



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

FACULTAD DE INGENIERÍA EN CIENCIAS APLICADAS

CARRERA DE INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ

**TRABAJO DE GRADO PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE
INGENIERO EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: “DISEÑO E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE
FRENOS PARA UN VEHÍCULO TIPO FORMULA STUDENT”**

AUTORE: AYALA YANDÚN DIEGO FERNANDO

DIRECTOR: ING. JORGE LUIS MELO

IBARRA – ECUADOR

2018



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

BIBLIOTECA UNIVERSITARIA

AUTORIZACIÓN DE USO Y PUBLICACIÓN

A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

1. IDENTIFICACIÓN DE LA OBRA

La Universidad Técnica del Norte dentro del proyecto Repositorio Digital Institucional, determinó la necesidad de disponer de texto completos en forma digital con la finalidad de apoyar los procesos de investigación, docencia y extensión de la Universidad.

Por medio del presente documento dejo sentada mi voluntad de participar en este proyecto, para lo cual pongo a disposición la siguiente información.

DATOS DE CONTACTO	
CEDULA DE IDENTIDAD:	0401247416
APELLIDOS Y NOMBRES:	Ayala Yandún Diego Fernando
DIRECCIÓN:	Av. 17 de Julio y General José María Córdoba
EMAIL:	dfayalay@utn.edu.ec
TELEFONO FIJO:	2985422 TELEFONO MÓVIL: 0998100680
DATOS DE CONTACTO	

DATOS DE LA OBRA	
TÍTULO:	Diseño e implementación de un sistema de frenos para un vehículo tipo Formula Student
AUTORES:	Diego Fernando Ayala Yandún
FECHA:	20 de febrero 2018
SOLO PARA TRABAJOS DE GRADO	
PROGRAMA:	PREGRADO
TITULO POR EL QUE OPTA	INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ
ASESOR/DIRECTOR	Ing. Jorge Luis Melo Obando MSC.

2. AUTORIZACIÓN DE USO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD

Yo, **Diego Fernando Ayala Yandún** con cédula de identidad Nro. **0401247416**, en calidad de autor y titular de los derechos patrimoniales de la obra o trabajo de grado descrito anteriormente, hago entrega del ejemplar respectivo en formato digital y autorizo a la

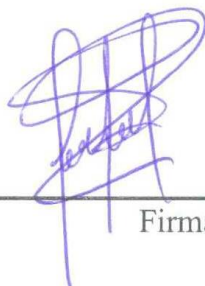
Universidad Técnica del Norte, la publicación de la obra en el Repositorio Digital Institucional y uso del archivo digital en la Biblioteca de la Universidad con fines académicos, para ampliar la disponibilidad del material y como apoyo a la educación, investigación y extensión; en concordancia con la Ley de Educación Superior Artículo 144.

3. CONSTANCIAS

Los autores manifiestan que la obra objeto de la presente autorización es original y se la desarrollo, sin violar derechos del autor de terceros, por lo tanto, la obra es original y que son los titulares de los derechos patrimoniales, por lo que asumen la responsabilidad sobre el contenido de la misma y saldrán en defensa de la Universidad en caso de reclamación por parte de terceros.

Ibarra, a los 20 días del mes de febrero del 2018

AUTOR



Firma

Diego Fernando Ayala Yandún

Nombre completo

0401247416

C.C



UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

CESIÓN DE DERECHOS DE AUTOR DEL TRABAJO DE GRADO A FAVOR DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

Yo, **Diego Fernando Ayala Yandún** con cédula de identidad Nro. **0401247416**, manifiesto mi voluntad de ceder a la Universidad Técnica del Norte los derechos patrimoniales consagrados en la Ley de Propiedad Intelectual del Ecuador artículos 4, 5 y 6, en calidad de autor de la obra o trabajo de grado denominado **Diseño e implementación de un sistema de frenos para un vehículo tipo Formula Student** que ha sido desarrollado para optar por el título de: **INGENIERÍA EN MANTENIMIENTO AUTOMOTRIZ** en la Universidad Técnica del Norte quedando la Universidad facultada para ejercer plenamente los derechos cedidos anteriormente. En mi Condición de autor me reservo los derechos morales de la obra antes citada. En concordancia suscribo este documento en el momento que hago entrega del trabajo final en formato impreso y digital a la Biblioteca de la Universidad Técnica del Norte.

Ibarra, a los 20 días del mes de febrero del 2018



Firma

Diego Fernando Ayala Yandún

Nombre completo

0401247416

C.C

ACEPTACIÓN DEL DIRECTOR

En mi calidad de director del plan de trabajo de grado, previo a la obtención del título de Ingeniería en Mantenimiento Automotriz, nombrado por el Honorable Consejo Directivo de la Facultad de Ingeniería en Ciencias Aplicadas

CERTIFICO:

Que una vez analizado el plan de grado cuyo título es “Diseño e implementación de un sistema de frenos para un vehículo tipo Formula Student” presentado por el señor: Diego Fernando Ayala Yandún con número de cédula 040124741-6, doy fe que dicho trabajo reúne los requisitos y méritos suficientes para ser sometido a presentación pública y evaluación por parte de los señores integrantes del jurado examinador que se designe.

En la ciudad de Ibarra, a los 20 días del febrero del 2018.

Atentamente



Ing. Jorge Luis Melo Obando MSC
DIRECTOR DEL TRABAJO DE GRADO

DEDICATORIA

Dedico este trabajo a mis padres quienes con su esfuerzo me han brindado la educación, a mis hermanos y sobrina que me apoyan día a día para realizar mis sueños y llegar a tener éxitos en la vida.

DIEGO FERNANDO AYALA YANDÚN

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer a Dios por brindarme la salud y poder culminar una etapa de mi vida, así mismo quiero extender una gratitud con la Universidad Técnica del Norte por acogerme y brindarme los conocimientos necesarios para surgir en la vida profesional.

Deseo agradecer de manera muy especial a mi director de trabajo de grado Ing. Jorge Luis Melo Obando MSC a quien considero un gran amigo y quien me guio con sus conocimientos para lograr este anhelado título.

También quiero agradecer a todos el personal que conforma la carrera de ingeniería en mantenimiento automotriz con quien compartí parte de mi vida para anhelar este gran sueño.

También quiero dar un gran agradecimiento a todos los ingenieros de la carrera Ingeniería Automotriz por compartir el conocimiento a los estudiantes para poder alcanzar y llegar a los que somos.

DIEGO FERNANDO AYALA YANDÚN

ÍNDICE DE CONTENIDOS

	PÁGINA
RESUMEN	XVIII
1. CAPÍTULO I	1
1.1 Problema de Investigación	1
1.2 Antecedentes	1
1.3 Planteamiento del Problema	2
1.4 Formulación del Problema	2
1.5 Delimitación	3
1.5.1 Temporal	3
1.5.2 Espacial	3
1.6 Objetivos	3
1.6.1 Objetivo General	3
1.6.2 Objetivos Específicos	3
1.7 Justificación	4
1.8 Metodología de la Investigación	4
1.8.1 Tipo de Investigación	4
1.8.1.1 Investigación Bibliográfica	4
1.8.1.2 Investigación Tecnológica	5
1.8.2 Investigación Experimental	5
1.8.3 Métodos	5
1.8.4 Técnicas e Instrumentos	5
2. CAPÍTULO II	6
2.1 Marco Teórico	6
2.2 Pruebas Formula Sae	6
2.2.1 Pruebas Estáticas	7
2.2.1.1 Verificaciones Técnicas	7
2.2.1.2 Pruebas de Diseño	7
2.2.1.3 Presentaciones de Marketing	7
2.2.1.4 Análisis de Costos	7
2.2.2 Pruebas Dinámicas	7
2.2.2.1 Aceleración	7
2.2.2.2 Skydpad	7
2.2.2.3 Autocross	8
2.2.2.4 Resistencia y Economía de Combustibles	8
2.3 Reglamento, Normativas del Sistema de Frenos Formula Sae	8
2.4 Sistema de Frenos	9
2.5 Historia de los Frenos	9
2.6 Sistema de Frenos Mecánicos	11
2.7 Sistema de Frenos Hidráulicos	12
2.7.1 Servo Freno o Servo Asistencia	12
2.7.2 Frenos Hidráulicos de Tambor	13
2.7.2.1 Tambor	13
2.7.2.2 Zapatas	14
2.7.2.3 Bombín	14
2.7.3 Sistema de Frenos Hidráulicos de Disco	15

	2.7.3.1	Disco de Freno	16
2.8		Componentes del Sistema de Frenos Hidráulicos	19
	2.8.1	Pedal de Freno	19
	2.8.2	Bomba de Freno	19
	2.8.3	Tuberías y Latiguillos	21
	2.8.4	Pinzas de Freno o Cilindros de Rueda y Pastillas de Freno	22
	2.8.5	Líquido de Freno	24
	2.8.6	Dinámica de Frenada	25
	2.8.6.1	Fuerzas y Momentos que Actúan en el Sistema de Frenado	25
	2.8.6.2	Fuerza de Frenado	26
	2.8.6.3	Resistencia a la Rodadura	26
	2.8.6.4	Resistencia Aerodinámica	26
	2.8.6.5	Resistencia del Motor y Transmisión	27
2.9		Adherencia	27
2.10		Deslizamiento	28
	2.10.1	Límite de Frenado Bloqueo de las Ruedas	28
	2.10.2	Transferencia de Peso	29
2.11		Fricción	30
2.12		Eficacia de Frenado	31
2.13		Energía	32
2.14		Distancia de Frenado o Parada	33
	2.14.1	La Distancia de Reacción del Piloto	33
	2.14.2	La Distancia de Fricción en la Frenada	33
2.15		Hipótesis de Cálculo	35
	2.15.1	Fuerzas de Frenado	36
	2.15.2	Desaceleración	36
	2.15.3	Efectos Dinámicos que Presenta el Vehículo en la Deceleración	37
	2.15.4	Transferencia de Peso	38
2.16		Balance Óptimo de Frenada	41
2.17		Dimensionamiento de los Componentes del Sistema de Frenos	42
2.18		Frenómetro	43
3.		CAPÍTULO III	45
	3.1	Desarrollo de la Propuesta	45
	3.2	Sistema de Frenos Dual	45
	3.3	Cálculo para el Diseño del Sistema de Frenos del Prototipo Formula Student	47
	3.4	Cálculo del Centro de Gravedad	48
	3.5	Cálculo de Transferencia de Carga del Eje Posterior al Eje Delantero	48
	3.5.1	Distribución Exacta de la Fuerza Aplicada a Cada Eje	48
	3.5.2	Para Comprobar el Peso Total Debe Ser el Mismo	49
	3.6	Transferencia de Fuerzas Sobre los Ejes.	49
	3.7	Fuerza de Frenado Máxima	49
	3.8	El Par de Frenado de Oposición del Vehículo se Obtiene a través del Radio de los Neumáticos	49
	3.9	Balance Óptimo de Frenada	50
	3.10	Dimensionamiento del Disco de Frenos	50
	3.11	Pedal de Freno	51
	3.11.1	Material Principal del Pedal de Freno	51

