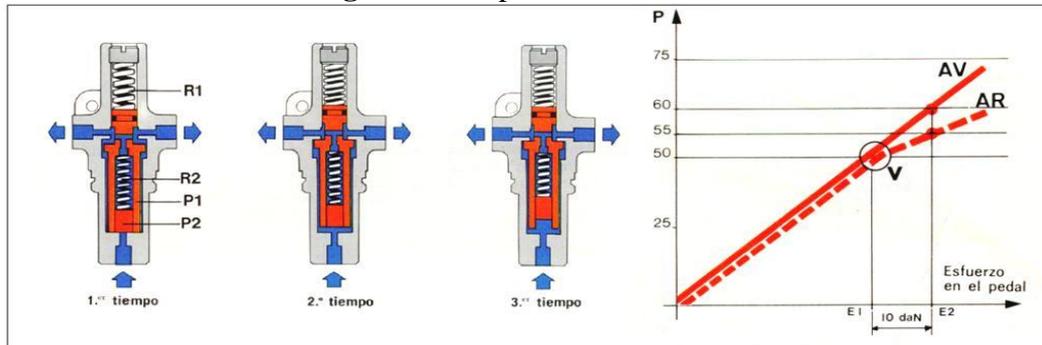
Fuente: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/90045/fichero/MEMORIA+7.0.pdf>

La bomba de freno es la encargada de presurizar el líquido por todo el circuito hidráulico. Como la legislación actual obliga a los fabricantes de vehículos a que estos vayan provistos de doble circuito de freno, llamados más comúnmente de tándem por llevar doble pistos uno a continuación del otro, estos suministran del líquido a una presión igual para cada uno de los dos circuitos independientes.

2.13.5 Corrector de frenada. Es capaz de detectar una eventual diferencia de presión hidráulica entre los circuitos independientes delantero y trasero, corrigiendo la presión aplicada a estos últimos cuando se produzca alguna anomalía en los primeros,

aprovechando la mejor adherencia de las ruedas traseras en las condiciones de frenado, determinando una mínima diferencia con los frenos delanteros. (ALONSO, 2010)

Figura 12. Repartidor de frenado



Fuente: <http://es.youscribe.com/catalogue/informes-y-tesis/conocimientos/tecnicas/diseño-y-cálculo-del-sistema-de-frenado-para-un-prototipo-formula-1915711>

En condiciones normales de funcionamiento la válvula correctora se desplaza a través a lo largo de las válvulas de mando corrigiendo la presión en la salida del pistón para tener un frenado óptimo.

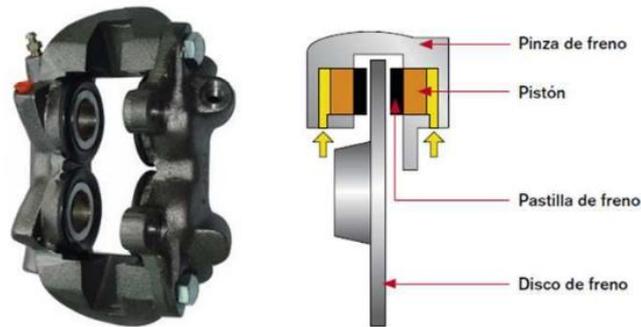
2.13.6 Mordazas (calipers). Es el elemento encargado de soportar las pastillas además de empujarlas contra el disco cuando se presuriza el sistema. Se trata de un elemento crítico en el sistema de frenos y está sometida a esfuerzos importantes durante el frenado tales como vibraciones, excesiva temperatura y otros elementos agresivos. (Elena, 2012 pág. 42)

Independientemente del tipo de pinza del que se trate, el funcionamiento del pistón o pistones de la misma funcionan de la misma manera. Al recibir la fuerza transmitida a través del líquido de frenos realizan un movimiento lineal desplazando las pastillas de freno, las cuales ejercen una fuerza de compresión contra el disco. Una vez cesada esta fuerza los pistones vuelven a su posición original ayudados por unas juntas de los que están dotados. Además, al desgastarse el material de las pastillas, los pistones se deslizan más a través de la junta al frenar, con lo que se compensa automáticamente el desgaste de las mismas. (Elena, 2012 pág. 42)

2.13.6.1 Mordaza fija. Tiene pistones en ambos lados del disco y mantienen la mordaza fija en su lugar cuando los pistones actúan, cada pistón se encuentra en el centro de la

mordaza. En el momento del frenado actúa una presión hidráulica sobre los dos pistones. Cada pistón aprieta una pastilla produciendo una fuerza de frenado. (Elena, 2012 pág. 43)

Figura 13. Mordaza de pinza fija

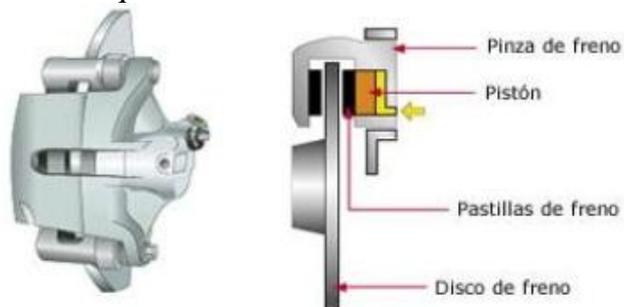


Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>

2.13.6.2 Pinza flotante. Este sistema también se basa en generar una fuerza opuesta de reacción, que empuja la pinza contra el disco. El fluido entra por la flecha representada en la imagen, y empuja el pistón contra el disco el cual genera una fuerza que tira del extremo opuesto de la pinza, presionando el disco por ambos lados y generando por tanto la misma fuerza de frenado por ambos lados. (Elena, 2012 pág. 44)

El retroceso de la pastilla a su situación original se realiza de la misma configuración de pinza fija, controlando la deformación de los retenes del pistón, que provocan la contracción de los mismos una vez la fuerza ha cesado. Necesita verificar el perfecto deslizamiento de las guías de la pinza, para evitar desgastes irregulares y fallos en el funcionamiento. (Elena, 2012 pág. 44)

Figura 14. Esquema de freno con mordaza deslizante



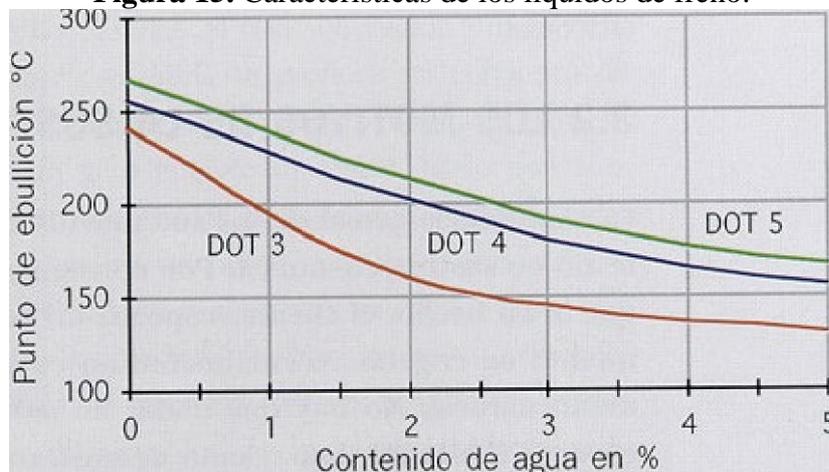
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>

2.13.7 Líquido de freno. Se utilizan generalmente líquidos obtenidos de síntesis y que corresponden a normas específicas de fabricación FSAE. ISO con el fin de regular su punto de ebullición. (ERMOGENES, 2000)

El líquido de freno absorben humedad del aire. Dado que al aumentar el contenido de agua, el punto de ebullición del líquido desciende considerablemente, aumentando el peligro de que los frenos fallen debido a la formación de burbujas de vapor, por lo que necesario cambiar el líquido de freno cada uno o dos años. (ERMOGENES, 2000 pág. 1045)

El punto de ebullición del líquido debe situarse lo más alto posible, a fin de conservar el efecto de frenado en la instalación durante largos trayectos de descenso. Las piezas hidráulicas deberían trabajar perfectamente, incluso en temperaturas muy bajas y debe garantizarse la neutralidad respecto a piezas de goma y de goma utilizadas en las instalaciones de freno. (ERMOGENES, 2000 pág. 1045)

Figura 15. Características de los líquidos de freno.



Fuente: <https://frenosol.files.wordpress.com/2012/10/efecto-agua.jpg>.

Punto de ebullición en seco. Es el valor máximo del punto de ebullición que alcanza el líquido durante su vida útil. El valor especificado para el DOT (3, 4, 5) el mínimo valor de punto de ebullición en seco es para el DOT3 es 205, DOT4 es 230 Y para el DOT5 es 285. (ERMOGENES, 2000)

Punto de ebullición en húmedo. El punto de ebullición en húmedo se mide aportando al fluido un 3,5% de humedad, este valor debe ser lo suficientemente alto como para

garantizar su estado en cualquier circunstancia para el DOT3 es 140, para el DOT4 es 155, y para el DOT 5 es 160. (ERMOGENES, 2000)

Viscosidad a -40°C y a 100°C . Otra de las pruebas que se realizan a los líquidos de freno consiste medir la viscosidad a -40° bajo cero y a 100° en presencia de humedad. Para viscosidad de -40°C tenemos DOT3 es 1.500 para DOT4 tenemos 1.800 y DOT 5 es 900. (ERMOGENES, 2000)

2.13.8 Pastillas de freno. Son elementos que rozan sobre el disco para reducir su velocidad. Consta de una superficie metálica que sirve de soporte al forro de freno y de apoyo en la pinza. Este elemento tiene un coeficiente de rozamiento entre 0.35 y 0.45, este elemento se debe revisar periódicamente cada 20000km midiendo el espesor para determinar el nivel de desgaste puesto que este puede variar de una revisión a otra debido al tipo de frenado y los cambios de temperatura. (HARÚN, 2006)

Figura 16. Esquema de pastillas de freno.



Fuente: Autores

Las pastillas de freno tienen un valor mínimo al cizallamiento es de 250n/cm^2 tanto del material como de la unión del material o soporte, permite una cierta permeabilidad (menor del 2% en frío y 5% en caliente) que hace que el material absorba vibraciones e irregularidades con la superficie a estar en contacto. Entre los principales elementos que se encuentran en las pastillas de freno tenemos. (HARÚN, 2006)

2.13.8.1 Fibras. Son elementos encargados de aglutinar. Es decir, las fibras son el “armazón” de las pastillas de freno, a través de sus múltiples ramificaciones van uniendo al resto de los elementos. Existen dos tipos las sintéticas y las minerales. Las

más usadas en el campo de la fricción son: fibras de vidrio, fibras de aramida, lana de roca, etc. (HARÚN, 2006)

2.13.8.2 Cargas minerales. Son las encargadas de dar consistencia mecánica al conjunto, es decir, le aportan resistencia a la abrasión, resistencia a cortadura. Están encargadas también, de aportar resistencia a las altas temperaturas. Las más utilizadas son: barita, magnesita, talco, mica, carbonato, feldespato y otros. (HARÚN, 2006)

2.13.8.3 Componentes metálicos. Se añaden en forma de polvo o viruta para conseguir homogeneizar el coeficiente de fricción así como la transferencia de calor de la pastilla. Los más utilizados son, latón, cobre, bronce entre otros. (HARÚN, 2006)

2.13.8.4 Lubricantes o modificadores de coeficiente. Son los encargados de hacer variar el coeficiente de fricción normalmente a la baja, dependiendo del rango de temperatura de funcionamiento. Son empleados en forma de polvo suelen ser grafitos, coques, sulfuros, antracitas, etc. (HARÚN, 2006)

2.13.8.5 Abrasivos. Cumplen principalmente la misión de incrementar el coeficiente de fricción y también renuevan y limpian la superficie del disco permitiendo la formación de la capa intermedia o también conocida como tercera capa. (HARÚN, 2006)

Figura 17. Esquema de composición de material de las pastillas.



Fuente.<http://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20Opastillas%20freno.pdf>

2.13.9 Cañerías y latiguillos. Las cañerías y los latiguillos son los encargados de conducir el líquido de frenos, soportando la presión interna del líquido, resistiendo la agresión medioambiental y otros agentes agresivos del entorno. (PEREZ, 2013)

Las cañerías de freno normalmente son tubos de acero y muchas veces están recubiertas con polímero para resistir la corrosión; usualmente tienen un ánima nominal de 2,5 mm. Con un diámetro externo de 4,5mm. Cada extremo de la tubería está carenado con carena individual o doble para que coincida con el componente en el que se coloca, y tiene montada una tuerca de tuberías macho o hembra según sea necesario. (PEREZ, 2013)

Los tubos flexibles están contruidos en capas, de los que el revestimiento, ha de ser resistente al aceite mineral, y el externo a partículas duras y daños producido por piedras, agua, sal y demás contaminantes que puedan existir en la carretera. Los tubos flexibles de frenos están diseñados para funcionar a una presión de 100 bares, su presión de rotura es unas 5 veces mayor. (PEREZ, 2013)

Figura 18. Cañerías de alta presión.



Fuente. http://es.made-in-china.com/co_shiftasia/product_Racing-car-Stainless-Steel-Braided-Brake-Line-Kits_esonrnnig.html

CAPÍTULO III

3. MODELACIÓN, CÁLCULOS DE DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS.

El presente trabajo está basado en el estudio del sistema de frenos de disco en las cuatro ruedas, acoplados por circuitos hidráulicos que transmitirán las presiones a la salida de las bombas accionadas en el pedal hasta los pistones de accionamiento de cada una de las pinzas de freno, con la presiones necesarias para realizar un frenado acorde a las exigencias. (CÁCERES Henry, 2015)

Para ello se llevara un recorrido por los lugares a ubicar cada uno de los elementos que conforman el sistema de frenos, tomando en cuenta volumen, geometría y peso para una buena adaptabilidad y funcionamiento del sistema. (CÁCERES Henry, 2015)

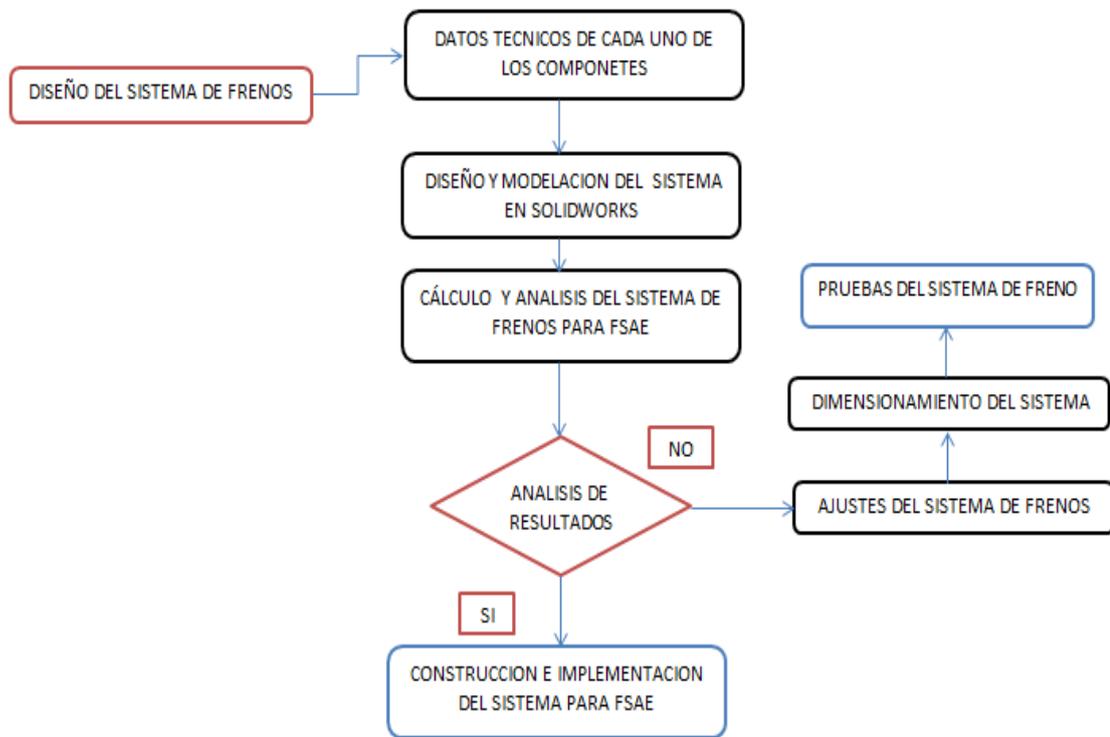
3.1 Criterios de diseño

Se debe tener en cuenta las características de esta competición a la hora de diseñar el sistema de frenado. Aunque es cierto que lo aspectos técnicos son fundamentales para garantizar un correcto funcionamiento del sistema durante su aplicación existen otros criterios fundamentales a tener en cuenta durante todo el proceso, como son: los costes y la fiabilidad.

Los costos de este proyecto determinan si se tendrá éxito o no, porque en base a eso está la elección de material. Por otro lado sirve para aprender y entender las técnicas y procesos de fabricación de algunos de los componentes que se elijan fabricar e incluso los que se decidan comprar ya que aunque esto sea así, se tendrá que definir sus etapas de fabricación y traducirlo en costes.

La fiabilidad es otro aspecto fundamental a tener en cuenta porque de él depende determinar si el elemento, funciona o no de acuerdo a os requerimientos para cumplir con estándares calidad. Luego de analizar los dos factores indispensables en el proceso de diseño, a continuación un diagrama del proceso de diseño a realizar en el sistema de frenos.

3.2 Diagrama de proceso de diseño



3.3 Diseño del sistema de frenos asistido por computadora

Este proyecto en sí se centra en el diseño, cálculo, construcción y adaptación del sistema de frenos para un prototipo de vehículo tipo monoplaza, atendiendo criterios de máxima fiabilidad, altas prestaciones y viabilidad económica, con el objetivo de participar a futuro en la prestigiosa competición de formula SAE Student.

3.4 Descripción y modelación de los elementos que conforman el sistema de frenos.

Para comenzar con la modelación se hará un recorrido por el conjunto de elementos que conforma el sistema de frenos, donde se presentará de forma esquemática la información de cada elemento. Esto permitirá una mayor flexibilidad en el proceso de diseño y desarrollo del sistema, así como permitirá realizar un ensamblaje total del sistema a través de la unión de todos sus componentes, de manera, que permita adquirir una visión clara de sus dimensiones, características y ocupación del espacio donde se ubicaran cada uno de los elementos del sistema. (CÁCERES Henry, 2015)

Una vez el sistema modelado en su totalidad permitirá, analizar su funcionamiento a través de métodos de elementos finitos, y así, estudiar su comportamiento tanto estructural como térmico, de esta forma se puede analizar el calor emitido por el funcionamiento del sistema de freno en cada uno de los cuatro discos. (CÁCERES Henry, 2015)

3.4.1 Calipers delanteros. Es un elemento formado por dos partes rígidas de aleación de aluminio posee cuatro pistones de acero inoxidable utiliza un recubrimiento de pintura para evitar la oxidación. Proporciona gran resistencia a altas presiones generadas por el accionamiento en el sistema de freno, este elemento es construido por la empresa wilwood disponible en nuestro medio de los cuales se extraen las siguientes características.

Datos básicos:

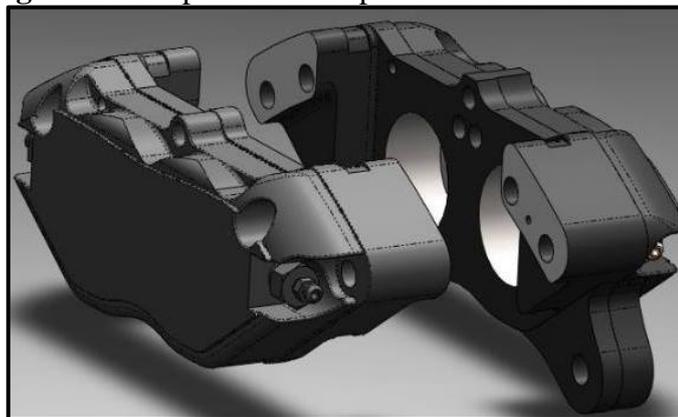
Número de pistones: 4

Área del pistón: 3.0 in²

Material: Aluminio

Peso: 3.8 lbs

Figura 19. Caliper delantero prediseñado en Solidworks



Fuente. Autores

3.4.2 Pastilla de freno. Esta pastilla está diseñada y construida por DINAPRO constituida con alma de la pastilla de hierro fundido de grafito laminar y la fibra de contacto con el disco está hecha de asbesto semiflexible sin revestimiento, utilizando catálogos de pastillas de freno de acuerdo a las tablas disponibles por el fabricante se puede obtener las siguientes características.

Datos básicos:

Longitud de la pastilla: 10cm

Alto de la pastilla: 5,6cm

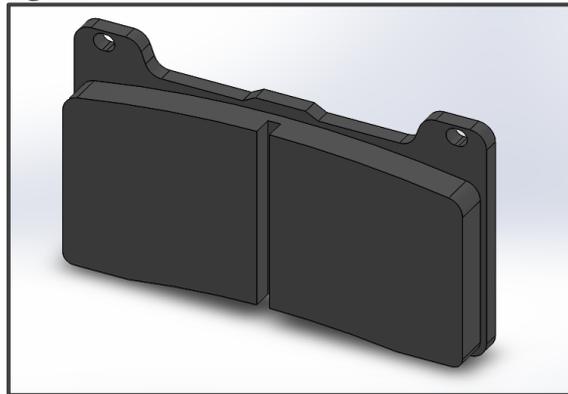
Espesor de pastilla: 1,24cm

Espesor del alma de la pastilla: 4cm

Espesor del material de fricción: 0,8cm

Coefficiente de fricción de la pastilla: 0,40

Figura 20. Pastillas delanteras en Solidworks



Fuente. Autores

3.4.3 Bomba de freno. Es un elemento de la marca TILTON diseñado para aplicaciones de espacio limitado. El pistón cumple la capacidad de la mayoría de los cilindros de tamaño completo. Impide que el aire ingrese a las partes internas del cilindro consta con un depósito estándar. El cuerpo de aluminio con recubrimiento epoxi negro resistente a la corrosión y mantiene un acabado de larga duración.

Datos básicos:

Tamaño de diámetro interior: 5/8"

Área del cilindro: 3,87cm²

Volumen: 0,34 in³

Tipo: salida única

Material: Aluminio con recubrimiento epoxi

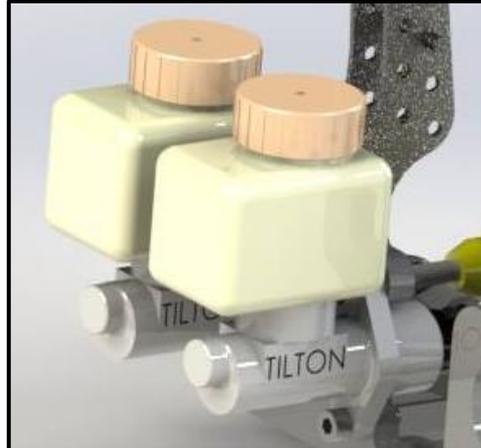
Distancia total con varón: 19.8cm

Distancia del cilindro: 8.54cm

Peso del reservorio: 10 nz

Volumen del reservorio: 12.6 in³

Figura 21. Diseño de las bombas de freno en Solidworks



Fuente. Autores

3.4.4 Pedal de freno. Este pedal empuja dos cilindros maestros de freno de salida individuales en una posición adelantada fuera del firewall. Cuenta con un marco de aluminio ligero. La barra de equilibrio se puede bloquear en su lugar con la tuerca de seguridad incluida. Es un pedal de tamaño y forma altamente resistente capaz de transformar una fuerza en alta relación.

Datos básicos:

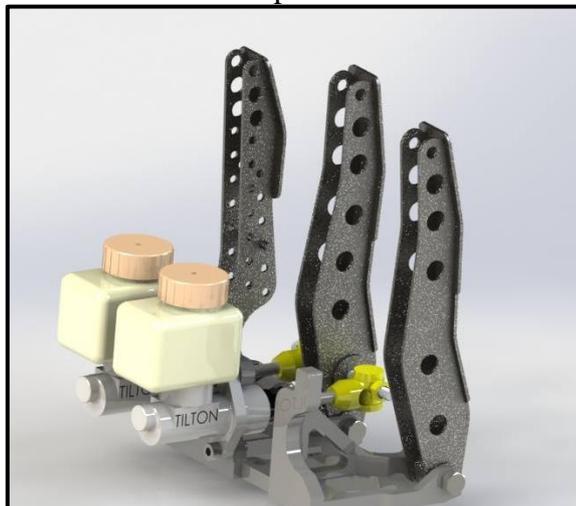
Relación de pedal: 5a1

Base del pedal: aluminio ligero

Material del pedal: acero/aluminio

Longitud del pedal: 27cm

Figura 22. Ensamble del pedal de freno en Solidworks



Fuente. Autores

3.5 ECUACIONES FUNDAMENTALES DEL SISTEMA DE FRENADO.

Considerando todas las fuerzas que intervienen en el proceso de frenado, la expresión de la ecuación básica de la distancia de frenado es la siguiente. (LUQUE Pablo, 2012 pág. 401)

$$F_r + F_{xa} + F_g + F_f = m \cdot a \quad (1)$$

Existencia la avance por rodadura:

$$F_r = f_r \cdot m \cdot g \quad (2)$$

Dónde:

f_r = coeficiente de resistencia a la rodadura.

3.5.1 Resistencia aerodinámica:

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2 \quad (3)$$

Dónde:

P: Densidad del aire.

C_x : Coeficiente aerodinámico del vehículo, dependiente de su geometría.

A_f : Área frontal del vehículo.

V: Velocidad de circulación.

3.5.2 Efecto de rampa pendiente. Cuando el vehículo circula sobre una superficie con una pendiente o rampa determinada (θ), la componente del peso en dirección longitudinal será una resistencia al avance. En la ecuación de la dinámica longitudinal se considera siempre como una fuerza de resistencia, es decir, sumar a la de frenado, y

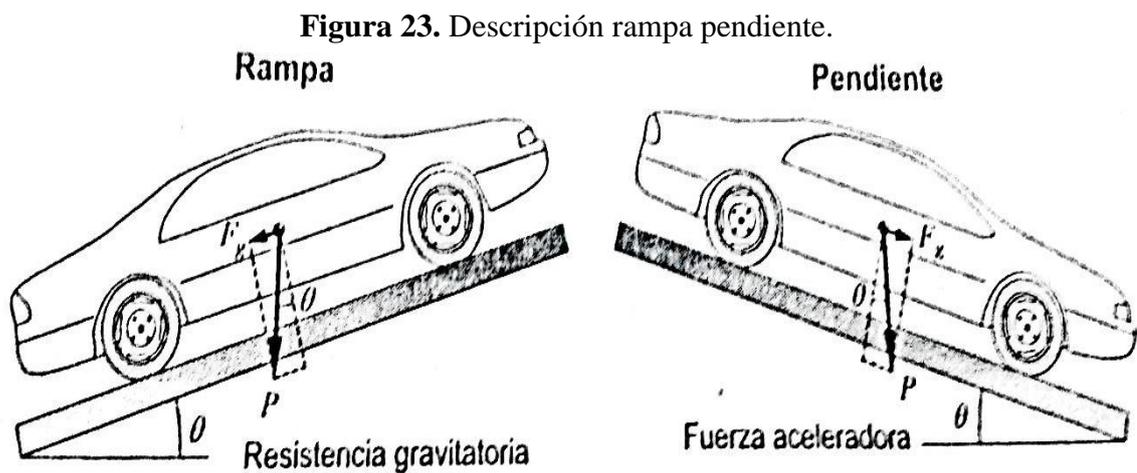
aplicar en el centro de gravedad del vehículo en dirección paralela al suelo, según la expresión. (LUQUE Pablo, 2012 pág. 404)

Para el cálculo de rampa pendiente se utilizara un $\theta = 10^\circ$, para determinar el efecto rampa pendiente. (LUQUE Pablo, 2012)

$$F_g = P \cdot \text{sen } \theta \quad (4)$$

$$F_g = 3137.92 \cdot \text{sen } 10$$

$$F_g = 545,16 \text{ N}$$



Fuente: Libro Pablo Luque página 404

3.5.3 Fuerza de frenado. Se define como fuerza de frenado la que se desarrolla en el contacto neumático-calzada como reacción al par que se opone al movimiento de giro de dicho neumático, estando limitada principalmente por la adherencia. (LUQUE Pablo, 2012).

Los pares de frenado en las ruedas que ni tienen tracción son debidas a la fuerzas que genera el sistema de frenos, como consecuencia de la fricción de las pastillas contra los discos, en el caso de las ruedas tractoras los pares que se oponen al giro de la rueda pueden ser debidos al motor, al sistema de frenos o a la suma de ambos. (LUQUE Pablo, 2012 pág. 405)

$$M_f = F_{f_disco} \cdot r_{disco} \quad (5)$$

El par motor no es capaz de detener el vehículo, pero si evitar su aceleración, evitando la sobrecarga en el sistema de frenos en las pendientes, reduciendo el desgaste y la temperatura que se alcanzaría en este sistema si actuase solo. (LUQUE Pablo, 2012 pág. 405)

Considerando la ecuación fundamental del frenado expresada de la siguiente manera:

$$F_f - R = m \cdot a \quad (6)$$

Dónde:

R: Resultante de las resistencias y fuerzas aceleradoras.

F_f: Es la fuerza de frenado que se genera en el suelo.

3.5.4 Fuerza actuantes sobre la pastilla de freno. El disco queda solicitado por las fuerzas, **F_h** bajo la acción de la presión hidráulica, (**p_h**), siendo: (LUQUE Pablo, 2012):

$$F_h = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot p_h \quad (7)$$

Dónde:

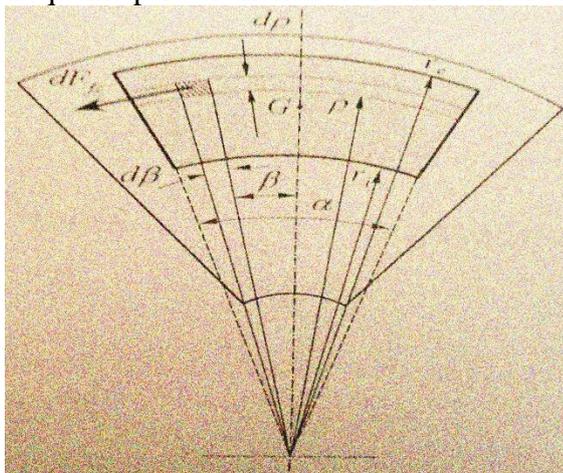
F_h: Fuerza hidráulica.

p_h: Presión hidráulica.

d: diámetro.

En la que indica el diámetro del cilíndrico hidráulico. Se designa por μ_{zap} el valor del coeficiente de fricción o de rozamiento entre forro o guarnición y el disco, siendo r_e = radio exterior, r_i = radio interior. (LUQUE Pablo, 2012 pág. 462)

Figura 24. Esquema para el análisis de fuerzas en el disco pastilla.



Fuente. Eduardo Águeda 2012

Bajo la hipótesis de que la base rígida, metálica, del forro del freno. Es lo suficientemente rígida para que la presión p sea igual para toda la superficie de fricción, se tiene que: (LUQUE Pablo, 2012)

$$P = \frac{F_h}{s} = \frac{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot P_h}{\frac{\pi \cdot (r_e^2 - r_i^2)}{2} \cdot \alpha} = \frac{\pi \cdot d^2}{2 \cdot (r_e^2 - r_i^2) \cdot \alpha} \cdot P_h \quad (8)$$

Para facilitar los cálculos, se emplea con frecuencia el radio equivalente del freno de disco, que tiene como valor el cociente entre el par de frenada y la fuerza total de rozamiento generados por una pastilla. (LUQUE Pablo, 2012 pág. 406)

$$r_{efe} = \frac{M}{F_h \cdot \mu_{zap}} = \frac{\frac{\alpha \cdot \mu_{zap} \cdot p (r_e^3 - r_i^3)}{3}}{\frac{\alpha \cdot \mu_{zap} \cdot p (r_e^3 - r_i^3)}{2}} = \frac{2 \cdot (r_e^3 - r_i^3)}{3 \cdot (r_e^3 - r_i^3)} \quad (9)$$

La densidad (ρ) del material de las pastillas es la masa del material de fricción dividido por el volumen que ocupa. Se tiene que decir que es un dato importante porque puede darnos una idea de cómo se está prensando durante el proceso de fabricación y también de cómo pueden ser las expectativas de vida mismo en servicio. (LUQUE Pablo, 2012)

3.5.5 Fuerzas generadas en cada calipers.

$$F_{c,d} = n_{pistones} \times P_{pistón} \times A_{pistón} \quad (10)$$

Dónde:

F_c : Es la fuerza lineal generada por el caliper.