3.11.2	Relación del Pedal o Ventaja Mecánica	52
3.11.3	Fuerzas en el Pedal de Freno	52
3.12	Fuerza de Salida a cada una de las Bombas	53
3.13	Distribución de Presiones Generadas en la Bomba de Freno	55
3.13.1	Distribución de Presiones por Medio de Líneas de Freno o Conductos	55
3.14	Fuerzas Lineales que Llegan a las Mordazas de Freno	56
3.15	Contacto Disco-Pastilla Fuerza de Rozamiento (Fricción)	56
3.15.1	Pares de Frenado que se Genera por el Contacto Disco-Pastilla	57
3.16	Pares y Fuerza Generado en los Neumáticos	59
3.17	Deceleración del Vehículo	60
3.18	Espacio Recorrido en el Frenado	60
3.18.1	Distancia de Reaccion del Piloto en el Momento de Frenado	60
3.18.2	Distancia de Frenada	61
3.19	Diseño del Sistema de Frenos	61
3.19.1	Características Técnicas del Pedal de Freno	62
3.19.2	Distribución de Fuerza que Actúan en el Pedal de Freno.	63
3.19.3	Análisis del Pedal de Freno	63
3.19.3.1	Desplazamiento	64
3.19.3.2	Primera Tensión Principal	64
3.19.3.3	Máxima Tensión Principal	65
3.19.4	Ajustador Remoto de Requerimiento de Frenado	65
3.20	Características Técnicas de la Bomba de Freno	66
3.21	Análisis del Disco de Freno	67
3.21.1	Mallado del Disco de Freno	67
3.21.2	Fuerzas	68
3.21.3	Sujeción o Anclaje	69
3.21.4	Deformación Total	69
3.21.5	Esfuerzos Normales	70
3.22	Análisis Térmico del Disco de Freno	71
3.22.1	Cargas Utilizadas en la Simulación Térmica del Disco de Freno	71
3.22.2	Concentración de Temperatura	72
3.22.3	Flujo de Calor	72
3.22.4	Dirección del Flujo de Calor	73
3.23	Instalación del sistema en el prototipo formula student de la universidad técnica del norte.	73
3.23.1	Pedal de freno y cilindros maestros (bombas)	73
3.23.2	Instalación de disco de freno calipers y pastillas de freno	74
3.23.3	Las líneas y acoples del sistema de freno	75
3.24	Peso total del sistema de frenos	78
3.25	Purga del sistema de freno	78
3.26	Calibración del frenómetro de la universidad técnica del norte	78
3.26.1	Procedimientos Efectuados	79
3.26.2	Mantenimiento y calibración del frenómetro.	79
3.26.3	Recomendaciones	79
3.26.4	Observaciones	79
4.	CAPÍTULO IV	80
4.1	Análisis Y Resultados	80
4.1.1	Resultados simulación del análisis del pedal de freno	80

4.2	Análisis térmico del disco de freno	80
4.3	Análisis del sistema de frenos utilizando el frenómetro de los talleres de la Universidad Técnica Del Norte	81
4.4	Comparación de resultados entre los datos del frenómetro con los cálculos realizados	82
5.	CAPÍTULO V	83
5.1	Conclusiones y Recomendaciones	83
5.1.1	Conclusiones	83
5.1.2	Recomendaciones	85
	REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	86
	ANEXOS	89

ÍNDICE DE TABLAS

TABLA NÚM	DESCRIPCIÓN	PÁG.
2.1	Composición química nodular	17
2.2	Clasificación de líquido de frenos	25
2.3	Coefficiente de rozamiento de un neumático sobre diferentes calzadas	31
3.1	Parámetros de cálculos para el Sistema de Frenos	51
3.2	Especificaciones bomba de freno	66
3.3	Peso del sistema de frenos del vehículo tipo formula student	78
4.1	Resultados pedal de freno	80
4.2	Resultados análisis térmico de disco de freno	80
4.3	Resultados prueba en frenómetro	81
4.4	Comparación de resultados	82

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA NÚM	DESCRIPCIÓN	PÁG.
2.1	Bosquejo Formula Student	6
2.2	El bloque de madera y la palanca	10
2.3	Uno de los primeros frenos.	10
2.4	Esquema del primer freno de disco puesto en práctica	11
2.5	Sistema de frenos mecánico	12
2.6	Sistema de frenos hidráulicos	12
2.7	Servofreno o servo asistencia	13
2.8	Tambor de freno	13
2.9	Bombín	14
2.10	Sistema Simplex	15
2.11	Freno de tambor dúplex	15
2.12	Sistema de disco de freno	16
2.13	Disco de freno	16
2.14	Disco de pinza fija	17
2.15	Sistema de pinza flotante	18
2.16	Pedal de freno	19
2.17	Bomba hidráulica de freno	20
2.18	Cilindro maestro simple	20
2.19	Cilindro maestro doble o tandem	21
2.20	Latiguillos o conductos	21
2.21	Calipers o mordaza de freno	22
2.22	Pastilla de freno	22
2.23	Composición porcentual de los materiales de fricción	24
2.24	Esquema de fuerzas para un vehículo en frenado	25
2.25	Resistencia aerodinámica	27
2.26	Esfuerzos en Condición normal y bloqueo del eje posterior	28
2.27	Condición normal y de bloqueo en eje delantero.	28
2.28	Transferencia de peso	30
2.29	Fuerza de fricción entre dos cuerpos en contacto.	31
2.30	Distancia de frenado de un vehículo	34
2.31	Diagrama del sólido libre	35
2.32	Frenómetro	44
3.1	Desarrollo de la propuesta	46
3.2	Nomenclatura de la distribución de la fuerza de frenado (DIN 74000)	46
3.3	Propiedades del aluminio 6061	51
3.4	Relación de pedal	52
3.5	Fuerzas del pedal de freno	53
3.6	Vista del repartidor de frenado mecánico	54
3.7	Diseño del sistema	54
3.8	Pedal de freno	62
3.9	Especificaciones del pedal de freno	63
3.10	Carga aplicada al pedal	63
3.11	Desplazamiento	64
3.12	Primera tensión principal	64

3.13	Máxima tensión principal	65
3.14	Regulador de freno manual	66
3.15	Propiedades de la fundición gris	67
3.16	Disco de freno	67
3.17	Mallado del disco de freno	68
3.18	Fuerza y sujeción de soporte	68
3.19	Deformación inicial	69
3.20	Deformación a carga completa	69
3.21	Inicio del esfuerzo	70
3.22	Esfuerzo en carga total	71
3.23	Cargas térmicas	71
3.24	Concentración de temperatura en el disco	72
3.25	Flujo de calor	72
3.26	Dirección del flujo de calor	73
3.27	Bombas de freno	74
3.28	Mangueta y porta calipers	74
3.29	Disco de freno instalado calipers y pastillas	75
3.30	Tee rosca interior	76
3.31	Terminal recto	76
3.32	Adaptador	76
3.33	Tornillo orientable	77
3.34	Arandela de aluminio	77
3.35	Acople de manguera de frenos	77
4.1	Prueba de frenado en frenómetro	81

INDICE DE ANEXOS

ANEXO NÚM	DESCRIPCIÓN	PÁG.
1	Base pedal de freno	89
2	Palanca del pedal de freno	90
3	Plano disco de freno	91
4	Factura calibración frenometro	922
5	Vehículo tipo formula student	93

ÍNDICE DE ECUACIONES

ECUACIÓN NÚM.	DESCRIPCIÓN	PÁG.
2.1	Fuerza resultante de pinza flotante	18
2.2	Distribución de peso en el eje delantero	29
2.3	Distribución de peso en el eje posterior	29
2.4	Distancia del centro de gravedad desde el eje delantero	29
2.5	Distancia del centro de gravedad desde el eje posterior	30
2.6	Suma de distancias del centro de gravedad	30
2.7	Coefficiente de rozamiento	30
2.8	Eficacia de frenado	32
2.9	Energía	32
2.10	Velocidad	33
2.11	Distancia de frenado reacción del piloto	33
2.12	Distancia de fricción en la frenada	33
2.13	Variación de la energía	33
2.14	Trabajo en el momento de frenada	33
2.15	Fuerza	34
2.16	Coefficiente por la normal	34
2.17	Coefficiente por la gravedad	34
2.18	Distancia	34
2.19	Fuerza de frenado	36
2.20	Desaceleración del vehículo	37
2.21	Peso absoluto transferido desde el eje posterior al eje delantero	38
2.22	Peso del eje delantero	38
2.23	Peso del eje posterior	38
2.24	Peso total	38
2.25	Fuerza de frenado eje delantero	38
2.26	Fuerza de frenado eje posterior	38
2.27	Fuerza de frenado eje delantero en la desaceleración	39
2.28	Fuerza de frenado eje posterior en la desaceleración	39
2.29	Fuerza máxima	39
2.30	Fuerza máxima en la desaceleración	39
2.31	Desaceleración del vehículo	39
2.32	Fuerza máxima de fricción	40
2.33	Coefficiente de fricción	40
2.34	Par de frenado en el eje delantero	40
2.35	Par de frenado en el eje posterior	40
2.36	Sumatoria de momentos en A	40
2.37	Sumatoria de momentos en B	40
2.38	Fuerza de frenado del eje delantero en una pendiente	41
2.39	Fuerza de frenado del eje posterior en una pendiente	41
2.40	Peso en el eje delantero	41
2.41	Peso en el eje posterior	41
2.42	Momento generado en el eje delantero	41
2.43	Momento generado en el eje posterior	41

2.44	Balance de frenada	41
2.45	Transferencia de pesos producida durante la frenada	42
2.46	Momento de frenada en el calipers delantero	42
2.47	Momento de frenado en el calipers posterior	42
2.48	Fuerza normal	43
2.49	Fuerza normal en una pendiente	43
2.50	Fuerza tangencial	43
2.51	Fuerza	43
2.52	Fuerza efectuado en dos caras del disco	43
2.53	Radio efectivo	43
2.54	Fuerza generada en el frenómetro	44
3.1	Velocidad final	47
3.2	Centro de gravedad	48
3.3	Transferencia de carga	48
3.4	Distribución exacta aplicada a cada eje	48
3.5	Peso total	49
3.6	Transferencia de fuerzas eje delantero	49
3.7	Transferencia de fuerzas eje posterior	49
3.8	Fuerza de frenado máxima	49
3.9	Par de frenado por radio de neumático eje delantero	50
3.10	Par de frenado por radio de neumático eje posterior	50
3.11	Balance óptimo de frenado	50
3.12	Dimensionamiento del disco de frenos	50
3.13	Ralación de pedal	52
3.14	Sumatoria de momentos en el pedal	53
3.15	Fuerza de salida hacia la bomba delantera	54
3.16	Fuerza de salida hacia la bomba posterior	54
3.17	Fuerza lineal a la entrada de la bomba	55
3.18	Presión hidráulica generada en la bomba delantera	55
3.19	Presión hidráulica generada en la bomba posterior	55
3.20	Presión pistón	56
3.21	Fuerzas lienes que llegan a la mordaza delantera	56
3.22	Fuerzas lienes que llegan a la mordaza posterior	56
3.23	Fuerza de fricción disco pastilla delantera	57
3.24	Fuerza de fricción disco pastilla posterior	57
3.25	Par de frenado disco pastilla delantera	58
3.26	Par de frenado disco pastilla posterior	58
3.27	Par de frenado eje delantero	58
3.28	Par de frenado eje posterior	58
3.29	Fuerza generado en el neumático delantero	59
3.30	Fuerza generado en el neumático posterior	59
3.31	Fuerza total	59
3.32	Desaceleración del vehículo	60
3.33	Distancia de reacción del piloto	60
3.34	Distancia de frenada	61

RESUMEN

La propuesta de este trabajo es el desarrollo de una metodología de investigación para la elección y el dimensionamiento del sistema de freno para un vehículo de competición tipo *Formula Student*. El estudio y análisis del sistema de frenos es un componente de gran importancia en el momento de iniciar el diseño del prototipo y de todo medio de transporte mecanizado ya sea motorizado o no. Su principal función es ralentizar o disminuir la velocidad del vehículo y, cuando sea necesario, llevarlo hasta la total detención. El principio básico de frenar o detener un vehículo o cualquier otro medio de transporte es siempre el mismo, debido a que se fundamenta en convertir la energía cinética proveniente del movimiento en energía térmica gracias al contacto que existe entre los elementos que generan la detención del vehículo, en otras palabras, el calor a través de la fricción entre los componentes del sistema de frenos, en este caso disco pastilla los cuales son fabricados con materiales adecuados para su correcto funcionamiento. Un sistema bien diseñado debe ser capaz de detener el vehículo con eficiencia, estabilidad y seguridad. Los frenos de un automóvil se consideran un sistema más importante para la seguridad vial del vehículo en este caso para el prototipo, por tal motivo este trabajo acata normas y parámetros establecidas por la competencia FSAE en cuanto a distancia y estabilidad de frenada. Previo el diseño del pedal como del disco de frenos se realiza una simulación mecánica y térmica por medio de un software que nos garantiza el desempeño óptimo de cada elemento antes mencionado, así mismo nos ayuda a optimizar recursos en este caso tiempo, dinero y materiales. Con todo ello se puede decir que esta investigación se realizó para adquirir amplio conocimiento en el sistema de frenos hidráulicos. De tal forma que sirve de base para elegir e implementar los componentes del sistema de freno para el prototipo.

ABSTRACT

The proposal of this work is the development of a research methodology for the selection and sizing of the brake system for a Formula Student competition vehicle. The study and analysis of the braking system is a very important component at the moment of initiating the design of the prototype and of all means of mechanized transport, whether motorized or not. Its main function is to slow down or slow down the vehicle and, when necessary, take it to full stop. The basic principle of braking or stopping a vehicle or any other means of transport is always the same, because it is based on converting the kinetic energy coming from the movement into thermal energy thanks to the contact that exists between the elements that generate the stopping of the car, in other words, the heat through friction between the components of the brake system, in this case pad disc which are manufactured with suitable materials for proper operation. A well-designed system must be able to stop the vehicle with efficiency, stability and safety. The brakes of a car are considered a more important system for the road safety of the vehicle in this case for the prototype, for this reason this work complies with standards and parameters established by the FSAE competition in terms of distance and braking stability. Prior to the design of the pedal and the brake disc, a mechanical and thermal simulation is carried out using software that guarantees the optimal performance of each element mentioned above, as well as helping us to optimize resources in this case time, money and materials. With all this we can say that this research was done to acquire extensive knowledge in the hydraulic braking system. In such a way that it serves as a basis to choose and implement the components of the brake system for the prototype.

CAPÍTULO I

1.1 PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.2 ANTECEDENTES

Una de las competiciones con más prestigio que acoge a equipos de diferentes universidades del mundo es sin duda la competencia de la *Formula Student* o también llamada *Formula SAE*, esta competencia se fundamenta en el diseño estudiantil y la fabricación de un monoplaza, el cual entra en competencia con un previo análisis de un jurado compuesto por ingenieros de alto nivel. Este torneo nació en EEUU en el año de 1982 en el estado de Michigan, actualmente por su gran acogida se lo realiza en diferentes países del mundo como son:

- *Formula SAE Michigan* se realiza en Michigan; USA y es organizado por SAE *International*.
- *Formula SAE Lincoln* realizado en Nebraska, USA y organizado por SAE *International*.
- *Formula SAE Electric* realizado en Nebraska, usa y organizado por SAE *International*.
- *Formula SAE Australia* realizada en Australia y organizada por SAE Australasia.
- *Formula SAE Brasil* realizada en Brasilia y organizada por SAE Brasil.
- *Formula SAE Italia* realizada en Italia y organizada por ATA.
- *Formula Student* realizada en *United Kingdom* y organizada por IMechE.
- *Formula Student Austria* realizada en Austria y organizada por *Formula Student Austria*.
- *Formula Student Alemania* realizada en Alemania y organizada por FSG e V.
- *Formula Student Japón* realizado en Japón y organizado por JSAE.

La competición cuenta con el auspicio de grandes marcas constructoras de vehículos como son: Ford, Daimler Chrysler, Porsche, BMW, etc. Que brindan apoyo al desarrollo automotriz e incentivan el trabajo en conjunto realizado por los participantes tanto como en procesos de diseño, creación, puesta a punto y evolución de un coche de carreras (Astudillo, 2010, pág. 139)

Esta competencia cuenta con sus propias reglas y normas establecidas por la asociación de ingenieros mecánicos (IMechE) conjuntamente con ingenieros del automóvil SAE, en las cuales los equipos de trabajo deben registrarse a estas para lograr un mejor puntaje.

1.3 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

La Universidad Técnica del Norte ha desarrollado un interés tanto en docentes como estudiantes de la carrera en ingeniería en mantenimiento automotriz de poner en habilidad conocimientos adquiridos y obtener experiencia práctica en la elaboración de un vehículo tipo *Formula Student*. Con la elaboración del prototipo se fomenta el trabajo en equipo y mantiene el desarrollo de mejoras ante problemas reales que se suscitan en la realización del proyecto frente a “Mejorar la calidad de la educación en todos sus niveles y modalidades, para la generación de conocimientos y la formación integral de personas creativas, solidarias, responsables, críticas, participativas y productivas, bajo los principios de igualdad, equidad social y territorialidad” (Senplades, 2013, pág. 170).

1.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Uno de los intereses para la realización de este proyecto es encontrar las mejores soluciones y prestaciones que brinda la ingeniería a través de la investigación acerca del sistema de frenos hidráulicos a implementarse en el vehículo tipo *Formula Student*, en donde la imaginación, la creatividad y el conocimiento, son los desafíos que deberán afrontar el estudiante con nuevas ideas y poner en práctica todo lo adquirido para la elaboración en el diseño la construcción e implementación del sistema de frenos en el vehículo tipo *Formula Student*. El estudio del sistema de frenos hidráulicos en un vehículo tipo *Formula Student* ayudará a conocer más a fondo sobre el origen, composición, funcionamiento e implementación del sistema cuando este sea requerido.

1.5 DELIMITACIÓN

1.5.1 TEMPORAL

Este proyecto se llevará a cabo desde el mes de junio del 2017 hasta el mes de enero del 2018.

1.5.2 ESPACIAL

En la ciudad de Ibarra ubicada a 2225 m.s.n.m. está ubicada la Universidad Técnica del Norte perteneciente a la zona 1 del Ecuador donde se llevará a cabo la realización de este proyecto en los talleres de la institución.

1.6 OBJETIVOS

1.6.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar, simular e implementar un sistema de frenos de discos hidráulicos para un vehículo tipo *Formula Student*, destinado para la carrera de ingeniería en mantenimiento automotriz de la Universidad Técnica del Norte FSUTN, tomando en cuenta las normativas de la *Formula Student*.

1.6.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Investigar el reglamento y normativa SAE sobre el sistema de frenos del vehículo tipo *Formula Student*.
- Diseñar un sistema de freno para el prototipo *Formula Student*, que cumpla con todos los estándares requeridos para la competición en la *Formula SAE*.
- Simular el comportamiento del disco y pedal de freno del prototipo *Formula Student*, utilizando un *software* que garantice la seguridad activa del piloto conjuntamente con el prototipo.
- Seleccionar e implementar un sistema de frenos para el vehículo tipo *Formula Student* que cumpla con las normativas requeridas en la *Formula SAE*.

- Realizar las pruebas de frenado utilizando el frenómetro que se encuentra en los talleres de ingeniería en mantenimiento automotriz de la Universidad Técnica del Norte.

1.7 JUSTIFICACIÓN

Gracias al desarrollo del proyecto los estudiantes de ingeniería en mantenimiento automotriz de la Universidad Técnica del Norte tendrán la oportunidad de iniciar con el diseño y la construcción del sistema y diagnosticar los fallos con el propósito de solucionar los problemas que genera el sistema de frenos hidráulicos, el estudiante tendrá la responsabilidad de cumplir con los objetivos planteados, y deberán enfrentar a problemas reales que se presentarán en el desarrollo del proyecto, comprometiéndose a aportar tiempo de entrega y poniendo en práctica los conocimientos adquiridos en la Universidad y dispuesto en obtener conocimientos nuevos para la realización del proyecto. Con la elaboración del prototipo se fomenta el trabajo en equipo y mantiene el desarrollo de mejoras ante problemas reales que se suscitan en la realización del proyecto frente a “Mejorar la calidad de la educación en todos sus niveles y modalidades, para la generación de conocimientos y la formación integral de personas creativas, solidarias, responsables, críticas, participativas y productivas, bajo los principios de igualdad, equidad social y territorialidad” (Senplades, 2013, pág. 170).

1.8 METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

1.8.1 TIPO DE INVESTIGACIÓN

La presente investigación por sus características fue bibliográfica y experimental

1.8.1.1. Investigación Bibliográfica

La investigación bibliográfica está basada en artículos científicos revistas documentos los cuales existen en la biblioteca pública, privada, así como también en la biblioteca virtual de la Universidad Técnica del Norte.