A_p : Es el área efectiva de un pistón del caliper.

n_p : Es el número de pistones que posee cada caliper por cara.

3.5.6 Fuerzas de fricción Disco–Pastilla:

$$F_{f,d} = F_{c,d} \times \mu_{pastilla} \quad (11)$$

Dónde:

$F_{f,d}$: Es la fuerza de fricción delantera.

$F_{f,t}$: Es la fuerza de fricción posterior.

$\mu_{pastilla}$: Es el coeficiente de rozamiento de la pastilla moldeo rígido de asbesto.

$F_{c,d}$: Es la fuerza lineal generada por el caliper delantero.

$F_{c,t}$: Es la fuerza lineal generada por el caliper posterior.

$$N_{frenado,d} = 2 \times F_{fricción,d} \times R_{efectivo} \quad (12)$$

$$N_{frenado,t} = 2 \times F_{fricción,t} \times R_{efectivo} \quad (13)$$

Dónde:

$N_{frenado,d}$ Es el par de frenado generado por un caliper delantero.

$N_{frenado,t}$ Es el par de frenado generado por un caliper posterior.

$R_{efectivo}$ Es el radio efectivo de los discos.

2 es debido a las dos caras de fricción del conjunto disco –pastilla.

3.5.7 Pares y fuerzas de frenado en los neumáticos.

$$F_{neumático,d} = \frac{N_{frenado,disco,delantero}}{R_{neumático}} \quad (14)$$

Dónde:

$F_{neumático}$: Es la fuerza de reacción entre el neumático y el asfalto.

$R_{neumático}$: Es el radio del neumático.

3.5.8 Distancia de frenado.

$$a = \frac{F_f + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta + m \cdot g \cdot f_r + 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2}{m} \quad (15)$$

Dónde:

f_r : Coeficiente de resistencia de avance a la rodadura.

C_x : Coeficiente aerodinámico de avance.

A_f : Área frontal del vehículo.

V : Velocidad de avance.

θ : Rampa (positivo en ascenso y negativo en descenso).

m : Masa del vehículo.

ρ : Densidad

Si denominamos S a la distancia de frenado de un vehículo y V a la velocidad se tiene que:

$$a = \frac{dV}{dt} \quad V = \frac{dS}{dt}$$

$$S_{v_1-v_2} = \int_{v_1}^{v_2} \frac{VdV}{a}$$

$$S_{v_1-v_2} = -m \int_{v_1}^{v_2} \frac{VdV}{F_f + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta + m \cdot g \cdot f_r + 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2}$$

La fuerza de frenado como la resistencia a la rodadura son independientes de la velocidad , se tiene que: (LUQUE Pablo, 2012)

$$S_{v_1-v_2} = \frac{m}{\rho \cdot C_x \cdot A_f} \ln\left(\frac{F_f + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta + m \cdot g \cdot f_r + 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V_1^2}{F_f + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta + m \cdot g \cdot f_r + 0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V_2^2}\right)$$

La ecuación final es la detención del vehiculo ($V_2 = 0$) se tiene que la distancia recorrida es: (LUQUE Pablo, 2012)

$$S_{v_1-0} = \frac{m}{\rho \cdot C_x \cdot A_f} \ln\left(1 + \frac{0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V_1^2}{F_f + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta + m \cdot g \cdot f_r}\right) \quad (16)$$

La expresión no tiene en cuenta el tiempo de reacción del conductor u otros sistemas de retraso del sistema de frenado, despejar V_1 de la expresión anterior: (LUQUE Pablo, 2012)

$$V_1 = \sqrt{\left(e^{\frac{\rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot S_{v_1-0}}{m}} - 1\right) \times \left(\frac{F_f + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta + m \cdot g \cdot f_r}{0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f}\right)}$$

3.5.9 Tiempo de frenado. Es importante para el análisis del sistema por lo que se puede calcular de la siguiente forma. Si se conoce la deceleración, puede obtenerse. En el caso de despreciar los efectos aerodinámicos se simplifica la expresión:

$$t_{v_1-v_2} = m \cdot \frac{1}{f_f + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta + m \cdot g \cdot f_r} (v_1 - v_2)$$

En el caso de estimar el tiempo hasta la detención total del vehículo $v_2 = 0$ se tiene que el tiempo de parada, desde una velocidad v_1 será: (LUQUE Pablo, 2012)

$$t_{v_1-0} = m \cdot \frac{v_1}{f_f + m \cdot g \cdot \sin \theta + m \cdot g \cdot f_f} \quad (17)$$

3.5.10 Energía disipada en el frenado. Factor importante para construir el sistema de frenado, por cuanto se considera, para un vehículo desacelerándose sobre una superficie plana, la energía disipada como calor durante la frenada “ E_f ”, para llevarlo desde una velocidad “ v_i ” a una velocidad “ v_f ” está dada por: (LILLO, 2006 pág. 32)

$$E_f = i * m * (v_i^2 - v_f^2) \quad (18)$$

Dónde:

E_f : Energía disipada durante la frenada. [J]

i : Factor de corrección para masas rodantes, para automóviles $1,05 \leq i \leq 1,5$.

m : Masa del vehículo. [kg]

v_i : Velocidad inicial. [m/s]

v_f : Velocidad final. [m/s]

La transferencia de carga o reparto de peso al eje delantero y posterior, en condiciones dinámicas, es aproximadamente: (LILLO, 2006)

- Eje delantero: 58,53% del peso total.
- Eje trasero: 41,47% del peso total.

Los pesos para vehículos de competencia no siempre son iguales en los dos ejes por lo que para el analizar el calor que se disipa en el sistema de freno se considera en el eje delantero (E_d) debido a su mayor proporción de peso, el sistema de freno de disco en un vehículo estándar es: (LILLO, 2006)

$$E_d = E_f * 0,58 \quad (19)$$

Dónde:

E_f : Energía disipada.

E_d : Eje delantero.

La distribución de calor a los ejes se realiza en la misma proporción a la transferencia de carga. (LILLO, 2006)

Alrededor del 90% del calor producido durante el frenado es acumulado por el disco, y el 10% es acumulado por las pastillas, la energía que disipa la pastilla E_p y el disco E_{d1} son respectivamente: (LILLO, 2006 pág. 33)

$$E_p = E_d * 0,1 \quad (20)$$

$$E_{d1} = E_d * 0,9 \quad (21)$$

Dónde:

E_p : Energía disipada en la pastilla.

E_{d1} : Energía disipada en el disco.

0,1 y 0,9 es de acuerdo a la distribución de temperatura en el disco pastilla.

Cuando menos energía se disipa el sistema será más eficiente.

El eje delantero posee un par de discos de freno, que van unidos al eje por lo que cada disco de freno absorbe la mitad de la energía “E” por lo que se utiliza la siguiente ecuación para determinar la energía disipada: (LILLO, 2006)

$$E = \frac{E_{d1}}{2} \quad (22)$$

3.5.11 Consideraciones hidráulicas. Con las consideraciones tomadas previamente se puede decir que las fuerzas que actúan en la Bomba de Frenos generan una presión en la línea, la cual está relacionada con el área del pistón, y se puede determinar de la siguiente manera: (HERRERA J, 2007 pág. 46).

$$P_F = \frac{F_{mf}}{A_{mcf}} \quad (23)$$

$$P_r = \frac{F_{mr}}{A_{mcr}} \quad (24)$$

Donde A_{mcf} Es el área seccionada transversalmente de la bomba de frenos delantera y A_{mcr} el área seccionada transversalmente de la bomba de frenos trasera.

Esta presión es transmitida a través de la línea hacia el calipers, el cual se encuentra instalado en el otro extremo del sistema de frenos, poniendo en funcionamiento el pistón el cual genera una fuerza. Esta fuerza se obtiene mediante las siguientes ecuaciones: (HERRERA J, 2007 pág. 47)

$$F_{cf} = 0,5 * P_f * A_{pf} \quad (25)$$

$$F_{cr} = 0,5 * P_r * A_{pr} \quad (26)$$

Dónde:

P_d : Presión delantera.

P_r : Presión posterior.

3.5.12 Potencia de frenado. Es el punto de partida para un análisis térmico de los frenos, no se tendrán en cuenta la resistencia que se oponen al movimiento del vehículo por rodadura y por efecto aerodinámico. Sin embargo, es necesario considerar que el

sistema de frenos además de detener el vehículo, a de frenar la inercias de las masas en rotación. (HERRERA J, 2007)

Esto puede cuantificarse con un coeficiente de masa rotativa (σ_f) cuyo valor aproximado es de 1,05. La fórmula de la potencia de frenado es la siguiente.

$$\text{Pot} = V \left(P * \sin \theta + f_r * P * \cos \theta + \frac{1}{2} \rho * C_x * A_f * V^2 \right) \quad (27)$$

3.6 Cálculo térmico.

Para realizar este cálculo se considera varios factores al que se somete el sistema al entrar en funcionamiento. La potencia disipada en el sistema de frenos, proviene de la energía cinética y potencial del vehículo, esta se transforma en energía calorífica, para un correcto funcionamiento en el sistema de frenos, el calor generado debe ser evacuado con la mayor celeridad posible para que las sucesivas frenadas no incremente la temperatura. (HARÚN, 2006)

El propio avance en el vehículo contribuye de forma sustancial, con un adecuado diseño del sistema a la disipación del sistema generado esencialmente por convección y radiación gracias a la corriente de aire que se producen. (HARÚN, 2006)

En caso de llegar a su temperatura de saturación, disminuye el coeficiente de fricción entre elementos de freno y aparece el fenómeno de fatiga térmica fading. Esta elevación de temperatura producidas por frenadas sucesivas o por un frenado continuo en descensos prolongados puede ser contrarrestado con un diseño de los discos que favorezcan la conductividad térmica con el entorno. (HARÚN, 2006)

Es importante evitar el fenómeno por fatiga térmica, para garantizar el frenado en el vehículo. De manera general la temperatura (T) que alcanza la superficie de rozamiento en un sistema de disco o tambor, en un instante de tiempo (t) frenado intensamente con un tiempo total de un intervalo de tiempo superior a tres segundos será.

$$T = \frac{\sigma(1 - \phi) * J}{k_T * t_T} * \left[t * \left(1 - \frac{t}{2t_T}\right) + \frac{d^2}{3 * \alpha_T} * \left(1 - \frac{t}{t_T}\right) + \frac{d^4}{3 * \alpha_T^2} \right] \quad (28)$$

Dónde:

σ : Proporción de calor que entrega el disco.

ϕ : Reparto de frenado en el eje trasero.

J : Equivalente térmico de la energía del vehículo para $t=0$.

k_T : Capacidad térmica del tambor o semidisco.

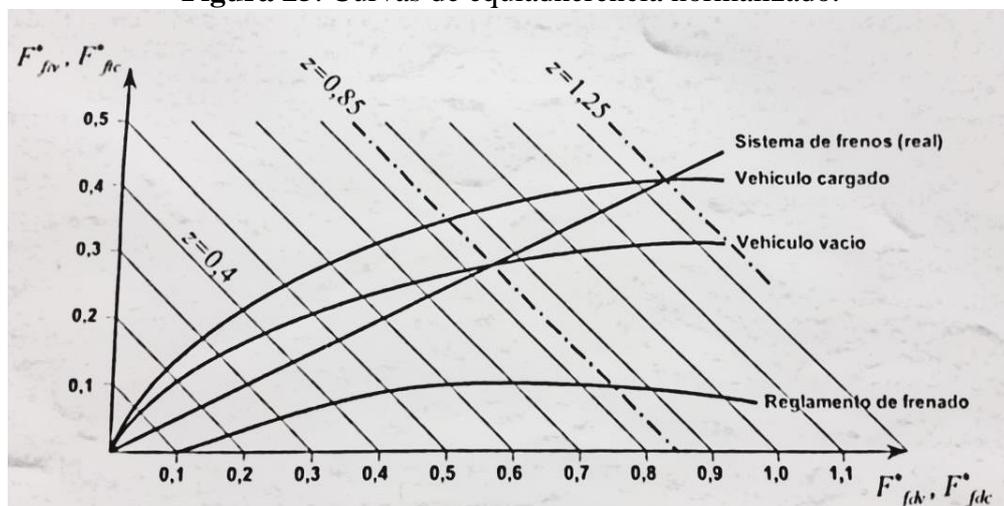
d : Espesor del semidisco. (cm)

α_T : Difusividad térmica del material. (cm²/s)

En función de la reglamentación el valor máximo de (ϕ) será:

$$\phi_{m\acute{a}x} = \gamma - 0,8 * x$$

Figura 25. Curvas de equiadherencia normalizado.



Fuente. Eduardo Águeda.

Un valor habitual, para $x \leq 0,2$ y tomando en cuenta el punto de corte en $Z=0,85$ se tiene:

$$\phi_{m\acute{a}x} = \gamma - 0,8 * x$$

Proporción de calor que entrega el disco se le considera como:

$$\sigma = \frac{1}{1 + \frac{A_2}{A_1} \sqrt{\frac{K_2 \rho_2 C_2}{K_1 \rho_1 C_1}}}$$

Dónde:

A_1 : Área de fricción del disco. (cm²)

A_2 : Área de fricción de la pastilla. (cm²)

K_1 : Conductividad térmica del disco. (Kcal/s.°c * cm)

K_2 : Conductividad térmica de la pastilla. (Kcal/s.°c * cm)

ρ_1 : Densidad del disco. (kg/cm³)

ρ_2 : Densidad de la zapata. (kg/cm³)

C_1 : Calor específico del material del disco. (Kcal/kg.°c)

El equivalente térmico para (J) de la energía del vehículo para $t=0$ será:

$$J = \frac{1}{2} m V^2 \frac{1}{J'}$$

Siendo $J' = 427 \text{kgm/cal}$

Para la aplicación de fórmulas descritas anteriormente se parte de:

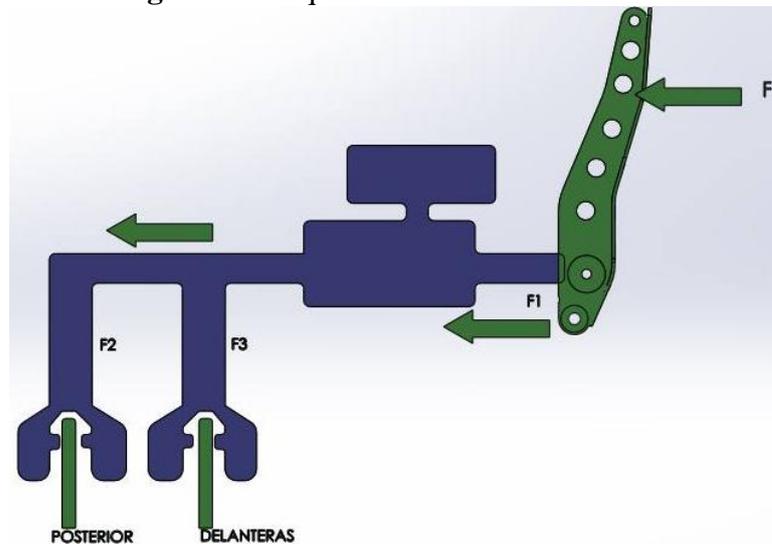
Tabla 4 .Datos básicos para cálculos de las fuerzas de frenado.