- Mecánica de sólidos
- Diseño mecánico
- Sistemas de frenos hidráulicos

- Dinámica de frenada

1.8.1.2. Investigación tecnológica

Es necesario la investigación en páginas web artículos científicos, ya que gracias a estos también nos ayudan al desarrollo del proyecto en la recopilación de información.

- Google académico
- Biblioteca virtual (IEEE)
- fase@sae.org
- *Science Direct*

1.8.2 INVESTIGACIÓN EXPERIMENTAL

En la investigación experimental está relacionada con la propuesta sobre el tema, realizando la simulación para la determinación de los material y elementos que cumplen con las exigencias de la *Formula Student* FSAE.

1.8.3. MÉTODOS

Para el desarrollo del presente trabajo de investigación se utilizó los siguientes métodos prácticos.

- Diseño
- Simulación
- Implementación

1.8.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS

El desarrollo de este trabajo de investigación se utilizaron las siguientes técnicas:

- Diseño del sistema de frenos para el vehículo tipo *Formula Student* mediante *software* CAD.
- Simulación del comportamiento del disco de freno de un vehículo tipo *Formula Student* mediante *software* de simulación.
- Fotografías
- Videos

CAPÍTULO II

2.1 MARCO TEÓRICO

La SAE es una organización de ingenieros de automoción, esta organización se dedica a la investigación, desarrollo, diseño y manufactura sobre la movilidad, la *formula SAE* tiene por objeto brindar y trasladar al estudiante de ingeniería automotriz hacia el campo laboral con el objetivo de ampliar y combinar los conocimientos adquiridos en clase con un amplio análisis de información técnica de cada sistema que conforman el desarrollo de un vehículo tipo *formula Student* mediante la investigación y la elaboración de un prototipo.

Para el desarrollo de este proyecto, la FSAE ha establecido normas las cuales certifican la ejecución tanto en el diseño como en la competencia del vehículo tipo *formula Student*, dicho prototipo está compuesto por un conjunto de sistemas integrados los cuales son desarrollados netamente por los estudiantes de ingeniería automotriz.

El desarrollo, el mercadeo, la gerencia, el diseño, la manufactura, se engloban en el desarrollo del proyecto que involucra a los estudiantes y los ubica fuera de las aulas con el universo real de los automóviles con la finalidad de trabajar en equipo y afrontar pruebas estáticas, dinámicas para un buen desempeño del prototipo.

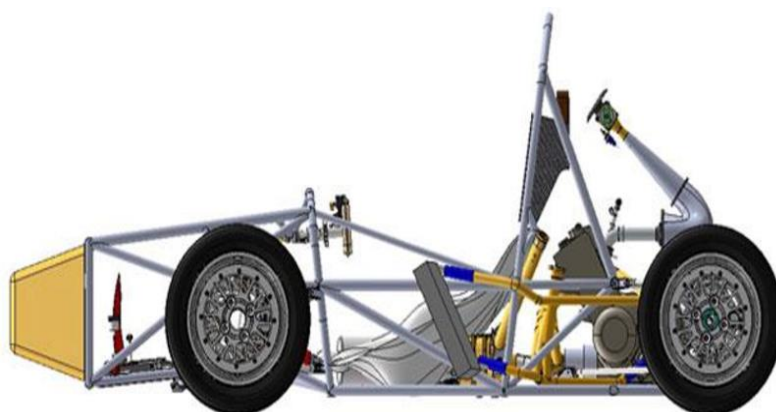


Figura 2.1. Bosquejo Formula Student
(Team, UAS Straslund Báltico Racing, 2014, pág. 8)

2.2. PRUEBAS *FORMULA SAE*

Uno de los requisitos para esta competencia es que todo monoplaza debe pasar por una serie de pruebas dinámicas y estáticas impuestas por los organizadores las cuales se describirán muy brevemente de acuerdo al sistema que se estudiará en este proyecto.

2.2.1 PRUEBAS ESTÁTICAS

2.2.1.1. Verificaciones técnicas

La seguridad es la condición más trascendental que deben comprobar los jueces.

- Seguridad del piloto
- Adecuación de las reglas
- Pruebas de inclinación

2.2.1.2. Pruebas de Diseño

Explicar el proceso de la fabricación de cada uno de los sistemas teniendo en cuenta dimensiones materiales, que cumplan determinadas funciones en el funcionamiento del vehículo tipo *Formula Student*.

2.2.1.3 Presentaciones de *marketing*

Presentar un plan de marketing e intentar vender el vehículo tipo *Formula Student* es una de las pruebas que se debe exponer ante los jueces los cuales son profesionales en *marketing*.

2.2.1.4. Análisis de costos

En esta prueba las mayores calificaciones son inversamente promocionales al presupuesto que se invirtió en la construcción, es decir si la cantidad de recursos económicos que se invirtió es menor, la calificación será mayor.

2.2.2. PRUEBAS DINÁMICAS

2.2.2.1. Aceleración

Esta prueba se la puede realizar con dos pilotos diferentes la cual consiste en recorrer una distancia de 75 m, en el menor tiempo posible.

2.2.2.2. *Skydpad*

En esta prueba el vehículo tipo *Formula Student* tiene que dar dos vueltas a un circuito en forma de ocho el que tiene un radio de 18.25 m y 3 m de ancho, esta prueba se la debe realizar en el menor tiempo posible.

2.2.2.3. Autocross

En esta prueba el vehículo tipo *Formula Student* debe recorrer un circuito de 1 km de longitud formado por conos.

2.2.2.4. Resistencia y economía de combustibles

El vehículo tipo *Formula Student* se somete a la medición de la cantidad de combustible que consumió en cada prueba que realizó durante la competencia.

2.3. REGLAMENTO, NORMATIVAS DEL SISTEMA DE FRENOS

FORMULA SAE

Para el dimensionamiento del sistema de frenos de un vehículo tipo *Formula Student* se rige en normas y reglas que imponen la competencia “el vehículo debe tener un sistema de frenado de disco hidráulico que actúa sobre todas las ruedas y es operado por un solo pedal. El pedal debe actuar directamente sobre el cilindro principal a través de un vínculo rígido”. (SAE INTERNATIONAL, 2016, pág. 63). Este sistema se mostrará óptimo al momento de frenar al vehículo ya sea total o parcialmente cuando este sea requerido manteniendo su estabilidad y brindando seguridad activa del prototipo.

- El vehículo debe estar proporcionado con un sistema de freno que opera sobre las cuatro ruedas y es operado por un solo pedal.
- Son necesarios dos circuitos de freno de discos hidráulicos independientes.
- Para cada circuito de freno debe estar presente un depósito separado.
- En caso de fallo de un circuito de freno, las otras dos ruedas deben poder frenar.
- Un solo freno que actúa sobre un diferencial de deslizamiento limitado es aceptable.
- Los sistemas de freno por cable están prohibidos
- Las líneas de frenos de plástico no blindados están prohibidas.
- Los sistemas de frenado deben protegerse según la dispersión contra fallos del tren de accionamiento procedentes de colisiones menores.
- El sistema de frenos se someterá a pruebas dinámicas y deberá demostrar la capacidad de bloquear las cuatro ruedas y detener el vehículo en línea recta al final de una carrera de aceleración especificada por los inspectores de frenado (50 km / h).

- El diseño del pedal de freno deberá soportar una fuerza de 2000 N, también su fabricación debe ser de acero aluminio o titanio.

2.4. SISTEMA DE FRENOS

“El sistema de frenos es uno de los sistemas más importantes en la seguridad activa del automóvil siendo este eficaz, progresivo y previsible para que el conductor en todo momento pueda prever el comportamiento de su vehículo durante la frenada”. (Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 222). El proceso de frenado consiste en la disminución de la energía cinética, generando en el vehículo una desaceleración o una aceleración negativa al aplicar una fuerza en sentido contrario como son la activación de los frenos.

El sistema de frenos está presente en el vehículo en todas las ruedas ayudando así a disminuir el esfuerzo del conductor al momento de frenar. El sistema proporciona gran fiabilidad al momento de reducir la velocidad siendo ésta la detención total o parcial del prototipo, por otro lado, el sistema de frenos debe detener el vehículo en la mínima distancia posible generando un esfuerzo mínimo del conductor al momento de accionarlo.

La directiva 98/12 define dispositivo de frenado como el conjunto de órganos que tienen por función disminuir progresivamente la velocidad de un vehículo en marcha hacer que se detenga o mantenerlo inmóvil si ya se encuentra detenido. (Luque , Álvarez , & Vera, 2004, pág. 394). Es así que en este capítulo se estudiara netamente el sistema de frenos obviando la transmisión conjuntamente con el motor y la aerodinámica.

Por lo general los vehículos constan de freno de servicio el cual es operado por el conductor por medio del pedal y el freno de estacionamiento se lo acciona para mantener el vehículo parado cuando éste se encuentre estático o cuando el conductor no se encuentre en él.

2.5. HISTORIA DE LOS FRENOS

En el pasado el uso de los frenos era un problema asociado con la baja productividad de estos. En el imperio romano incluso mucho antes, el sistema de frenos consistía en una palanca con un bloque de madera en uno de sus extremos para poder reducir la velocidad del vehículo bastaba con presionar el bloque de madera hacia la rueda.

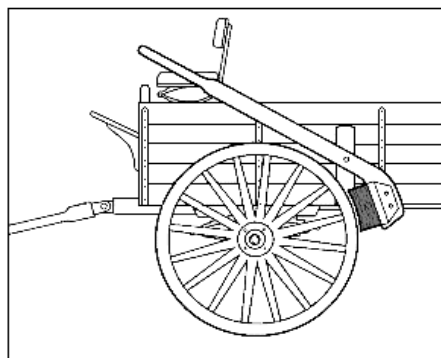


Figura 2.2. El bloque de madera y la palanca
(Arroyo San Juan, 1996, pág. 12)

En el siglo XIX donde apareció el uso del freno que consistía en una guaya la cual al ser accionada por el conductor esta ejercía una presión desde el pedal hacia la ruda para bloquearla y poder detener el vehículo.

Uno de los inconvenientes en aquellos sistemas, era la enorme fuerza que debía ejercer el conductor sobre el pedal para lograr accionar el freno y poder detener parcial o totalmente el vehículo. Este sistema estaba diseñado e implementado solamente en la parte trasera del vehículo, por tanto, al pensar que con este diseño se lograría prevenir el volcamiento del vehículo al momento de accionar el sistema de frenos.

La evolución de los frenos empieza a mediados de los años 1920, cuando Louis Renault implementó en sus vehículos los frenos de tambor en cada una de sus cuatro ruedas, este sistema se accionaba por medio de un pedal y se volvió complejo al momento de instalarlo debido a que en la época aparecieron los neumáticos creados por los hermanos Michelin y el británico Dunlop y el sistema debía ser instalados en los laterales de la goma. (Arroyo San Juan, 1996, pág. 14). A la creación de este sistema corroboró el ingeniero francés Perrot quien diseñó un sistema de frenos, estos se implementaron en la parte delantera del vehículo de fabricación por Louis Renault.