CATACTERISTICA	Valor	Unidad
Distancia de entre ejes al centro de masa	1600	Mm
Masa del eje delantero	132,6	Kg
Masa del eje posterior	187,4	Kg
Peso eje delantero	41,47	%
Peso eje posterior	58,53	%
Transferencia de peso del eje posterior al eje delantero	1237,78	N
Radio del neumático	0,15	M
Densidad del aire (Riobamba 15°C)	0,931	Kg/m ³
Coefficiente de arrastre	0,42	
Área frontal carrocería	0,567	m ²
Coefficiente de fricción (fr)	1,6 a 3	

Fuente: FSAE ESPOCH

3.7 Fuerzas de frenado en el mando del circuito hidráulico principal.

Figura 26. Esquema del sistema de frenos.



Fuente Autores

La presión que hay que realizar sobre las pastillas de freno se consigue por el esfuerzo mecánico mediante la palanca del pedal y bajo la presión del pie del conductor.

$$A = \pi \times \frac{22,2^2}{4} = 387.076 \text{ mm}^2$$

$$F = 42 \text{ kg} \times 9,806 \text{ m/s}^2 = 411,85 \text{ N}$$

Como la fuerza F1 actúan dos pistones en el circuito hidráulico tanto delantero como posterior es importante determinar la presión P1 existente en la bomba de frenos el cual es igual a:

$$P1 = \frac{898,58 \text{ N}}{387.076 \text{ mm}^2}$$

$$P1 = 2,32 \text{ MPa}$$

3.7.1 Fuerzas en el pedal e influencia del repartidor. El pedal constituye un elemento crucial en el sistema, ya que es el encargado de conectar el sistema con el piloto, y amplificar la fuerza que ejerce sobre él.

$$F1 = \frac{F \times a}{b}$$

$$F1 = \frac{411,85 \times 240}{55} = 1797,16 \text{ N}$$

$$R_{fuerza\ total} = \frac{F1}{F} = \frac{1797,16}{411,85} = 4,36:1$$

Si el repartidor de fuerza se encontrara en el 0%, esta fuerza seria repartida por igual a cada una de las bombas de freno por lo que se optó por situar el repartidor de frenada en el 20% por lo que la fuerza transmitida a cada una de las bombas.

$F_{b,d}$: Es la fuerza que recibe la bomba delantera por el efecto del repartidor.

$$F_{bd} = (1 + \alpha) \times \frac{F1}{2}$$

$$F_{b,d} = (1 + 0,20) \times \frac{1797,16}{2} = 1078,296 \text{ N}$$

$F_{b,t}$: Es la fuerza que recibe la bomba trasera por el efecto del repartidor.

$$F_{bt} = (1 - \alpha) \times \frac{F1}{2}$$

$$F_{b,t} = (1 - 0,20) \times \frac{1797,16}{2} = 718,864 \text{ N}$$

3.7.2 Distribución de presiones generadas por las bombas.

$$P_{b,d} = \frac{F_{b,d}}{A_b}$$

$$P_{b,d} = \frac{1078,296 \text{ N}}{387,07 \text{ mm}^2} = 2,785 \text{ MPa}$$

$$P_{b,t} = \frac{F_{b,t}}{A_b}$$

$$P_{b,t} = \frac{718,86 \text{ N}}{387,07 \text{ mm}^2} = 1,857 \text{ MPa}$$

Dónde:

P_b : Es la presión que genera la bomba.

A_b : Es el área del pistón de la bomba.

3.7.3 Fuerzas generadas en cada calipers.

$$F_{c,d} = n_{\text{pistones}} \times P_{\text{pistón}} \times A_{\text{pistón}}$$

$$A_{p,d} = \pi \times \frac{\phi^2}{4}$$

$$A_{p,d} = \pi \times \frac{33^2}{4} = 855,29 \text{ mm}^2$$

$$F_{c,d} = 4 \times 2,78 \text{ MPa} \times 855,29 \text{ mm}^2$$

$$F_{c,d} = 9510,82 \text{ N}$$

$$F_{c,t} = n_{\text{pistones}} \times P_{\text{pistón}} \times A_{\text{pistón}}$$

$$A_{p,t} = \pi \times \frac{\phi^2}{4}$$

$$A_{p,t} = \pi \times \frac{43^2}{4} = 1452,2 \text{ mm}^2$$

$$F_{c,t} = 2 \times 1,875 \text{ MPa} \times 1452,2 \text{ mm}^2$$

$$F_{c,t} = 5445,75 \text{ N}$$

Tabla 5 .Fuerzas de fricción Disco –Pastilla.

Material	Coeficiente fricción	Presión máxima	Temperatura Máxima		Velocidad máxima	Aplicaciones
			Instantánea (°C)	Continua (°C)		
Metal cerámico	0.32	1.03	816	399	-	Frenos y Embragues
Material sinterizado (seco)	0.29-0.33	2.07-2.76	499-599	299-349	66	Freno de disco y de mordaza
Pastilla moldeo rígido de asbesto	0,35-0.40	5.17	499-749	227-349	88	Frenos de disco
Moldeo rígido no asbesto	0.33-0.63	0.69-1.03	-	260-399	88-137	Frenos y embragues
Moldeo semirrígido asbesto	0.37-0,41	0.69	349	149	66	Frenos y embragues
Moldeo flexible de asbesto	0.39-0.45	0.69	149-177	149-177	66	Frenos y embragues

Fuente. Shigley

$$F_{f,d} = F_{c,d} \times \mu_{pastilla}$$

$$F_{f,d} = 9510,82 \text{ N} \times 0,40$$

$$F_{f,d} = 3804,33 \text{ N}$$

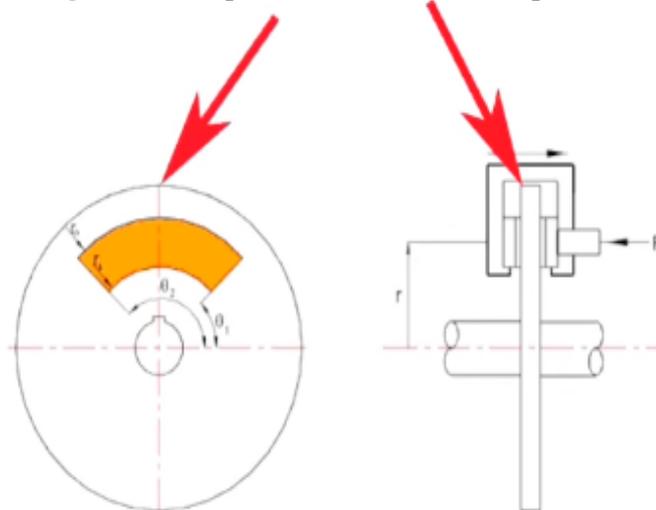
$$F_{f,t} = F_{c,t} \times \mu_{pastilla}$$

$$F_{f,t} = 5445,75 \text{ N} \times 0,40$$

$$F_{f,t} = 2232,75 \text{ N}$$

3.7.4 Pares de frenado generado por el contacto disco-pastilla. Estos pares se generan en el momento que el sistema entra en funcionamiento.

Figura 27. Esquema de frenado disco pastilla.



Fuente: <https://www.youtube.com/watch?v=5jBAFzWHEDo&list=RD5jBAFzWHEDo#t=>

61

El radio efectivo se obtiene por medio de:

$$R_{efectivo} = \frac{2 (R_e^3 - R_i^3)}{3 (R_e^2 - R_i^2)}$$

$$R_{efectivo} = \frac{2 (120^3 - 77^3)}{3 (120^2 - 77^2)}$$

$$R_{efectivo} = 0,1 \text{ m}$$

Par de frenado en el eje delantero y posterior:

$$N_{frenado,d} = 2 \times F_{fricción,d} \times R_{efectivo}$$

$$N_{frenado,d} = 2 \times 3804,33 \text{ N} \times 0,1 \text{ m}$$

$$N_{frenado,d} = 760,866 \text{ Nm}$$

$$N_{frenado,t} = 2 \times F_{fricción,t} \times R_{efectivo}$$

$$N_{frenado,t} = 2 \times 2232,75 \text{ N} \times 0,1 \text{ m}$$

$$N_{frenado,t} = 446,55 \text{ N m}$$

44

Par de frenado total en cada eje multiplicado por 2 para cada uno de los conjuntos en cada eje del sistema.

$$N_{frenado,eje,delantero} = 2 \times N_{frenado,d}$$

$$N_{frenado,eje,delantero} = 2 \times 760,866 \text{ Nm} = 1521,73 \text{ Nm}$$

$$N_{frenado,eje,posterior} = 2 \times N_{frenado,t}$$

$$N_{frenado,eje,posterior} = 2 \times 446,55 \text{ Nm} = 893,1 \text{ Nm}$$

3.7.5 Pares y fuerzas de frenado en los neumáticos.

$$F_{neumático,d} = \frac{N_{frenado,disco,delantero}}{R_{neumático}}$$

$$F_{neumático,d} = \frac{760,866 \text{ Nm}}{0,205 \text{ m}} = 3711,54 \text{ N}$$

$$F_{neumático,t} = \frac{N_{frenado,disco,trasero}}{R_{neumático}}$$

$$F_{neumático,t} = \frac{446,55 \text{ Nm}}{0,205 \text{ m}} = 2178,29 \text{ N}$$

$$F_{total} = \sum F_{neumáticos} = 2 \times 3711,54 + 2 \times 2178,29 = 11779,66 \text{ N}$$

3.7.6 Distancia de frenad. Para calcular la distancia de frenado, se considera que se encuentra en un camino plano para tomar a $\text{sen}\theta = 0$. (CÁCERES Henry, 2015)

$$S_{v1-0} = \frac{m}{\rho \cdot C_x \cdot A_f} \ln\left(1 + \frac{0,5 \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V_1^2}{F_f + m \cdot g \cdot \text{sen}\theta + m \cdot g \cdot f_r}\right)$$

$$S_{v1-0} = \frac{320kg}{(0,931\frac{kg}{m^3})(0,42)(0,567m^2)} \ln \left(1 + \frac{0,5.(0,931\frac{kg}{m^3}).(0,42)(0,567m^2)(33,33\frac{m}{s})^2}{5022,72N+320kg(9,81\frac{m}{s^2}).sen(0)+320kg(9,81\frac{m}{s^2})(1,6)} \right)$$

$$S_{v1-0} = \frac{320kg}{0,22\frac{kg}{m}} \ln \left(1 + \frac{123,15N}{5022,72N + 5022,72N} \right)$$

$$S_{v1-0} = 1454,55m. \ln(1 + 0,012) = 17,35m$$

3.7.7 Desaceleración en el frenado. Es más considerada como la rapidez de parada en el momento que se frena el vehículo a una determinada velocidad.

$$a = \frac{F_f + m. g. sen\theta + m. g. f_r + 0,5. \rho. C_x. A_f. V^2}{m}$$

$$a = \frac{5022,72 + 320kg \times 9,81 \frac{m}{s^2} (1,6) + 123,15N}{320kg}$$

$$a = 31,776 \frac{m}{s^2}$$

3.7.8 Tiempo de frenado. Para el tiempo de retardo en el momento de frenado se calcula a través de la siguiente fórmula:

$$t_{v1-0} = m. \frac{v_1}{f_f + m. g. \sin \theta + m. g. f_f}$$

$$t_r = 320kg. \frac{33,33 \frac{m}{s}}{5022,72N + 320kg \times 9,81 \frac{m}{s^2} (1,6)}$$

$$t_r = 1,06s$$

Para cálculo del tiempo de parada se toma en cuenta la máxima velocidad del vehículo 160 Km/h , se toma en cuenta también un coeficiente de adherencia entre neumático calzada, se selecciona este coeficiente con los parámetros dados en tablas mencionadas anteriormente, este caso en asfalto grueso en estado seco y con neumáticos nuevos que es de $1,6 \text{ s}$.

$$t_f = \frac{v_{max}}{\mu_{ad} * g}$$

$$t_f = \frac{44,44 \frac{m}{s}}{1,6 * 9,81 \frac{m}{s^2}} = 2,83s$$

Tiempo de parada $t_p = t_f + t_r$

$$t_p = 2,83s + 1,06s$$

$$t_p = 3,89 \text{ s}$$

Para el monoplaza de competición a los 160 Km/h , desde que el piloto observa el obstáculo hasta que acciona el pedal del freno hasta que el vehículo se detenga completamente ha transcurrido $3,89s$.

3.7.9 Resistencia al avance por rodadura. Por lo general un neumático común y corriente nos ofrece 0.7 o 0.8 , pero al hablar de neumático de competición se encuentran valores de 1.7 para arriba, en caso fórmula SAE el rango está entre 1.6 a 3 , lo que uno podría pensar es que a medida que se incrementa la carga el coeficiente aumente, esto se debe a que la naturaleza del caucho juega en nuestra contra. (LUQUE Pablo, 2012)

$$F_r = f_r \cdot m \cdot g$$

$$F_r = 1.6 \times 320 \text{ Kg} \times 9,81 \frac{m}{s^2}$$

$$F_r = 5022,72 \text{ N}$$

3.7.10 Resistencia aerodinámica:

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot C_x \cdot A_f \cdot V^2$$

$$F_{xa} = \frac{1}{2} \cdot 0,931 \frac{kg}{m^3} \cdot 0,42 \cdot 0,567 m^2 \left(33,33 \frac{m}{s} \right)^2$$

$$F_{xa} = 123,15 \text{ N}$$

3.7.11 Energía disipada en el frenado:

$$E_f = i \cdot m \cdot (v_i^2 - v_f^2)$$

$$E_f = (1,5) \cdot (320 kg) \cdot \left(33,33 \frac{m}{s} \right)^2$$

$$E_f = 533226,672 (J)$$

Energía disipada en el eje delantero. $E_d = E_f \cdot 0,41$

$$E_d = 533226,67 \cdot 0,41$$

$$E_d = 21862,29 (J)$$

Energía disipada en el eje posterior. $E_t = E_f \cdot 0,58$

$$E_t = 533226,67 \cdot 0,58$$

$$E_t = 309271,47 (J)$$

Alrededor del 90% del calor producido durante el frenado es acumulado por el disco, y el 10% es acumulado por las pastillas, la energía que disipa la pastilla E_p y el disco E_{d1} son respectivamente.

Energía disipada en la pastilla eje delantero $E_p = E_d \cdot 0,1/2$

$$E_d = 21862,29 * 0,1/2$$

$$E_d = 2186,22(\text{J})$$

Energia disipada en la pastilla eje delantero $E_{d1} = E_d * 0,9/2$

$$E_{d1} = 21862,29 * 0,9/2$$

$$E_{d1} = 9838,03(\text{J})$$

3.7.12 *Potencia obtenida en el frenado.*

$$\text{Pot} = V \left(P * \sin \theta + f_r * P * \cos \theta + \frac{1}{2} \rho * C_x * A_f * V^2 \right)$$

$$\text{Pot} = 33,33 \frac{\text{m}}{\text{s}} \left(1,6 \left(320 \text{kg} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right) + \frac{1}{2} \left(0,931 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) (0,567 \text{m}^2) \left(33,33 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \right)$$

$$\text{Pot} = 33,33 \frac{\text{m}}{\text{s}} (5022,72 \text{N} + 293,21 \text{N})$$

$$\text{Pot} = 177179,83 \text{W}$$

3.9 ANALISIS DEL SISTEMA MEDIANTE SOFTWARE CAD/CAM

3.9.1 *Análisis de transferencia de calor en los discos y calipers.* Esta transferencia de calor se da en los discos y pastillas de frenos durante el accionamiento del sistema por lo que se produce los fenómenos térmicos, los cuales varían de acuerdo a las diferentes condiciones climáticas, el tiempo y la posición con particularidad de ser inestable o transitorio. (HOLMAN.J, 1998)

Para obtener la temperatura en el proceso de frenado se toman algunos factores que están presentes en este proceso: Característica de la calzada, masa del vehículo, velocidad final, factor de adherencia, temperatura del medio y las características de los materiales disco-pastilla, que están involucrados en el roce en el instante de frenado. (HOLMAN.J, 1998)

3.9.2 *Mecanismo de transferencia de calor.* Este mecanismo de transferencia de calor se realiza por medio de varios factores que se enuncia a continuación. (HOLMAN.J, 1998)

Conducción. Cuando en un cuerpo existe un gradiente de temperatura muestra que ay una transferencia desde la región de alta temperatura hacia la región de baja temperatura. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a la colisión y la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. (HOLMAN.J, 1998)

En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una redícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres.