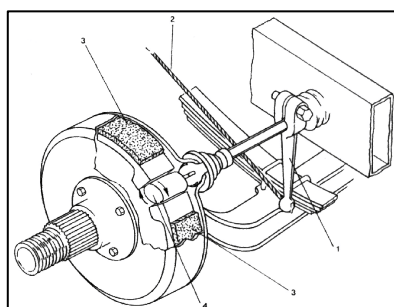


Figura 2.3. Uno de los primeros frenos.
(Arroyo San Juan, 1996, pág. 13).

Ya a lo largo del siglo xx se daba a conocer cómo sería los sistemas de un automóvil moderno, pero existen patentes y pequeñas series de fabricación que datan del año de 1906 de la aparición de los discos de freno fabricados por el ingeniero escocés Frederick Lanchester estos discos eran de reducido tamaño y ya contaban con un par de pastillas de fricción para poder accionarlos.

No hasta los años cincuenta donde reaparecieron los discos de freno implementados en las llantas delanteras de los “vehículos Citroën DS 19 así como en los automóviles ingleses TRIUMPH TR3 y en los modelos Jaguar”. (Arroyo San Juan, 1996, pág. 14).

Un éxito en los años 50 fue la utilización de los disco de frenos en el jaguar ganador de las 24 horas de Le Mans, debido a que los autos debían desacelerar 180 a 30 mph en cada una de las vueltas del circuito y que eran expuestos durante 24 horas es ahí donde se puso a prueba al límite los discos de freno, cabe destacar que aun en algunas tipos de carreras de vehículos se usa los frenos a tambor sin embargo la mayor parte de vehículos de carreras usa frenos de disco debido a su alto rendimiento al momento de ser puestos a prueba.

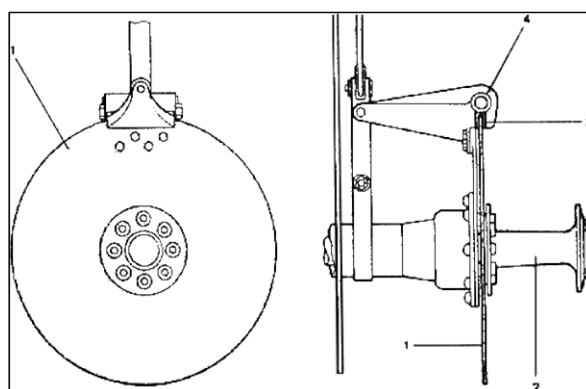


Figura 2.4. Esquema del primer freno de disco puesto en práctica (Arroyo San Juan, 1996, pág. 15).

Al conocer el sistema de frenos y su historia cabe destacar en la normalización de los frenos tanto como de tambor como de disco los cuales son los que se utilizan en la actualidad, estos sistemas han sufrido algunas mejoras tanto en el ámbito de materiales diseño y los mecanismos que los accionan.

2.6. SISTEMA DE FRENOS MECÁNICOS

En la actualidad los frenos mecánicos son de muy poco uso debido al mejoramiento en el sistema de freno y en la optimización de los motores los cuales necesita de un sistema de

freno mucho más eficiente, este sistema es operado desde el pedal el cual acciona unos cables que van sujetos a las zapatas que son las encargadas de reducir la marcha del vehículo.

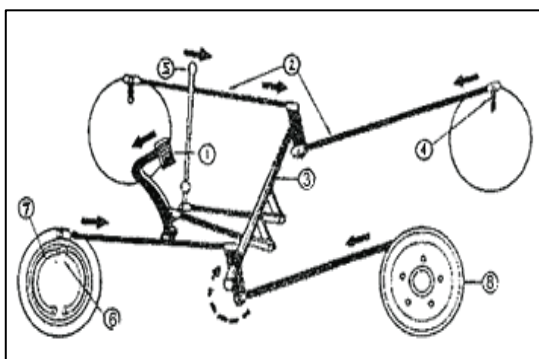


Figura 2.5. Sistema de frenos mecánico
(Arroyo San Juan, 1996, pág. 16)

2.7 SISTEMA DE FRENOS HIDRÁULICOS

El sistema de frenos hidráulicos es un de los más complejo debido a que se involucran muchos componentes que ayudan a disminuir los esfuerzos al conductor desde el confort y la seguridad activa en conjunto al momento de accionar los frenos, con la ayuda de un sistema hidráulico más eficiente debido a la incorporación de elementos que asisten al mejoramiento del sistema haciéndolo mucho más eficaz al momento de ejecutarlo.

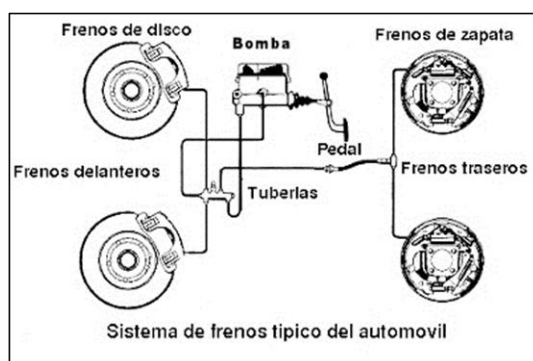


Figura 2.6. Sistema de frenos hidráulicos
(Arroyo San Juan, 1996, pág. 18)

2.7.1 SERVO FRENO O SERVO ASISTENCIA

Este elemento se encarga de mejorar la frenada su funcionamiento es por medio del vacío que genera el motor hacia el colector de admisión, su función principal es de aumentar la fuerza en el sistema y disminuir los esfuerzos que realiza el conductor al momento de ejercer presión sobre el pedal.



Figura 2.7. Servofreno o servo asistencia
(Borja , Fenoll, & Seco de Herrera , Sistema de transmisión y frenado, 2009, pág. 198)

2.7.2 FRENOS HIDRÁULICOS DE TAMBOR

Los sistemas de frenos de tambor están compuestos por zapatas o forros de freno, tambor, bombín y un sistema de reglaje automático, este sistema logra frenar gracias al accionamiento del bombín que empuja las zapatas hacia la parte exterior, estas generan una fricción con la superficie interna del tambor, y este a su vez reduce el movimiento del vehículo.

2.7.2.1 Tambor

El tambor está fabricado con un material resistente al desgaste y capaz de soportar elevadas cargas térmicas, la fundición gris perlítica con grafito esferoidal hacen de este un material de gran resistencia al desgaste y posee un menor costo de fabricación, así mismo absorbe con facilidad el calor el cual es producido por el rozamiento existente entre la zapata y la superficie interna de este, en su parte interior lleva un mecanizado muy fino para que al momento de ser accionado las zapatas se adhieran con facilidad. En su parte exterior lateral está compuesto por agujeros donde se fija la rueda.



Figura 2.8. Tambor de freno
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 229).

2.7.2.2 Zapatas

Las zapatas son los elementos móviles que se acoplan a la parte interior del tambor su función principal es realizar una óptima frenada al momento de ejercer presión sobre este, en el pasado fueron muy utilizados debido que los vehículos no contaban con suficiente velocidad, actualmente este tipo de zapatas se las utiliza en las ruedas posteriores de los vehículos turismo, están fabricadas de diferentes materiales como son:

- Cerámica
- Semimetálica
- Baja en metal

Depende del material de que estas estén fabricadas para mantener una óptima frenada ya que de este depende su disipación de calor su coeficiente de fricción y ayuda a mantener en muy buen estado el tambor y mantener una estabilidad en el momento de accionar el sistema, estas no dependen de la construcción o diseño su principal característica como ya se lo dijo anteriormente es el material del cual está fabricada.

2.7.2.3 Bombín

Es el cilindro maestro o comúnmente se llama bombín al cual le llega la presión desde la bomba por medio del líquido de frenos, en su interior se aloja un pistón que es el encargado de empujar a las zapatas en un desplazamiento lateral hacia el tambor para que estas ejerzan presión sobre éste y realicen una frenada óptima.



Figura 2.9. Bombín

(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 230)

El sistema de frenos de tambor se compone de dos tipos:

- Simplex de simple bombín
- Dúplex con doble bombín

El sistema simplex esta accionado por un solo bombín con doble pistón.

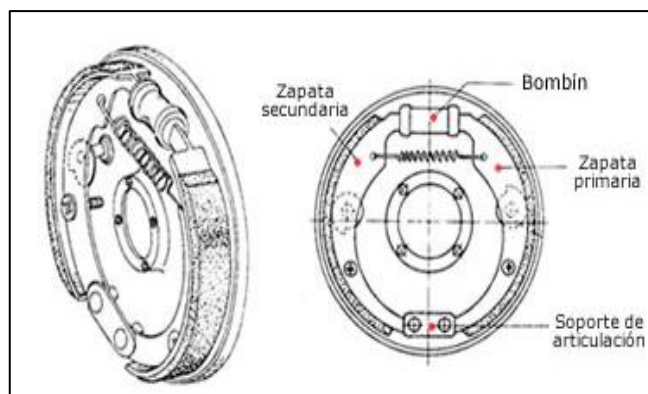


Figura 2.10. Sistema Simplex

(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 233)

El sistema dúplex esta accionado con doble bombín de pistón simple único e independiente los cuales se localizan linealmente uno del otro y conectados a cada extremo de la zapata la cual va a presionar al tambor de freno.

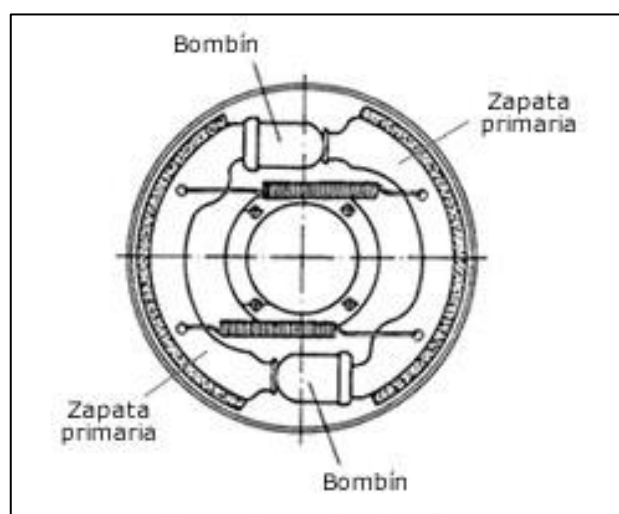


Figura 2.11. Freno de tambor dúplex

(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 233)

2.7.3 SISTEMA DE FRENOS HIDRÁULICOS DE DISCO

Este sistema de discos se implementa en los vehículos en remplazo de los frenos de tambor principalmente en las ruedas delanteras debido a que su acción de frenado es mucho más enérgica, su funcionamiento se basa en la presión que ejerce las pastillas de freno en las caras laterales del disco, que a su vez generan fricción y reducen la energía cinética y una desaceleración generando la disminución total o parcial del vehículo en un menor tiempo que se traduce en una menor distancia de parada.

La reducción del fenómeno *fading* es una ventaja del disco de freno logrando una frenada mucho más eficiente y potente gracias a su rápida disipación de calor hacia la atmósfera es de la característica más sobresalientes en referencia a los frenos de tambor.

El sistema de frenos de disco está constituido por un disco que gira conjuntamente con la rueda, una mordaza o clíper donde aloja un cilindro que desplazan los pistones que ejercen presión hacia las pastillas de freno y estas a su vez al disco para reducir la velocidad.

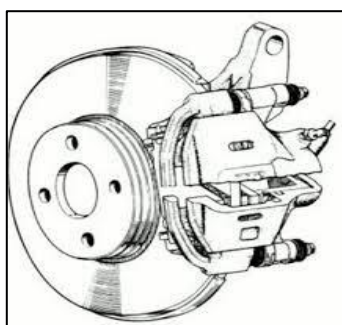


Figura 2.12. Sistema de disco de freno
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 241).

2.7.3.1 Disco de freno

Es el elemento principal del sistema en la actualidad la mayor parte de los vehículos tipo turismo están dotados con discos de frenos, gracias a estos elementos se logra obtener una mayor fuerza de frenado que los de tambor, gracias a los frenos de disco se pudo reducir el “*fading*” ya que el calor no es evacuado apresuradamente cuando se somete a una frenadas sucesivas, existen discos ventilados los cuales ayudan a disipar la energía convertida en calor hacia el ambiente, siendo así que en la dilatación del disco este se acerca a las pastillas de freno lo cual en los frenos de tambor ocurre todo lo contrario que el tambor se aleja de las zapatas.



Figura 2.13. Disco de freno
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 235).

El material elegido para fabricar los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar (Todo sobre el mundo del motor, 2010), ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el periodo de vida de los discos, también están constituidos por carbono silicio magnesio además estos discos tiene que ser diseñados para disipar rápidamente el calor hacia la atmósfera.

Tabla 2.1. Composición química nodular

Elemento	Contenido (% peso)
C	3,5
Mn	0,5
Si	2,74
Mg	0,038
P	0,022
Si	0,01

(Sayago, 2007)

- Freno de disco de pinza fija

Las pinzas fijas son mecanismos más complejos y pesados. Utiliza pistones opuestos, montados en cada lado de la pinza de freno. Los pistones de cada lado tienen la función de presionar sólo una de las pastillas contra el disco. Luego, para el mismo número y tamaño de pistones, la pinza fija transmite al disco la mitad de la fuerza que sería transmitida en el sistema de pinzas flotantes.

La presión hidráulica que obliga al pistón y la pastilla hacia el disco de freno es la misma fuerza que también la mordaza aplica en dirección opuesta para ejercer presión en la cara exterior del disco de freno.

El sistema de pinza fija conserva una ventaja ya que posee una gran capacidad de disipación de calor, debido a su mayor masa. Así mismo el frenado es más eficiente, pues la presión es igual en ambos lados de la pinza.

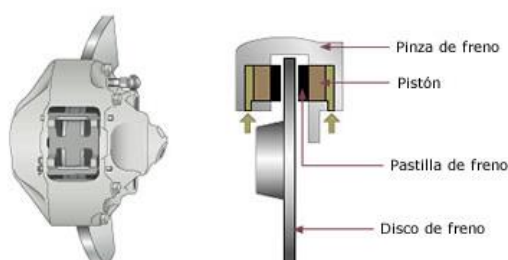


Figura 2.14. Disco de pinza fija

(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 237)

- Freno de disco de Pinza flotante

Este sistema de pinza flotante se basa en el principio de funcionamiento de la tercera ley de Newton, acción y reacción. La pinza se monta en un soporte móvil. Al accionar el pedal, el pistón del cilindro maestro se desplaza presionando las líneas de freno. Por el principio de Pascal, esta presión se transmite a la pinza y el pistón de la misma se desplaza, empujando la pastilla contra la cara del disco. A continuación, por reacción, la carcasa de la pinza es desplazada en sentido opuesto al movimiento del pistón, trayendo junto a ella la otra pastilla, que se encuentra del lado opuesto del disco. Luego, si el pistón ejerce una fuerza, cada pastilla también ejerce una fuerza sobre el disco. Entonces, la resultante de fuerzas aplicada sobre el disco es:

$$F_{resultante} = F_{piston} \times 2 \quad (2.1)$$

Este tipo de sistema de freno ofrece muchas ventajas sobre el sistema de pinza fija. Su instalación es mucho más simple en la rueda debido que carece de pistón por el lado de esta. La temperatura del líquido es mucho más baja por lo tanto su vaporización del líquido de frenos va ser menor. Al momento de evacuar el aire de las tuberías es más simple debido que carece de puntos de fuga.

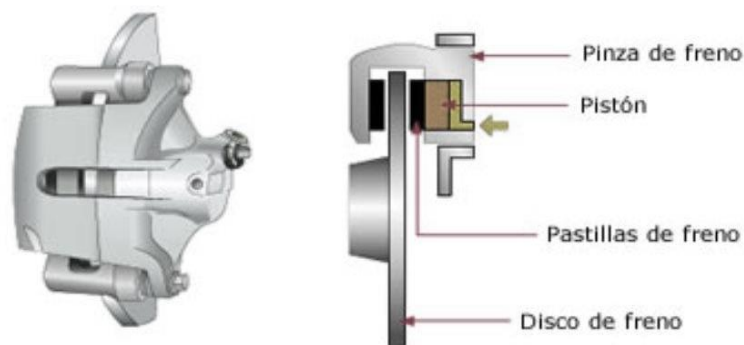


Figura 2.15. Sistema de pinza flotante
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 237)

El rendimiento tanto de la pinza fija y de la flotante depende directamente del número de pistones en cada lado del calipers. Según Puhn, una cantidad mayor de pistones implica una mayor fuerza de frenado, pues siendo la presión del fluido constante, la fuerza será proporcional al aumento del área. Otra ventaja de aumentar la cantidad de pistones es la distribución más uniforme de presión sobre las pastillas.

2.8. COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENOS HIDRÁULICOS

2.8.1. PEDAL DE FRENO

El pedal de freno es el primer componente del accionador hidráulico y está en contacto directo con el conductor, es una varilla pivotada que tiene como función transmitir y ampliar la fuerza aplicada por el piloto hasta el cilindro maestro

La multiplicación de la fuerza del operador se da por equilibrio de momentos en relación al punto de pivote. Cuando una barra está en equilibrio estático, la suma de fuerzas y momentos es necesariamente igual a cero. El momento se describe como el producto vectorial de la fuerza con su brazo de aplicación, eligiendo adecuadamente los puntos de articulación del pedal con la estructura y el pedal con el cilindro maestro, tenemos el aumento de la fuerza transmitida. Este agente multiplicador de la fuerza de accionamiento se llama razón de pedal. Para el cual se establece normas de seguridad que limitan la fuerza que se aplica a este, la fuerza máxima que ejerce con el pie derecho un conductor de sexo femenino es aproximadamente 445 N (100 lb); y la fuerza que ejerce con el pie derecho un conductor de sexo masculino es aproximadamente 823 N (185 lb) (Limpert, Brake desing and safety, 2011, pág. 17).

Los parámetros fundamentales en el pedal es la fuerza que aplica el piloto y el desplazamiento para que pueda distribuir la frenada con seguridad en el momento de poner en funcionamiento el sistema de freno.



Figura 2.16. Pedal de freno
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 240)

2.8.2 BOMBA DE FRENO

Es la encargada de transformar el esfuerzo mecánico sobre el pedal y transmitir la presión en presión hidráulica en el circuito haciendo llegar a ésta hasta las pinzas o cilindros. Se

encuentra constituida por un cilindro el cual se desplaza un pistón en su interior cada vez que el pedal es presionado la presión aumenta debido al movimiento de los pistones.

Este tipo de bombas constan con un sistema de seguridad debido a que posee circuitos independientes ya sea para las ruedas delanteras y posteriores, Existen dos tipos de cilindros simple y doble.



Figura 2.17. Bomba hidráulica de freno
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 241).

El cilindro maestro simple está formado básicamente por el pistón, cilindro, muelle de retorno y depósito, en el pasado, un solo cilindro maestro simple era responsable de presurizar todo el sistema de freno. El punto fallido de ese arreglo era que, si hubiera fallado en algún punto del sistema, toda la potencia de frenado se perdería. Por este motivo, las leyes actuales requieren circuitos independientes entre el eje posterior y el frontal. Este tipo de cilindros maestros simples se utilizan en proyectos que requieren ajuste en la distribución de la fuerza entre los ejes. En este caso, se necesitan dos cilindros maestros, uno para cada eje.

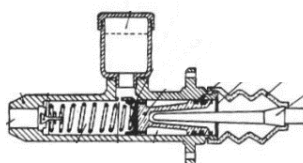
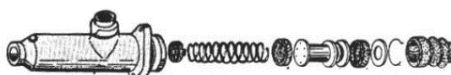


Figura 2.18. Cilindro maestro simple
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 242)

El cilindro maestro doble o Tándem se ha implementado para solucionar el problema generado por el cilindro maestro simple único para el eje posterior y delantero. El cilindro maestro doble se compone de dos pistones en línea dentro de un solo cilindro. Cada

compartimiento de este modelo funciona como un cilindro simple individual, lo que garantiza la individualidad de los sistemas.

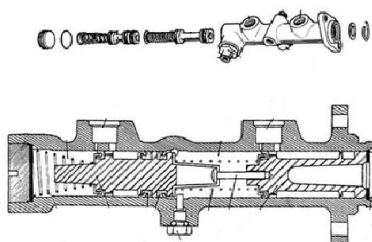


Figura 2.19. Cilindro maestro doble o tándem
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 242)

2.8.3 TUBERÍAS Y LATIGUILLOS

Tanto un latiguillo y la tubería se utilizan para transmitir la presión hidráulica del cilindro maestro a las pinzas o los cilindros de rueda. El conducto que transporta el fluido de freno puede ser rígido o flexible. Los tubos flexibles se utilizan normalmente en puntos donde la tubería necesita moverse, como, por ejemplo, cerca de las ruedas y en las suspensiones. Los puntos que usan el flexible de freno van del cilindro de freno o pinza de freno, en el interior de la rueda, hasta el punto de anclaje de la suspensión.

Los conductos flexibles de freno son mangueras de caucho reforzado con fibras de nylon internamente, sin embargo, ese material se expande en los valores volumétricos que llegan al 10% cuando son nuevos, alcanzando el 30% si no se sustituyen y el conjunto ya está en uso durante más de 10 años con fluido DOT4.