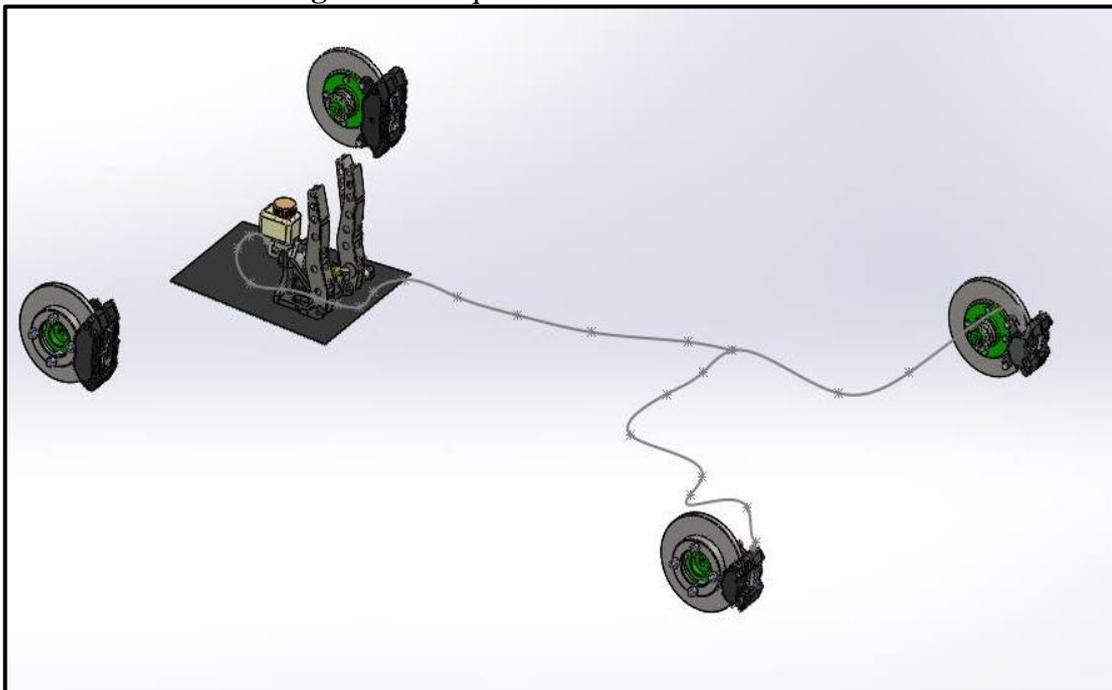
Conductividad térmica. Indica la rapidez con que fluirá en un material dado por unidad de área por unidad de temperatura. (HOLMAN.J, 1998)

Transferencia de calor por convección. El calor se transmite por movimiento de partículas de un líquido o gas en movimiento. En la convección natural, el estado de movimiento se produce por fenómenos de empuje y en convección forzada, se mantiene por medios artificiales. (HOLMAN.J, 1998)

Radiación. El calor se transmite de un cuerpo a otro sin partículas portadoras, sino por ondas electromagnéticas, esto se da en la presencia de dos cuerpos con diferente temperatura.. (HOLMAN.J, 1998)

3.9.3 *Bosquejos iniciales del sistema de frenos.* Se realizan bosquejos iniciales manuales y digitales sobre lo que podría ser la imagen del sistema de frenos: mordazas, discos de frenos y en si lo que son sus cañerías fijas y flexibles, teniendo en cuenta los requisitos técnicos y económicos desarrollo de un proyecto sustentable además de especificaciones establecidas por FSAE las cuales permitirán el desarrollo del prototipo.

Figura 28. Esquema del sistema de frenos.

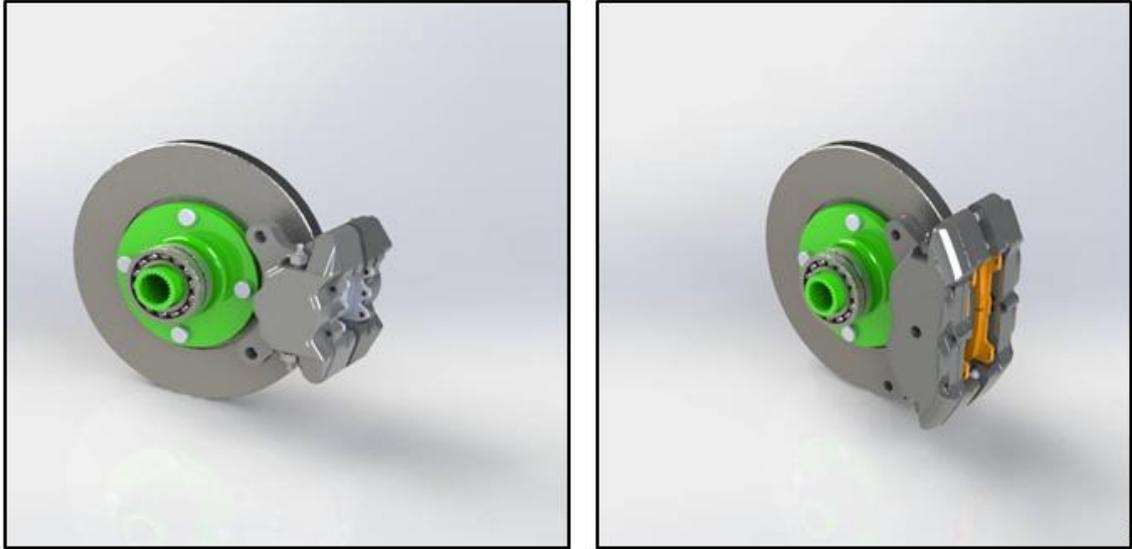


Fuente. Autores

3.9.4 *Consideraciones del sistema de frenos.* El prototipo debe ser equipado con un sistema de frenado que actúa sobre cuatro ruedas, al igual debe tener dos recorridos hidráulicos independientes tal esto en caso de un agujero o fracaso a cualquier punto en el sistema, el poder eficaz que frena es mantenido en al menos dos ruedas. Cada recorrido hidráulico debe tener su propia reserva del líquido de freno.

Como punto más relevante para seguridad del piloto se considera el espacio que debe existir la adaptabilidad para accionar los pedales, el confort para que el cuerpo del piloto en una competición no oscile excesivamente.

Figura 29. Esquema de frenos Delanteros y Posteriores.

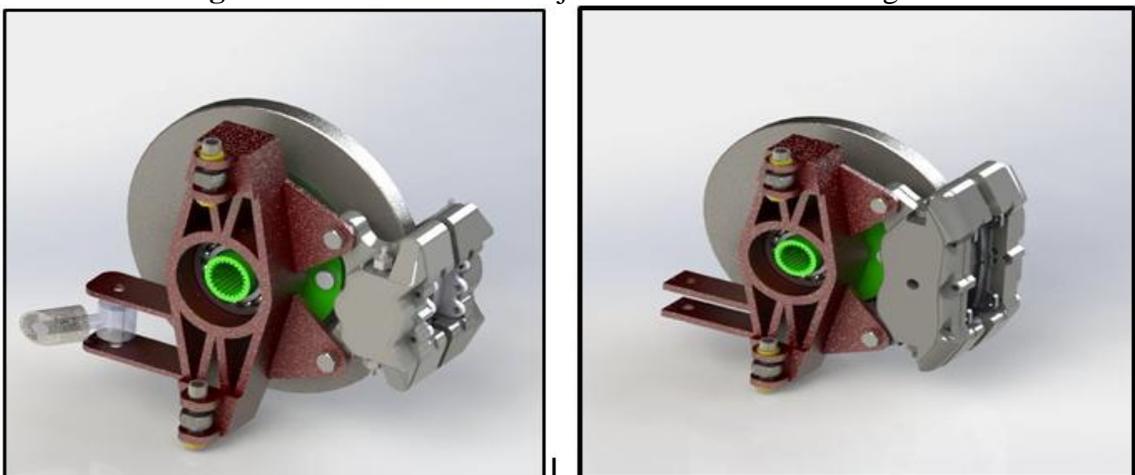


Fuente. Autores

3.9.5 Fases de modelación del Sistema de frenos en CAD. Utilizando el software Solidworks 2016 y tomando como referencias las dimensiones del chasis se empieza a realizar un bosquejo para modelar cada parte del sistema de frenos tomando en cuenta el espacio del sistema de dirección y suspensión y requerimientos de seguridad que influyen en el desempeño del monoplaza.

Con los croquis del tipo de mangueta que se utiliza en el prototipo, con la misma metodología se procede al diseño del disco de freno, mordazas delanteras y posteriores para poder acoplar al chasis.

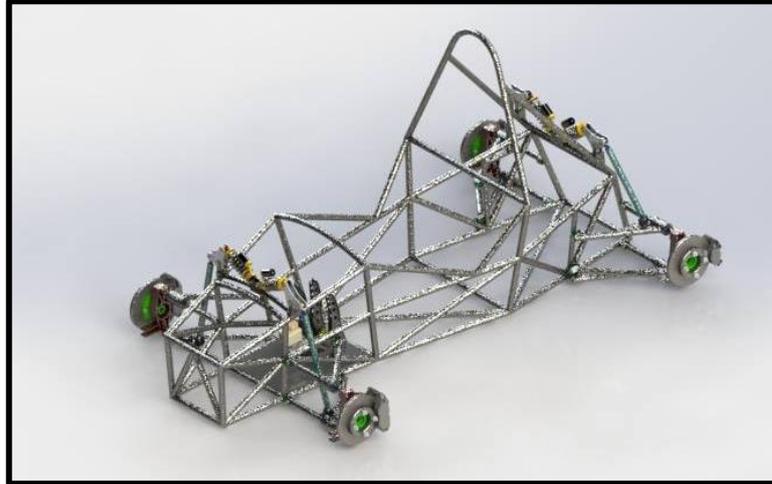
Figura 30. Ensamble del conjunto mordaza disco mangueta



Fuente. Autores

Con las primeras piezas del sistema de frenos se procede a ejecutar un ensamble para acoplar al chasis y así obtener una visualización de todo el sistema.

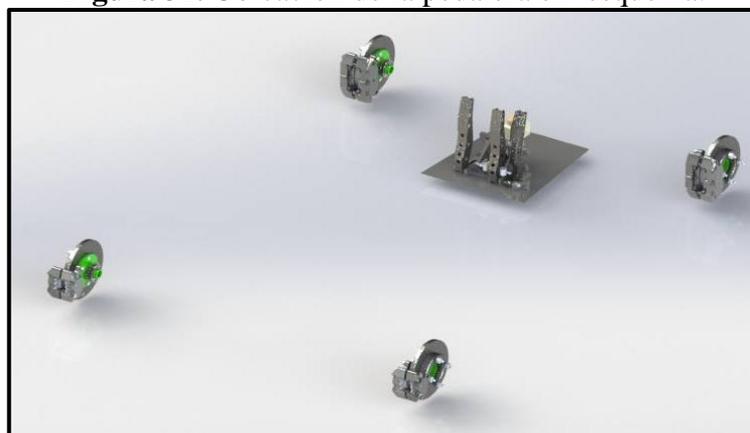
Figura 31. Acoplamiento del conjunto disco pastilla del monoplaza al chasis



Fuente. Autores

Una vez realizadas las modificaciones necesarias en el diseño del chasis en cuanto a dirección y suspensión, para culminar el modelado se ejecuta el comando para convertir las superficies en cuerpos sólidos permitiendo que el software de elementos finitos pueda determinar el volumen del prototipo quedando listo para pasar a la siguiente etapa que es la realización de un análisis térmico y estático de las distintas fuerzas y presiones que actúan sobre las diferentes piezas del sistema. Una visualización más cercana a la realidad se realiza un renderizado final pudiendo apreciar los distintos cortes y redondeos del sistema con mayor facilidad además de su correcto ensamblaje con el chasis.

Figura 32. Ubicación de la pedalera en esquema.

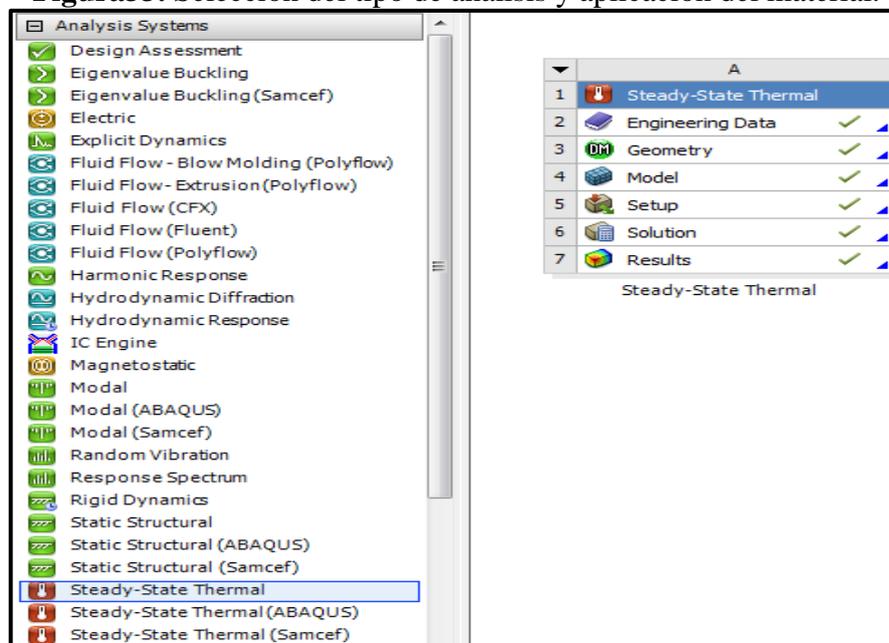


Fuente. Autores

3.9.6 Descripción del método de elementos finitos MEF. ANSYS es un ecosistema de programas CAE para diseño, análisis y simulación de partes por elementos finitos (FEA), incluye las fases de preparación de meshing o mallado, ejecución y post proceso, el programa ejecuta análisis de piezas sometidas a fenómenos físicos usadas en ingeniería y diseño mecánico, puede resolver problemas físicos sometidos a esfuerzos térmicos, fluidos, vibración y aplicaciones específicas.

Una vez que se ha culminado la modelación del prototipo Fórmula SAE se procede a la utilización de una de las herramientas que propone ANSYS con el propósito de realizar modificaciones y validar el diseño del monoplaza.

Figura33. Selección del tipo de análisis y aplicación del material.

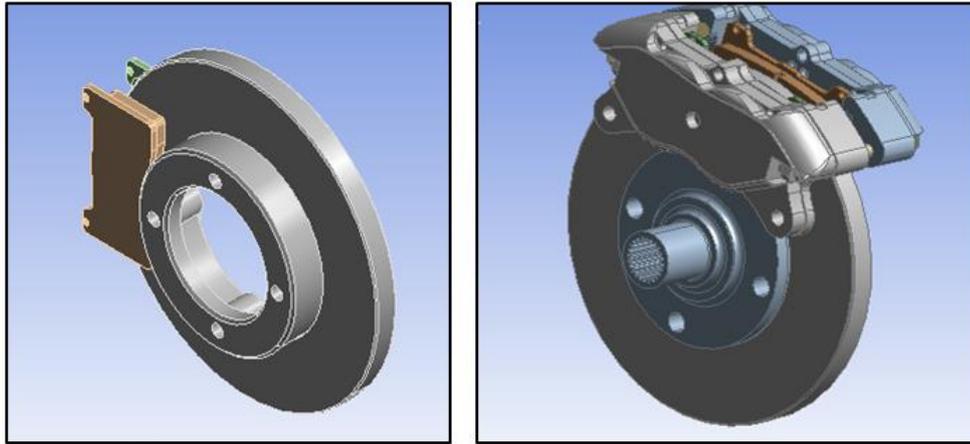


Fuente. Autores

3.9.7 Análisis estructural estático y térmico del sistema de frenos. Dentro del análisis estructural es importante modelar el comportamiento del sistema de frenos de disco de las partículas sin movimiento a partir de los esfuerzos se pueden calcular directamente los desplazamientos y las tensiones, en la cual permite obtener las condiciones de deformaciones, esfuerzos, el factor de seguridad y temperatura a la que están sometidos.