Los tubos rígidos son conductos de pequeño diámetro fabricados en acero o cobre. Se utilizan en lugares donde no hay movimiento de la tubería, los tubos rígidos deben ser usados siempre que sea posible, pues, bajo alta presión, presentan menor expansión que los tubos flexibles. Lo que significa una menor pérdida de carga y un menor desplazamiento del pedal de freno.



Figura 2.20. Latiguillos o conductos
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 246).

2.8.4 PINZAS DE FRENO O CILINDROS DE RUEDA Y PASTILLAS DE FRENO

Las pinzas y cilindros de rueda son los últimos componentes del sistema hidráulico, ubicados al final de la línea. Su función, como se ha dicho anteriormente, es transformar la presión transmitida por el fluido en fuerza de fricción durante el frenado.



Figura 2.21. Calipers o mordaza de freno
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 237)

El par de frenado está directamente conectado al coeficiente de fricción entre los discos y el material de fricción de las pastillas. Según Blau, los materiales de fricción utilizados en las pastillas y las lonas de freno deben cumplir los siguientes requisitos básicos:

Las pastillas de freno cumplen la misma función que las zapatas de freno presionando al elemento móvil que es el disco de freno del sistema el que es amordazado por sus costados mediante las pastillas de freno que están sujetas fijamente en los calipers provocando una desaceleración mediante la fricción que estas generan sobre el disco, están expuestas a un desgaste por lo que deben tener un mantenimiento periódico para brindar seguridad, confort resistencia vida útil.



Figura 2.22. Pastilla de freno
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 238).

Para cuantificar el coeficiente de fricción entre los materiales de las partes giratorias y las pastillas de freno se crea diferentes procedimientos. El SAE-J661 es un procedimiento que mide y clasifica el coeficiente de fricción entre el material de fricción y una superficie predeterminada por la norma basada en dos temperaturas de trabajo. La temperatura de 93°C se llama temperatura fría, mientras que la temperatura de 315°C se llama temperatura caliente.

El coeficiente de fricción, además de ser función de los materiales involucrados, con acabado superficial y fuerza de contacto, también es función de la temperatura de operación. La clasificación dada por este método es llamada fricción nominal, pues es imposible cuantificar el exacto coeficiente para cada situación cotidiana de uso de los frenos.

- **Fibras** este material es el encargado de dar forma a la pastilla de freno, esto se da gracias a la unión de las ramificaciones de las fibras uniéndose entre sí. Existen dos tipos las minerales y las sintéticas.
- **Cargas minerales** estas son las encargadas de dar resistencia a todo el conjunto que conforma la pastilla de freno, así mismo ayudan a resistir elevadas temperaturas, las que más sobresalen son: barita, magnesita, talco, mica, carbonato, feldespato, y otros.
- **Componentes metálicos** se presentan en forma de viruta o polvo para poder tener una mezcla homogénea de la pastilla de freno y su coeficiente de fricción, este material ayuda al mejoramiento de la transferencia de calor de los elementos que entran en fricción. Los más utilizados son latón, cobre, bronce, entre otros.
- **Lubricantes o modificadores de coeficiente** gracias a este material ayuda a la variación del coeficiente de fricción dependiendo de la temperatura de la pastilla de freno, estas sustancias se encuentran en forma de polvo los más utilizados tenemos grafitos, *coke*s, sulfuros, antracitas, etc.
- **Materiales orgánicos** gracias a este tipo de material se logra polimerizar al momento de alcanzar una determinada temperatura ligando a todos los componentes, así también ayuda a la aglomeración de todos sus componentes de la pastilla, los más importantes es la resina fenólica termo endurecibles, aunque también es utilizado diferentes tipos de cauchos ceras y aceites.
- **Abrasivos** este tipo de material es muy importante ya que ayuda a la limpieza de la superficie del disco ayudando a incrementar su coeficiente de fricción.

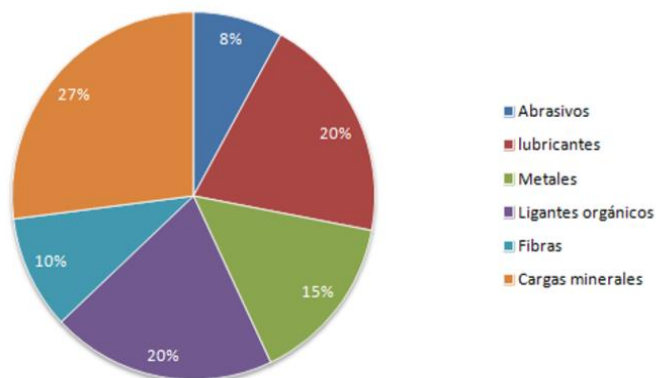


Figura 2.23. Composición porcentual de los materiales de fricción
(Ocaña, 2012, pág. 49)

2.8.5 LIQUIDO DE FRENO

Es el encargado de transmitir y ejercer presión en todo el sistema desde la bomba hasta el bombín por medio de conductos y latiguillos, este líquido tiene características especiales como un alto grado de ebullición y su punto de congelación es muy bajo, es un elemento fundamental a la hora de accionar el sistema de frenos hidráulicos.

El líquido de freno está destinado a mantener todas sus propiedades a lo largo del tiempo, independientemente de sus situaciones de uso, ya sea por bajas condiciones climáticas ya que este debe mantener su fluidez, así mismo debe tolerar un cierto grado de humedad la cual procede de la atmosfera, en su composición química no debe existir ningún componente que malogren la vida útil de materiales como son la goma y el acero.

Las características fundamentales del líquido de frenos de denominación DOT 4 son:

- Incompresible como todo líquido.
- Su punto de ebullición debe de ser mínimo de 230° C, con esta propiedad se mantendrá en estado líquido sin entrar en ebullición cuando las condiciones de frenada seas muy extremas.
- Su nivel de viscosidad debe ser muy inferior con lo que ayudara a desplazarse con mucha facilidad por el circuito de frenos.
- Para que el sistema no se agarrote, el líquido de frenos debe ayudar a lubricar todos sus elementos por donde este circula para facilitar su funcionamiento.
- Para no corroer los elementos que este lo contengan debe tener una buena estabilidad química para un óptimo desempeño.

Existen varias normativas, pero la más reconocida es DOT es la que define las calidades con las que el líquido mantiene un punto de ebullición en equilibrio, la viscosidad, compresibilidad, compatibilidad química y la protección contra la corrosión.

Tabla 2.2 Clasificación de líquido de frenos

Tipo de líquido de freno	Punto de ebullición seco	Punto de ebullición en húmedo
DOT 3	205 C	104 C
	401 F	284 F
DOT4	230 C	155 C
	446 F	311 F
DOT 5	260 C	108 C
	500 F	356 F

2.8.6 DINÁMICA DE FRENADA

2.8.6.1 Fuerzas y momentos que actúan en el sistema de frenado

Para el estudio del frenado del vehículo tipo *Formula Student* se estimará movimientos en línea recta sin tener en cuenta los movimientos laterales y despreciando los efectos de la suspensión, este estudio evalúa el proceso de frenado.

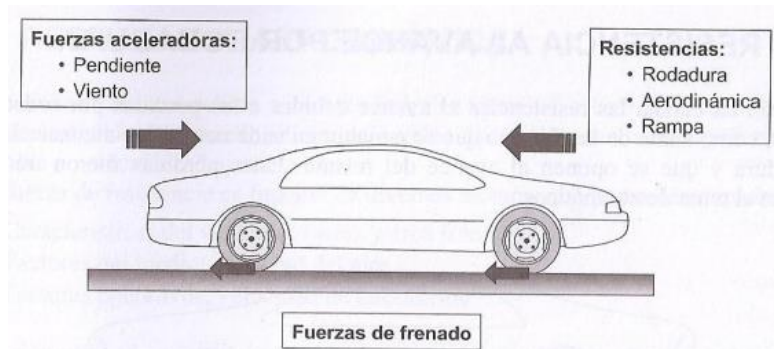


Figura 2.24. Esquema de fuerzas para un vehículo en frenado.
(Luque , Álvarez , & Vera, 2004, pág. 402).

Las fuerzas que actúa en el momento de frenado en dirección longitudinal son las que contribuyen a la detención del vehículo tipo *Formula Student*, asumiendo así que las que

contienen signo positivo son las que contribuyen al momento de frenada y las de signo contrario las que dificultan en la detención total o parcial del vehículo.

2.8.6.2 Fuerza de frenado

La fuerza de frenado se rige como reacción al par que se opone al movimiento, es decir, el contacto que existe cuando gira el neumático sobre la calzada, cabe destacar que el bloqueo de rueda se da por la superación del límite de adherencia entre neumático y calzada.

En el estudio del par de frenado del vehículo tipo *Formula Student* se genera por freno de servicio o freno accionado por medio de un pedal que ayuda a disminuir el esfuerzo del piloto e incrementa la presión en el sistema de frenos que es lo que pide la reglamentación FSAE.

La fuerza de frenado consiste en aplicar una fuerza en este caso en el disco por medio de las pastillas de freno que se desplazan gracias al incremento de la fuerza al momento de accionar el pedal de freno.

2.8.6.3 Resistencia a la rodadura

La resistencia al avance por rodadura se genera cuando existe el contacto de cada neumático que conforman el vehículo tipo *Formula Student* con la pista por lo tanto es aquí donde se genera las pérdidas que genera en cada neumático en consecuencia de su rodadura y las fuerzas que se oponen al avance del mismo.

Cabe destacar que no es fácil tener una expresión matemática para saber a ciencia cierta sobre este factor en el sistema de frenado debido a la composición de cada neumático, así como la superficie por donde este se desliza incluyendo las condiciones climáticas.

Un punto muy importante al analizar la resistencia al avance a la rodadura se obtiene una cantidad muy pequeña, siendo así que este aumentaría en diferentes tipos de pistas donde exista ya sea tierra, arena, fango.

2.8.6.4 Resistencia aerodinámica

Es la fuerza que se opone al movimiento por medio de la fricción de las moléculas del aire con las partes del vehículo que entran en contacto con éste, es así que estas moléculas intentaran frenar el vehículo que está en movimiento, esta resistencia aerodinámica

dependerá básicamente de la densidad del aire y la superficie del cuerpo por donde el aire se deslice

La aerodinámica es la clave para la efectividad de los vehículos ya que gracias a esta se logra que los monoplaza se adhieran más hacia el suelo con la ayuda de un diseño óptimo para mantener la estabilidad y agarre.