La geometría y planos del sistema de frenos se modelan en el software Solidworks 2016 con los parámetros acordes a los del prototipo de la FSAE y luego se transporta al software de elementos finitos para realizar el respectivo procedimiento y análisis.

Figura34. Geometría del disco y pastilla de freno.

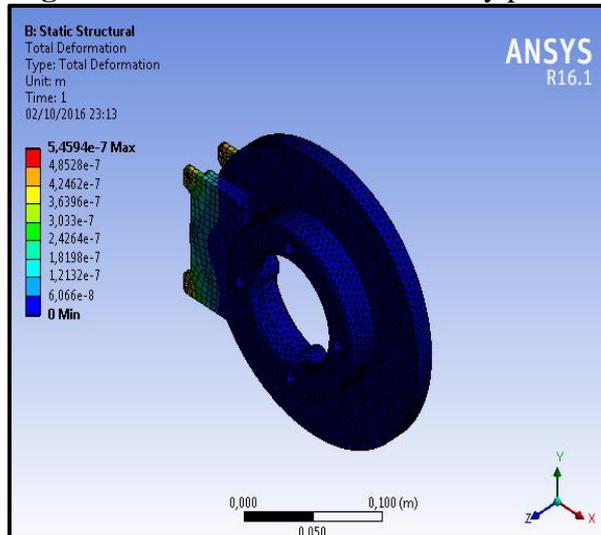


Fuente. Autores

Mediante este análisis estático estructural que se realiza en el disco y pastilla se puede observar el comportamiento más amplio en la distribución de toda su geometría con sus valores máximos y mínimos, tanto de deformación, esfuerzos y factores de seguridad.

A continuación en la figura 34 se puede observar la simulación y su deformación más grande que se presenta en los extremos esto es a causa del desgaste generado por el área de contacto de la mordaza, su deformación total máxima es de **5,4594e-007 m**.

Figura 35 Deformación Total disco y pastilla.

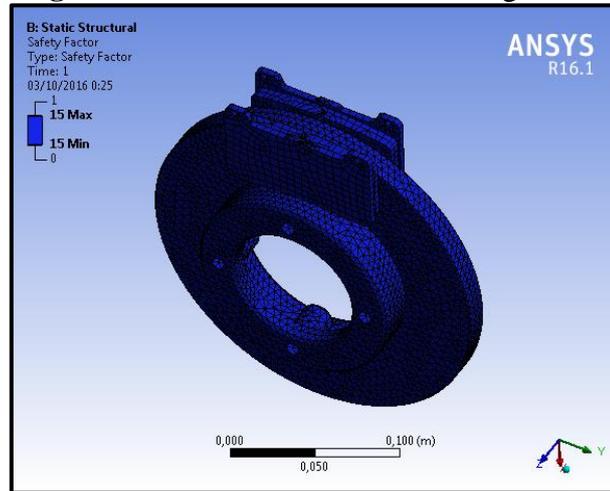


Fuente. Autores

El esfuerzo máximo obtenido en el disco de freno y pastilla es de este valor se encuentra en el rango del límite de fluencia que ofrece el material empleado en la construcción del prototipo en este caso el sistema de frenos. El factor de seguridad que

ofrece el sistema de frenos en el análisis es de **15**, este es el apropiado y garantiza la seguridad del piloto en el monoplaza.

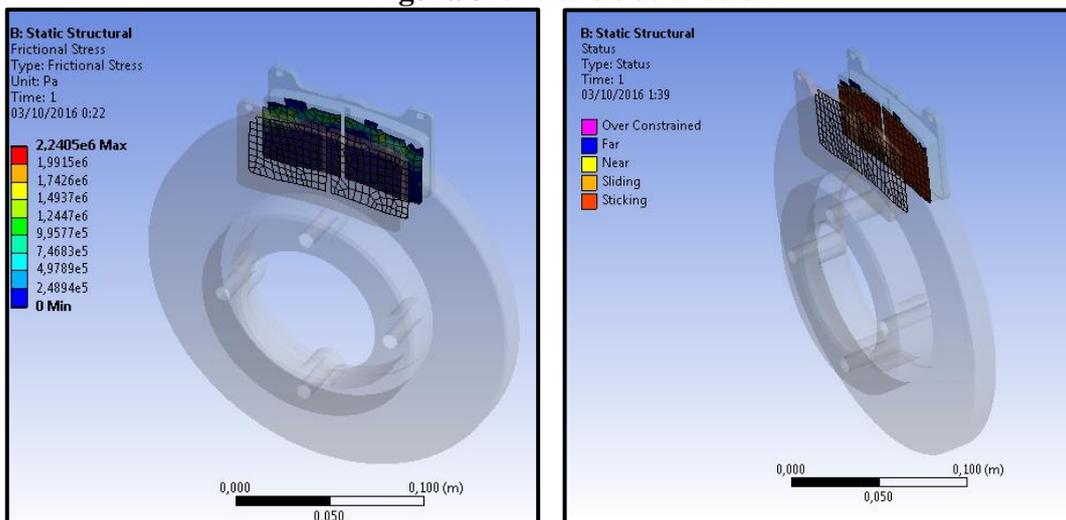
Figura 36. Resultado del factor de seguridad.



Fuente. Autores

A continuación se puede observar la simulación de la pastilla que está en contacto con el disco de freno con una fricción estática de **2,2405e6 Pa** la cual permitirá visualizar el área total de contacto de ambas superficies y cuáles van a ser sus posibles valores críticos.

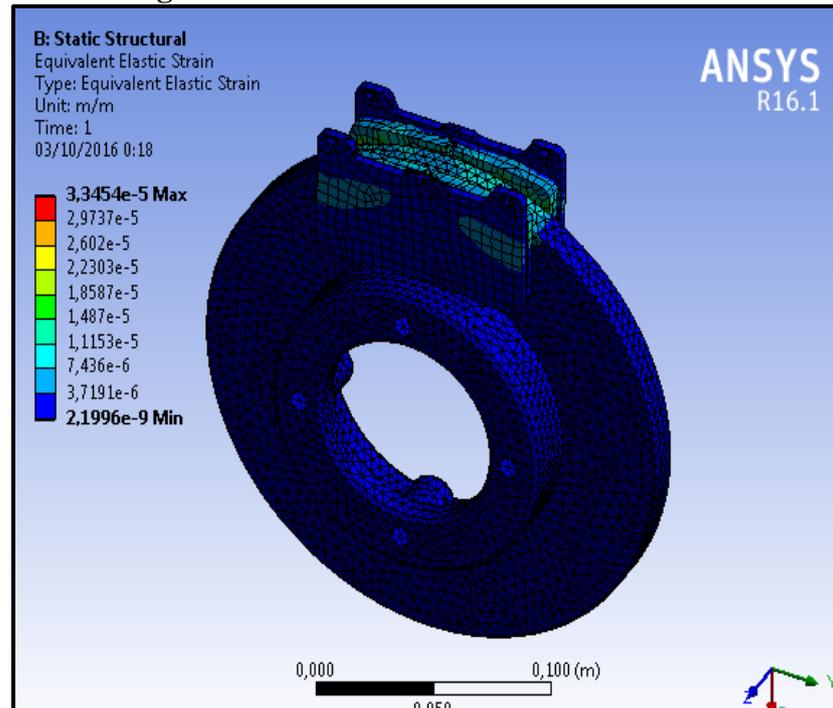
Figura 37. Análisis de fricción.



Fuente. Autores

Luego se observa el estrés elástico con un valor máximo de **5,8847e+006 Pa** en la parte central del disco de freno y un mínimo de **287,47 Pa** sobre el área de contacto de las pastillas del sistema de frenado.

Figura38. Deformación elástica del disco



Fuente. Autores

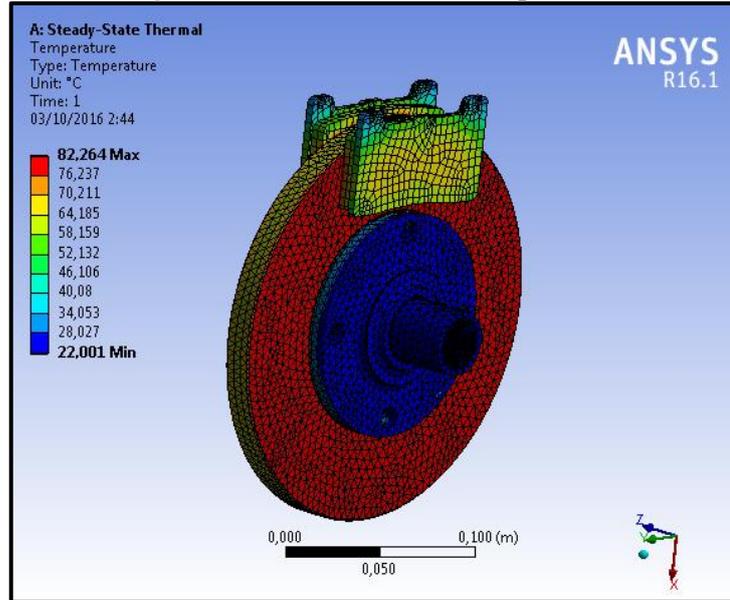
El análisis térmico del sistema de frenos la temperatura y la transferencia de calor del interior de los componentes y su alrededor. Se trata de un factor importante a tener en cuenta en el diseño y materiales tienen propiedades que dependen de la temperatura.

La seguridad del en el sistema también es un factor a tener en cuenta, para obtener el análisis térmico del disco de freno se realiza su respectiva importación al software de elementos finitos en donde se obtiene como resultado la distribución de temperatura de las pastillas y discos de freno, esto se realiza tomando en cuenta las condiciones de funcionamiento del prototipo.

La deformación elástica del disco tiene una deformación máxima de 33,45µm valor que es muy eficiente ya que se encuentra en la zona elástica del material.

Este análisis es muy importante porque se simula la temperatura total del sistema la cual permitirá evitar las consecuencias de recalentamiento de cada componente como se puede observar en la figura 38 alcanza un valor de **82,264 °C** en este caso la distribución de temperatura se hace máxima en el área de contacto con las pastillas y el disco de freno.

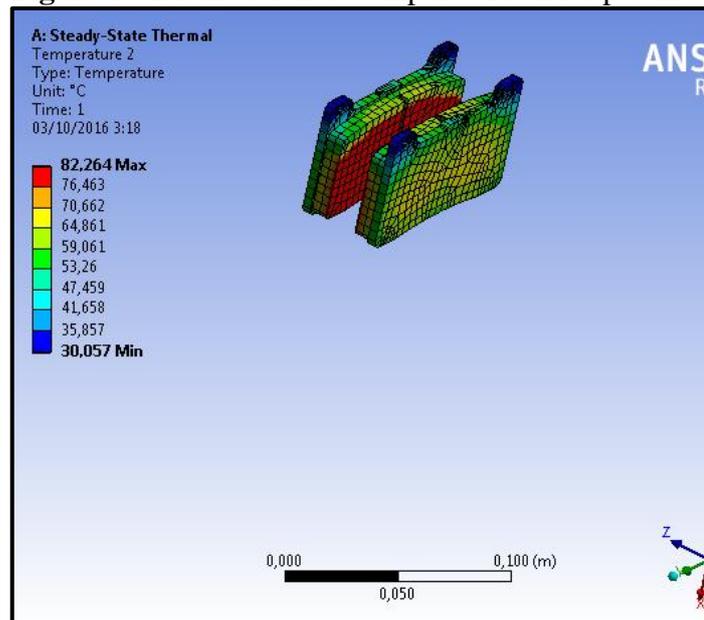
Figura39. Distribución de temperatura.



Fuente. Autores

El disco tiene dos áreas de contacto donde actúan las pastillas para frenar el prototipo en este caso la temperatura en las dos caras de contacto de la pastilla alcanza un valor de **82,264 °C** , el detalle es el calentamiento excesivo de los frenos, disminuye la adherencia del material empleado en los forros de las zapatas y eso incurra en la competencia al momento de realizar una maniobra y al mismo tiempo la seguridad del piloto en el monoplaza.

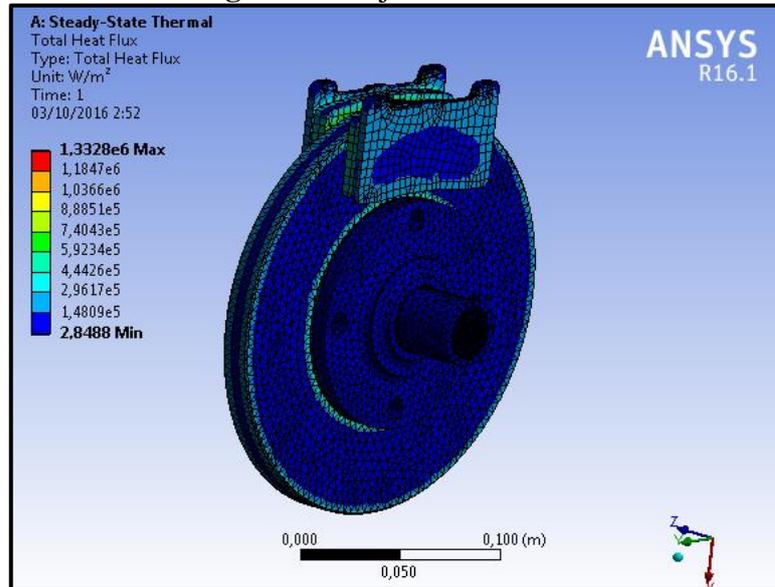
Figura40. Distribucion de temperatura en las pastillas.



Fuente. Autores

Simultáneamente la dirección del flujo de calor se genera en dirección axial en la misma sección al igual que el flujo de calor total como se observa en la figura en donde se evacua la cantidad de calor generado por la fricción. La energía que atraviesa en el sistema de frenos por unidad de tiempo alcanza un valor máximo de **1,3328e6 W/m²**.

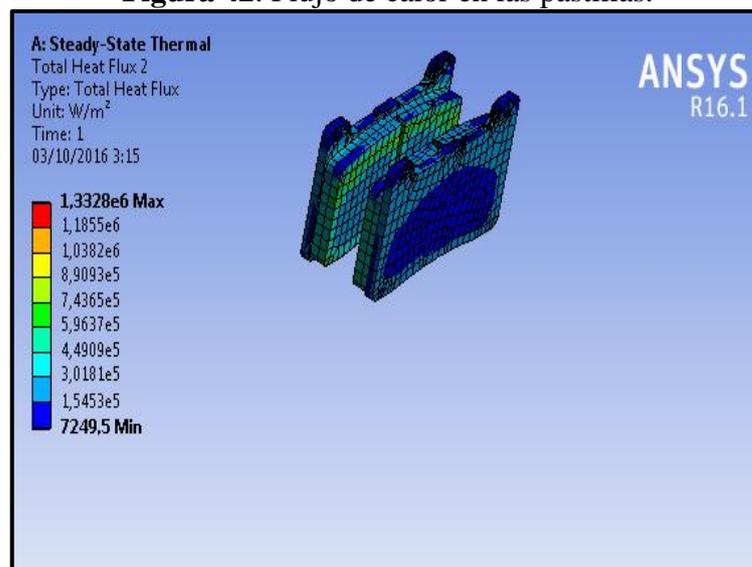
Figura41. Flujo de calor Total.



Fuente. Autores

Acorde a los resultados obtenidos en cuanto al flujo de calor se hace total en la sección como se observa en la figura con un valor de **1,3328e6 W/m²**.

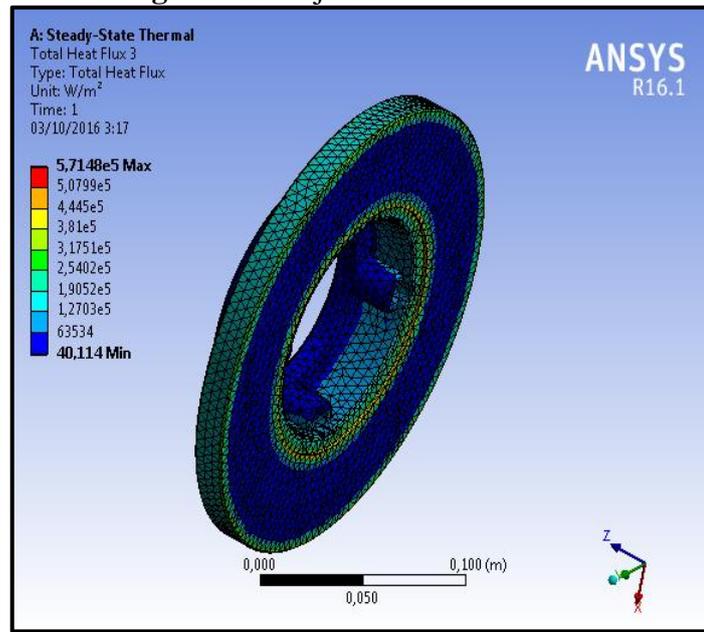
Figura 42. Flujo de calor en las pastillas.



Fuente. Autores

Este análisis nos permite conocer que si los elementos de frenado no aportan una adecuada disipación del calor puede suceder que en una frenada sucesiva la temperatura se incremente progresivamente con el riesgo de cristalizar los forros y disminuir su capacidad de frenado ,en este caso nos da un valor de **5,7148e5 W/m²**.

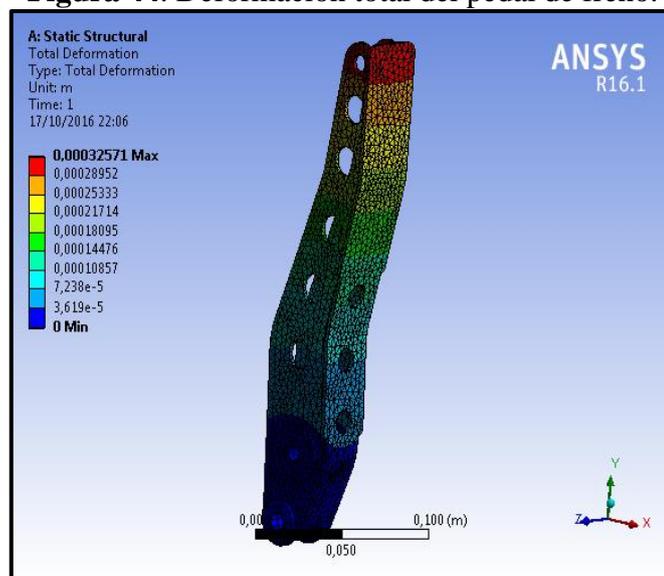
Figura 43. Flujo de calor en el disco.



Fuente. Autores

Utilizando las simulaciones análisis de elementos finitos en Ansys, aplicando una fuerza de reacción variada nos da una deformación total con un valor mínimo de **3,619 e-5 m**.

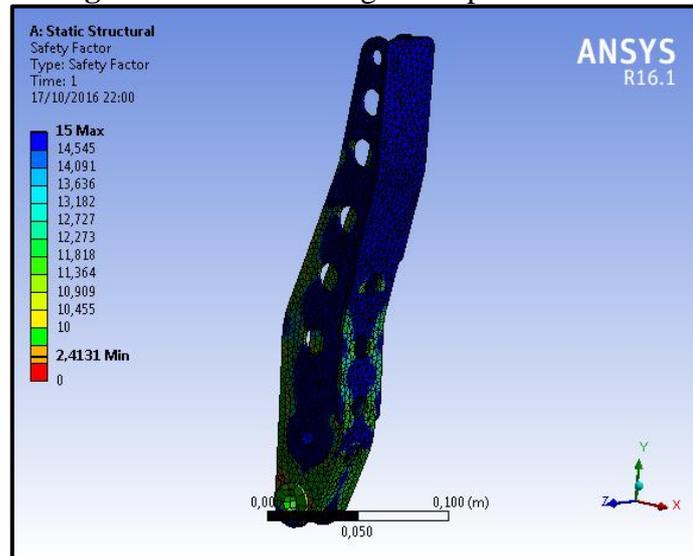
Figura 44. Deformación total del pedal de freno.



Fuente. Autores

El pedal de freno se sometió a una fuerza específica de **42 kgf** y lo que se obtuvo un factor de seguridad mínimo de **2,413** y máximo de **15** se utilizó como un criterio de diseño.

Figura 45. Factor de seguridad pedal de freno.

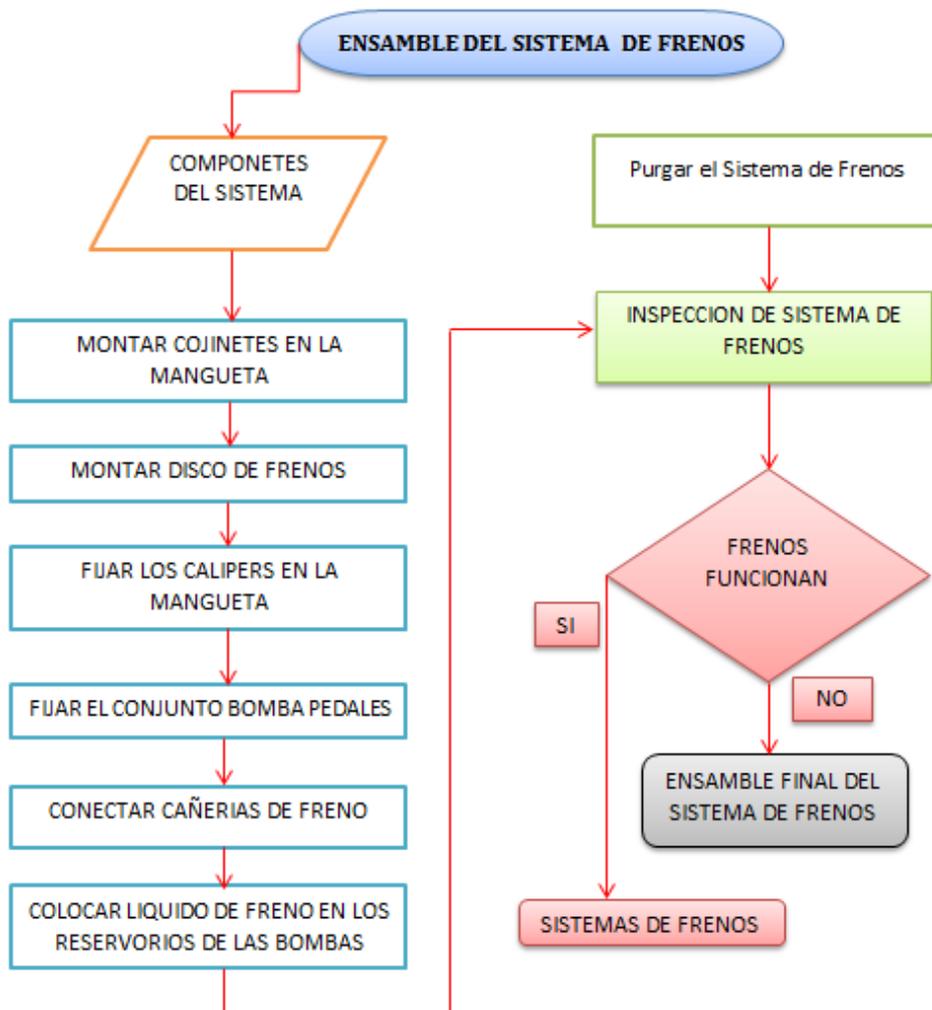


Fuente. Autores

CAPITULO IV

4. CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE DISCO FÓRMULA (SAE).

Concluido el análisis numérico y método de elemento finito, se procede a realizar la construcción e implementación de los elementos para el funcionamiento del sistema de frenos de disco con mando hidráulico, independiente para el prototipo fórmula (SAE). Para ello se usa ropa adecuada de trabajo debido a que se trabaja con elementos nocivos como el líquido de frenos, de materiales para la construcción; siendo el uso de overol, guantes y gafas indispensable, para trabajar con seguridad en el proceso de construcción.



4.1 Selección de materiales, herramientas y elementos a utilizar

Para realizar esta selección se tomará en cuenta las medidas de seguridad de cada una de las herramientas y elementos, evitando el contacto con elementos nocivos para la salud o desprendimiento de partes de material al momento de trabajar.

Selección de herramientas:

- Flexómetro
- Pulidora
- Martillo
- Llaves de cañería
- Taladro de mano
- Brocas
- Juego de llaves
- Suelda eléctrica
- Electroodos
- Taladro de mano
- Prensa hidráulica
- Amoladora
- Lija
- Destornilladores
- Alicata

4.2 Selección de accesorios

4.2.1 Distribuidor de fluido en T. Para el sistema se necesita dos (T) de distribución, debido a que son dos circuitos independientes delantero y posterior, este elemento tiene un diámetro interior de 1/8 de pulgada al igual que las cañerías.

Figura 46. T de distribución de fluido hidráulico.



Fuente. Autores

4.2.2 Acople hidráulico. Son elementos indispensables para unir todos los accesorios empleados en el circuito hidráulico, son acoples de bronce con rosca NTP, tiene la

misma rosca de los demás elementos como el pistón, la mordaza y la (T) de distribución.

Figura 47. Acople hidráulico.



Fuente. Autores

4.2.3 Cañerías. Soportar presiones a lo largo del recorrido con valores muy elevados por lo que es conveniente realizar una selección a base de cañerías de vehículos en circulación, por cuanto se toman en cuenta dos tipos de cañería.

Cañería rígida. Son cañerías de acero inoxidable flexible de alta calidad usadas en las partes rígidas del prototipo están cubiertas de cobreado galvánico para evitar que se oxiden o que al recibir cualquier tipo de golpe no se deformen.

Cañerías Flexibles. Compuesta por una goma plástico flexible compatible con el líquido de freno con un recubrimiento de alambre tejido en toda la superficie externa.

Figura 48. Cañerías a utilizarse en el sistema.



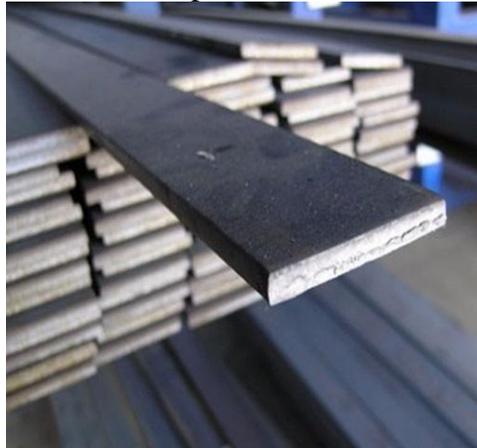
Fuente. Autores

Para su diseño construcción se consideró las medida y forma del prototipo.

4.3 Selección del material para la construcción de las bases de las mordazas.

El material es un perfil estructural de acero A36 adecuado para la utilización como base de la mordaza, el cual soportara una variedad de esfuerzos sometidos al momento de una frenada brusca o frenada de emergencia.

Figura 49. Material utilizado para construir las bases de la mordaza.



Fuente. Autores

4.4 Selección del material para la construcción de las bases del alojamiento del pedal del freno.

La selección del material es un perfil estructural de acero A36 el cual soportara el peso del pedal y la presión ejercida por el conductor.

Figura 50. Base de alojamiento del pedal.



Fuente. Autores

4.5 Selección del disco de freno posterior y delantero.

Existen una serie de parámetros a la que se rige la competencia, el disco de freno seleccionado es de un vehículo Forsa estos discos cumplen con los características y condiciones de uso.

Figura 51. Disco seleccionado para construcción.



Fuente. Autores

4.6 Selección de la manzana posterior y delantero.

Coincidiendo con las dimensiones del disco freno, las dimensiones y características de la mangueta diseñada para el prototipo se optó de la marca Chevrolet AVEO esta manzana debe ser de material ligero como también resistente ya que va a hacer el soporte del disco y la rueda.

Figura 52. Manzana de alojamiento del disco.



Fuente. Autores

4.7 Construcción y adaptación de elementos mecánicos.

4.7.1 Construcción de la base del pedal de freno. Una vez diseñado en CAD y analizado en el software. MEF se construye la base de sujeción del pedal de freno de acuerdo a las medidas del chasis del prototipo para ello se usa una placa de acero A36 de 10x26 y de espesores de 6mm, para dar forma se usó una herramienta de corte (amoladora) un taladro de perforación para los orificios de sujeción del pedal de freno, luego fijar la placa con suelda SMAW.

Figura 53. Construcción de la base de fijación del pedal.



Fuente. Autores

4.7.2 Anclaje de la pedalera. Una vez construida la base se ubicó la pedalera teniendo en cuenta la posición para no tener inconveniente en el momento de la manipulación de los mismos por el reducido espacio que tenemos por la cremallera, sujetamos con pernos de alta resistencia quedando de la siguiente manera.

Figura 54. Fijación del pedal de freno a la base.



Fuente. Autores

4.7.3 Anclaje de las bombas y depósitos del sistema. Los pistones son ubicados en la base de la pedalera para ser accionados con el pedal por medio del repartidor de frenada, los depósitos están ubicados en la parte alta para evitar contacto al accionar los pedales y un correcto abastecimiento de líquido a cada una de las bombas de manera independiente.

Figura55. Ubicación de los reservorios hidráulicos.



Fuente. Autores

4.7.4 Ensamblaje de la manzana con el rodamiento y la mangueta. Para esto usamos una manzana de vehículo comercial de marca Chevrolet AVEO con el rodamiento de la misma marca y la mangueta construida en base a las medidas exactas del rodamiento para un perfecto anclaje, se usa una prensa hidráulica para acoplar primero el rodamiento en la mangueta luego la manzana.

Figura56. Ensamble de la manzana con la mangueta.



Fuente. Autores

4.7.5 Preparación de los discos para la adaptación en la manzana y calipers. Para una adaptación eficiente se optó por un disco de freno de un vehículo comercial de marza Suzuki con un diámetro del disco de 215mm con espesor del 10mm, se realizó un devanado en el diámetro interno del disco tomando en cuenta el diámetro exterior de la manzana, usando un torno convencional.

Figura 57. Torneado del disco para acoplar a la manzana.



Fuente. Autores

Ampliación los orificios del disco para acoplar con los pernos de la manzana, esto se realiza porque los elementos a acoplarse no son del mismo diámetro para alojamiento del perno .

Figura 58. Ampliación de los orificios para acoplar los pernos.



Fuente. Autores

Se verifica que tenga el mismo diámetro en todos los orificios para no tener inconveniente en el momento de pasar los espárragos que son los encargados de fijar el disco y aro de llanta a la manzana.

Luego se ancla el disco a la manzana para comprobar que quede bien centrado el disco respecto de la manzana y la mangueta para proceder a poner las bases para los calipers en la mangueta.

Figura 59. Anclaje y centrado del disco.



Fuente. Autores

4.7.6 Construcción de la base de sujeción de los caliper. Esta base se construye en base a la medida de la mangueta y los orificios de sujeción de los calipers, las bases son construidas de plancha de acero A36 adaptando una forma eficiente para soportar los esfuerzos sometidos por la mordaza en el momento de una frenada.

Figura 60. Construcción y prueba de las bases de los calipers.



Fuente. Autores

Construidas las bases para sujeción de los calipers procedemos a ubicar asegurándonos que este bien centrado con respecto al disco para no tener roce en las pastillas en el momento que el disco gire, se suelda las bases con la mordaza anclada para que no se desaliñe en el momento de soldar perdiendo la precisión debida, posterior a eso se desacopla la mordaza y el disco para retirar la escoria resultante de la soldadura.

Figura 61. Centrado y soldado de las bases de los calipers.



Fuente. Autores

El mismo procedimiento se realiza para las bases de los calipers posteriores, pero con diferente base porque son diferentes calipers.

Para un perfecto acabado y adherencia a la pintura se pasa una fina capa de masilla para corregir fallas en los vehículos, se cubre el rodamiento y la manzana con papel para que no entre impurezas en el momento de pasar lija hasta que quede uniforme la superficie puesta masilla.

Figura 62. Pulido de las superficies de soldadura.



Fuente. Autores

Una vez pulido las superficies se pinta la mangueta para aislar el material de la base de las mordazas de presencia de oxígeno para evitar que se corroan, asegurando de esta manera el perfecto funcionamiento en las bases de cada una de las bases tanto delanteras como posteriores. La pintura utilizada es acrílica utilizada comúnmente para pintar objetos metálicos, por lo que no se desprenderá dejando expuesto el material base a la presencia de oxígeno, de esta manera se prolonga la vida de la mangueta y sus bases.

Figura63. Pintado de las manguetas.



Fuente. Autores

4.7.7 Anclaje y control del conjunto mordaza disco. Estos elementos deben ser anclados y controlados, para no tener inconvenientes, como roce y desgaste inadecuado en los elementos en el momento de entrar en funcionamiento, por lo que antes de fijar las bases de la mordaza, se ubica la mordaza en el disco dejando bien centrado y se fija la base del disco, se verifica que este elemento no se haya descentrado, debido a la presencia de temperatura en el momento de soldar.

Figura 64 Anclaje de todo el conjunto.



Fuente. Autores

4.7.8 Construcción de cañerías. Para esto se considera las distancias que tiene entre el pedal y la salida hacia las mordazas tanto para las cañerías rígidas, como para las cañerías flexibles llevando un recorrido por la carrocería de manera que no interfiera en los demás elementos que conforma el vehículo .

Figura65. Medición y construcción de cañerías.



Fuente: Autores

Posterior a eso se instala cada uno de los circuitos de manera independiente.

4.8 Pruebas de los elementos de sistema y su funcionamiento

4.8.1 Prueba de estanqueidad del circuito de freno. Es fundamental conocer los posibles puntos de fuga en el circuito ya que al tenerlas el líquido de freno al momento de una reacción o frenada brusca, la presión dinámica en la línea puede variar y así determinar la eficacia, el comportamiento de los frenos.

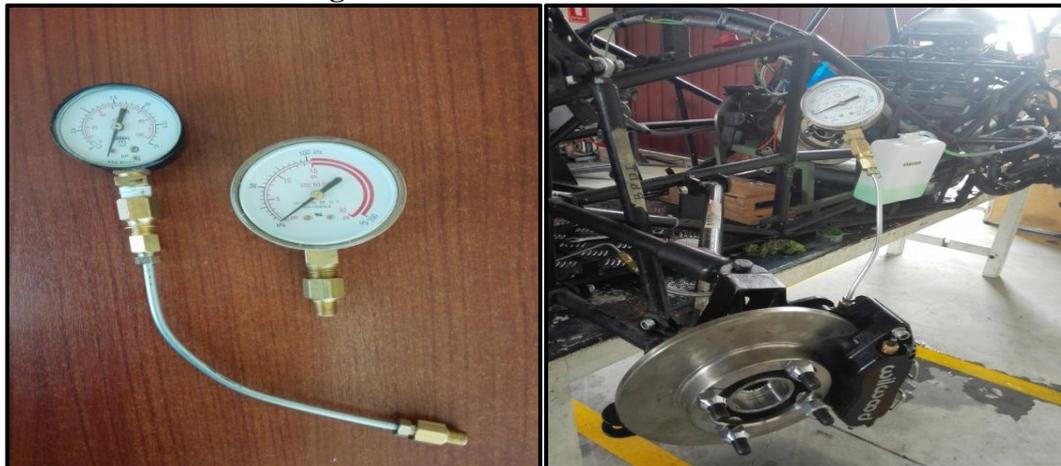
Figura 66 .Control de fugas en el circuito.



Fuente. Autores

La estanqueidad en el circuito se comprueba con la ayuda de un manómetro que se conecta en un punto en el cual se pueda verificar el valor a óptimo, en estas condiciones se acciona el pedal de freno hasta alcanzar una presión elevada en el circuito. En caso de descenso importante, es síntoma de que existe una fuga.

Figura 67 Nanómetro en el circuito.



Fuente. Autores

4.8.2 Prueba de presión frenos delanteros y posterior. Una vez colocado el nanómetro tanto a la entrada como a la salida de circuito se procede al accionamiento del pedal de freno mediante una fuerza la cual permitirá obtener el valor de la presión.

A continuación se procede a color el repartidor de frenado el cual permitirá variar la presión tanto delantera como posterior en el circuito.

Figura 68 . Repartidor de frenada en el circuito



Fuente. Autores

Figura 69. Nanómetro en las mordazas delanteras.



Fuente. Autores

Los datos obtenidos en el nanómetro en las mordazas delanteras son los siguientes **500 Psi** se determina un resultado promedio del rango mínimo que existe en el reglamento de la FSAE.

Figura 70 . Presión mordazas delanteras



Fuente. Autores

De igual manera para la comprobación de la presión en las mordazas posteriores se coloca un nanómetro la cual verificara el valor del circuito en el punto con un valor de 320 psi. Quedando de esta manera las presiones acordes con lo realizado en el análisis matemático, por lo que garantiza un correcto funcionamiento den el sistema.

Figura 71. Nanómetro mordazas Traseras



Fuente. Autores

Los datos obtenidos en el nanómetro en las mordazas delanteras son los siguientes **320 Psi.**

Figura 72. Presión mordazas Traseras



Fuente. Autores

4.8.3 Prueba separación de frenos disco pastilla. La importancia de separación de las pastillas de freno una separación adecuada nos facilitara una frenada limpia sin ningún roce ni ruido sino que también facilitara enormemente el ajuste inicial del freno.

Mediante unas galgas de espesor, introduciéndolas entre la pastilla y el disco nos permitirá la verificación del valor correcto de separación.

Las galgas son de espesor milimétrico utilizado para medir holguras entre elementos que se encuentran con una fina separación para realizar su trabajo, como es la separación disco pastilla.

Figura 73. Galgas de espesor



Fuente. Autores

Se realizara una prueba de separación entre el disco mordazas delanteras obteniendo un valor de 017 mm, valor muy óptimo para que estos puedan realizar su trabajo sin sufrir ningún fenómeno como puede ser desgaste o recalentamiento, los cuales hagan perder la seguridad del sistema.

Figura 74. Galgas de espesor en las mordazas delanteras



Fuente. Autores

De igual manera para la comprobación de la separación del disco mordaza posteriores, el valor es de **015 mm**.

Figura 75. Galgas de espesor en las mordazas posteriores



Fuente. Autores

Con esta prueba se evidencio la separación de las pastillas y discos son las adecuadas la cual permitirá eficacia y eficiencia en el frenado. Puesto que son los elementos más importantes en el sistema, son los encargados de detener al vehículo en el momento que se acciona el pedal de freno, sin importar las velocidades que se encuentre.

Pruebas de distancia y tiempo de frenado: (método matemático)

Velocidad (Km/h)	Tiempo de Frenado (S)	Distancia de Frenado (m)
100	2,64	12,32
120	3,53	17,35
140	3,89	24,06
160	4,25	31,35

DISTANCIA Y TIEMPO DE FRENADO: (METODO EXPERIMENTAL)

No se puede realizar las pruebas de distancia de frenado debido a que el monoplaza no se puede movilizar por sus propios medios porque se encuentra en la fase de construcción.

CAPITULO V

5. COSTOS DE CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN

5.1 Costos

Para la realización del diseño y construcción del sistema de frenos de un vehículo de competencia Fórmula SAE, la fase de construcción se consideró elemental para el análisis de costos debido a los elementos y materiales utilizados en la ejecución de cada proceso.

5.2 Costos directos

Los costos directos se asocian con los gastos del proyecto derivados de la adquisición de la materia prima, equipo y mano de obra.

En la tabla se detallan los costos para el proceso de construcción y los costos de cada elemento del sistema así como los costos por alquiler de equipo se presentan en la tabla.

Tabla 6. Lista de elementos y costos

Descripción	Cantidad	Costos [USD]
Mordazas delanteras y pastillas de freno	2	370
Mordazas traseras y pastillas de freno	2	300
Disco de freno sólido	4	150
Cañerías rígidas	1	25
Cañerías flexibles 600 series	4	60
Bomba de freno y reservorios	2	160
Cable de repartidor de frenado	1	60
Pedalera	1	300
T de distribución	2	8
Acoples	4	30
Platinas	2	11
Lijas	7	9
Rodamientos	4	48
Manzana	4	115
Total		\$ 1.646

Fuente. Autores

Los costos de mano de obra se dan por el proceso de construcción del sistema de freno.

Tabla 7 .Mano de obra y equipos

Descripción	Costos [USD]
Equipos necesarios	100
Mano de obra	150
TOTAL	\$ 250

Fuente. Autores

5.3 Costos indirectos

Los costos indirectos no actúan directamente en la fabricación del sistema pero hay que tenerlos en cuenta en el desarrollo del mismo.

Tabla 8.Costos Indirectos

Descripción	Costo[USD]
Asesoría Externa	200
Imprevistos	50
Movilización y Estadía	100
Reproducción del Proyecto de titulación	100
Encuadernación	130
Impresiones y Copias	100
Documentación	150
TOTAL	\$ 830

Fuente. Autores

5.4 Costos totales

Tabla 9. Costos Totales

Descripción	Costo [USD]
Costos Directos	1896
Costos Indirectos	830
Costo Total	\$ 2726

Fuente. Autores

CAPITULO VI

6. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

6.1 Conclusiones

Se recopiló información basada en temas relacionados con el sistema de frenos de competición, se consideró también la normativa Fórmula SAE 2015 para conseguir un diseño óptimo que satisfaga las exigencias expuestas en el reglamento.

Mediante la utilización de los software (Solidworks, Ansys) tanto para el diseño como el análisis, se comprobó la deformación máxima de **54 μm** de los discos de freno cuando las pastillas de freno actúan sobre el disco y así como también el factor de seguridad **15** del sistema los resultados obtenidos permiten validar un correcto desempeño del sistema y al mismo tiempo asegura la protección del piloto.

Se implementó todos los elementos que integran el sistema de freno, se comprobó que el sistema se mantiene a una presión en el circuito adecuada en rangos ideales de funcionamiento logrando como resultado un sistema eficaz y capaz de controlar velocidades necesarias para el correcto funcionamiento del sistema de freno dentro de la competición de a Fórmula SAE.

Se realizaron pruebas de presión delanteras con valor de **500 Psi** y en los posteriores con valor de **320 Psi** los resultados obtenidos en el sistema demuestran que son eficientes y respetando la normativa de la Fórmula SAE, así como también se realizó medición de holgura entre el disco pastilla obteniendo un valor de **0017mm** en la parte delantera y **0015mm** en la parte posterior.

Las pruebas de distancia y tiempo de frenado se determinó por el método analítico, debido a que el monoplaza no se puede movilizar por sus propios medios porque se encuentra en la fase de construcción.

6.2 Recomendaciones

Antes de elaborar el proyecto es esencial analizar detenidamente la normativa de la Fórmula SAE se debe tomar en cuenta aspectos de mucha importancia como son mecánicos, eficiencia y costos, para que el prototipo cumpla con todos los requerimientos impuestos en la norma de competición.

Para un correcto funcionamiento del sistema o una correcta adaptación al prototipo deben utilizarse las herramientas adecuadas y tener conocimiento del funcionamiento de cada uno de los elementos.

Asegurarse antes de realizar una prueba estanqueidad y presión de circuito de freno no posea ningún tipo de fugas ya que al poseerlas no se podrían obtener los valores adecuados y considerables daños al sistema.

BIBLIOGRAFÍA

ÁGUEDA CASADO Eduardo; et al. *Sistema de transmisión de fuerzas y trenes de rodaje.* 2ª ed Madrid - España. Paraninfo, 2012, pp. 446 – 466.

D.MARTINEZ ERMOGENES. Gil. *Manual práctico del automóvil reparación y mantenimiento Electricidad, accesorios, transmisión y confort, suspensión, dirección, frenos, neumáticos y airbag.* 7ª ed. Madrid - España. Cultural. S. A, 2000, pp. 971 – 980.

LUQUE Pablo; et al. *Ingeniería del automóvil, sistemas y comportamiento dinámico.* Madrid- España ITES-Paraninfo, 2012, pp.400 – 428.

GRUPO EDITORIAL. SEAC. *Manual SEAC del automóvil.* Barcelona-España. HERMOGENES Gil, 2004, pp. 737 – 763.

J.P HOLMAN. *Transferencia de calor.* 10ª ed México Continental. S. A, 1999, pp. 87

RICHARD G. et al. *Diseño en ingeniería mecánica de shigley.* 10ª ed Monterrey- México, 2004, pp. 814-844

SAE INTERNATIONAL. *Formula SAE Rules [en línea]. Revisión. 2015. North América.* [Consulta: 10 de septiembre de 2015]. Disponible en: https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjuu4ap_LzQAhVEKyYKHQPpBZMQFggZMAA&url=http%3A%2F%2Fwww.sae.org%2Fimages%2Fcds%2Fselfservice%2F4109868552015-16%2520FAE%2520Rules%2520revision%252091714%2520kz.pdf&usg=AFQjCNF5g2CVIQAwKFdfCx07jjDnUpGVZA

CRIADO OCAÑA Elena. *Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo formula student [En línea]. (Proyecto). (Pregrado) Universidad Carlos III de Madrid, Leganés.* 2012. pp. 20-36. [Consulta: 2015-12-09]. Disponible en: <https://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwjize2xhL3QAhVC6yYKHe1KADkQFgggMAE&url=http>

https://docs.google.com/viewer/f?url=dearchivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/14460/FPFC_Elena_Criado_Ocana.pdf?sequence=3D1%26embedded%3Dtrue&usg=AFQjCNEMJeiHS7lsJmyuVdZO_UcsNF2bLO&bvm=bv.139250283,d.eWE

RODRÍGUEZ ORTEGA Jesús. Diseño cálculo y construcción/adaptación del sistema de frenado para un prototipo de Fórmula SAE [En línea] (Proyecto) (Pregrado). Universidad Pontificia de Comillas, Madrid. 2006. pp. 20-45 [Consulta: 2016-01-06]. Disponible en: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiJkuiL3QAhVKMSYKHbJ6CQwQFggiMAE&url=https%3A%2F%2Fwww.iit.comillas.edu%2Fpfc%2Fresumenes%2F44a036b139730.pdf&usg=AFQjCNF1xrgFZSHGu45Od_8U15YtWf84jQ

Manual Técnico de las pastillas de freno. [En línea]. Europa 2001: [Consulta: 20 de Enero del 2016]. Disponible en:<http://www.museoseat.com/biblioteca/manuals%20varis/Manual%20tecnico%20pastillas%20freno.pdf>

LILLO HARÚN Sebastián Patricio. Comportamiento termo mecánico en un disco de freno macizo y uno auto ventilado” [En línea] (Proyecto). (Grado). Universidad austral de Chile, Valdivia – Chile. 2006. pp. 55. [Consulta: 2015-12-09]. Disponible en:http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfci1729_c/doc./bmfci1729c.pdf

PÉREZ RAMOS Luís. Diseño del sistema de frenado para un prototipo Fórmula Student. [En línea] (Proyecto). (Pregrado). Universidad de Sevilla, 2013. pp. 17-70. [Consulta: 2015-11-09]. Disponible en: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/90045/fichero/MEMORIA+7.0.pdf>

HERRERA A, Jaime A., & León I, Oswaldo J., Optimización del sistema de frenos de un vehículo tipo formula SAE [En línea] (proyecto). (Grado) Universidad Central de Venezuela, Caracas, 2007. pp. 31-33. [Consulta: 2016-01-06]. Disponible en: <http://docplayer.es/8681290-Trabajo-especial-de-grado-optimizacion-del-sistema-de-frenos-de-un-vehiculo-tipo-formula-sae.html>

VENEGAS TORO William Ricardo., Análisis por el método de los elementos finitos de un disco de freno con sistema de mordaza [En línea] (Tesis). (Maestría)Escuela Politécnica Nacional Quito, 2012. pp. 30-41. [Consulta: 2016-01-07]. Disponible en: <https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=2&cad=rja&uact=8&ved=0ahUKEwiplPnSk73QAhXKwiYKHWUfDq4QFggjMAE&url=http%3A%2F%2Fbibdigital.epn.edu.ec%2Fbitstream%2F15000%2F7799%2F1%2FCD4135.pdf&usq=AFQjCNHuV9a6Cc1tIQdEJj-7X1I6BOvB0Q>