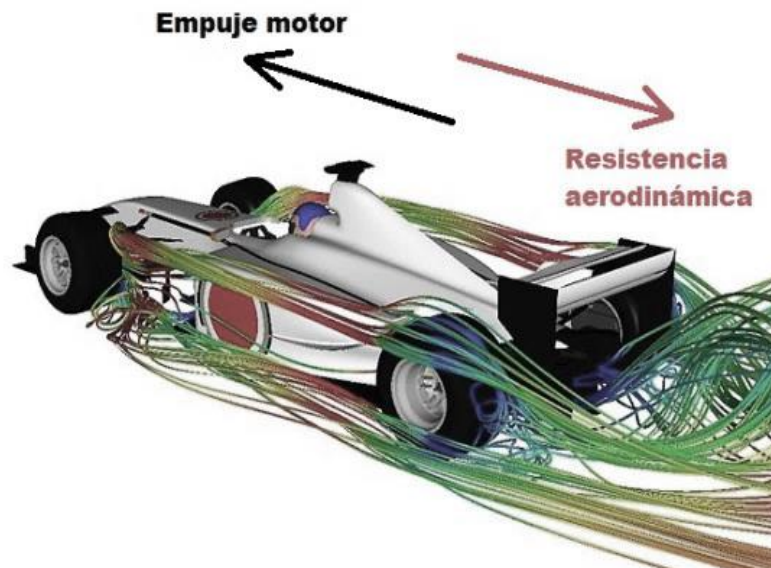


Figura 2.25. Resistencia aerodinámica.
(Giancoli, 2006, pág. 204)

2.8.6.5 Resistencia del motor y transmisión

Es importante mencionar la resistencia del motor y transmisión debido a la potencia y al par resistente que ofrece el motor en el momento de frenar el vehículo gracias al gran número de revoluciones al que esta gira disminuye la velocidad por la conexión que existe entre la transmisión y esta a su vez a las ruedas, ayudando así a preservar los elementos del sistema de fricción de los frenos cuando se encuentran en bajadas prolongadas.

2.9 ADHERENCIA

Es la que nos proporciona una eficaz frenada aceleración y una estabilidad lateral del vehículo, por medio del neumático se trasfiere una fuerza tangencial a la superficie por donde este se moviice, gracias a la adherencia se reduce el deslizamiento o patinada como generalmente se lo conoce. Por tanto, la seguridad en marcha del vehículo está en manos de la adherencia que este tenga entre el neumático y la calzada, la adherencia es proporcional a

la potencia transmitida hacia las ruedas por medio del motor la cual se transforma en aceleración.

La adherencia depende básicamente del coeficiente de rozamiento que existe entre la superficie y el peso que soporta ésta, así como la capacidad de deformación de la banda de rodadura del neumático la cual se adapta a la superficie del suelo y la que contribuye a incrementar la adherencia.

2.10 DESLIZAMIENTO

2.10.1 LÍMITE DE FRENADO BLOQUEO DE LAS RUEDAS

Cuando las ruedas se bloquean, disminuye el valor de la fuerza de frenado respecto a la máxima fuerza potencial que puede obtenerse en condiciones de rodadura. (Luque , Álvarez , & Vera, 2004, pág. 415) cuando esto sucede el vehículo pierde resistencia sobre el equilibrio el eje posterior se bloquea produciendo una inestabilidad direccional.

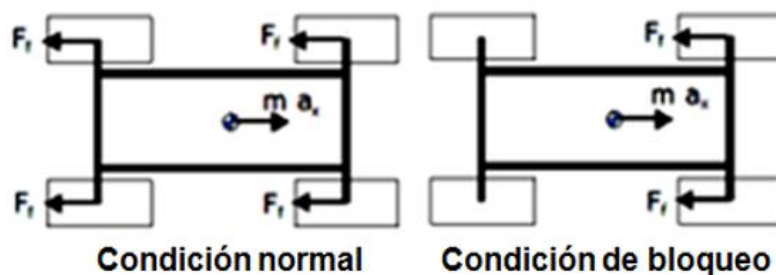


Figura 2.26. Esfuerzos en Condición normal y bloqueo del eje trasero
(Luque , Álvarez , & Vera, 2004, pág. 415)

De igual manera si se bloquea el eje delantero, el sistema no es inestable, pero ocasiona una pérdida de control direccional que es más controlable que la pérdida de tracción posterior.

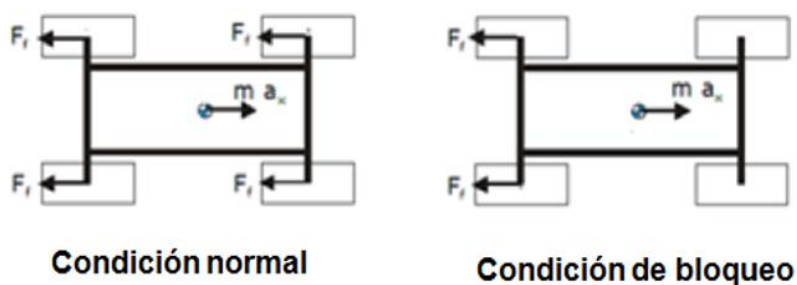


Figura 2.27. Condición normal y de bloqueo en eje delantero.
(Luque , Álvarez , & Vera, 2004, pág. 416)

2.10.2. TRANSFERENCIA DE PESO

En el proceso de frenado un factor importante en la dinámica del prototipo formula student surgen diversas solicitaciones. Se las puede simplificar en una sola resultante la cual es la que se opone instantáneamente al movimiento (Luque , Álvarez , & Vera, 2004, pág. 416). teniendo en cuenta el sistema de referencia no inercial, aparecerá en el centro de gravedad una fuerza inercial sobre el prototipo (donde se supone que tiene concentrada toda la masa). Dicha fuerza es paralela a la superficie de rodadura que tiene el sentido de avance del prototipo.

Todos los esfuerzos que se generan al momento de frenada se aplican en el área de contacto entre los neumáticos y la calzada por donde este se desplace y serán la suma de las fuerzas entre el eje delantero y posterior.

Al analizar los efectos de inercia y la fuerza de frenado estas son contrarias por lo que existe un cabeceo, al momento que se descarga el eje posterior en el mismo instante de tiempo se sobrecarga el eje delantero, es así que existe una transferencia de carga entre ejes.

$$\text{Distribución de peso en el eje delnatero} = \frac{P_d}{P} \cdot 100 \quad (2.2)$$

$$\text{Distribución de peso en el eje posterior} = \frac{P_t}{P} \cdot 100 \quad (2.3)$$

Donde:

P_d peso o fuerza soportado en el eje delantero.

P_t peso o fuerza soportado en el eje posterior.

P fuerza vertical que aplica el vehículo sobre la calzada.

Teniendo en cuenta la distribución de pesos en cada eje delantero y posterior, se calcula la posición horizontal del centro de gravedad, ya que ésta es simplemente función de la geometría del vehículo.

$$CD_{d.x} = \frac{P_t}{P} L \quad (2.4)$$

$$CD_{t.x} = \frac{P_t}{P} L \quad (2.5)$$

Donde:

$CD_{d.x}$ distancia del centro de gravedad desde el eje delantero.

$CD_{t.x}$ distancia del centro de gravedad desde el eje posterior.

L batalla (distancia entre ejes)

Con la distribución entre ejes se debe cumplir obligadamente lo siguiente:

$$CD_{d.x} + CD_{t.x} = L \quad (2.6)$$

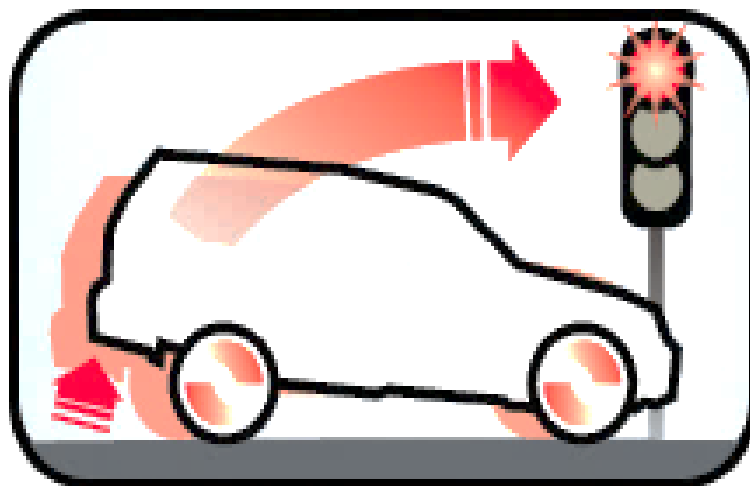


Figura 2.28. Transferencia de peso
(Bosch GmbH, 2005, pág. 78)

2.11 Fricción

La fricción es resistencia al deslizamiento. Dos objetos en contacto e intentando moverse entre sí tienen fricción. Puede ser alto o bajo dependiendo de los tipos de superficies en contacto. Si dos superficies en contacto se deslizan, la fricción crea calor.

$$\mu = \frac{F}{N} \quad (2.7)$$

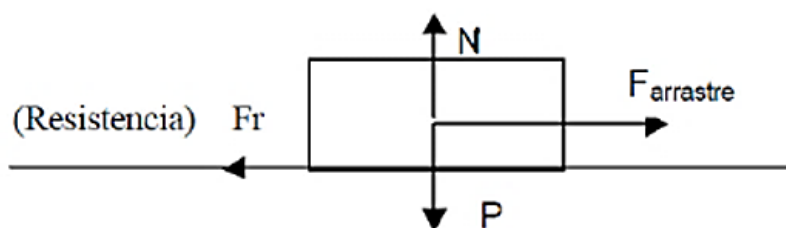


Figura 2.29. Fuerza de fricción entre dos cuerpos en contacto.
(Gowitzke & Milner , pág. 94)

En los frenos, la fricción se usa para crear calor. El proceso de crear calor detiene el automóvil. La cantidad de fricción entre dos superficies de fricción depende de los materiales y su rugosidad. La cantidad de fricción se describe mediante un número llamado coeficiente de fricción. Un número alto significa una gran cantidad de fricción; un número bajo significa una pequeña cantidad de fricción.

Tabla 2.3. Coeficiente de rozamiento de un neumático sobre diferentes calzadas

Velocidad de marcha	Estado de los neumáticos	Calzada seca	Calzada mojada (nivel de agua 0,2mm)	Lluvia fuerte (nivel de agua 1mm)	Charco de agua (nivel de agua 2mm)	Con hielo (placa de hielo)
km/h	μ	μ	μ	μ	μ	μ
50	Nuevo	0,85	0.65	0,55	0,5	0,1 0 menor
	Desgastado	1	0.5	0,4	0,25	
90	Nuevo	0,8	0.6	0,3	0,05	
	Desgastado	0,95	0.2	0,1	0	
130	Nuevo	0,75	0,55	0,2	0	
	Desgastado	0,9	0,2	0,2	0	

(Giancoli, 2006, pág. 75)

2.12 EFICACIA DE FRENADO

La fuerza de frenado máxima depende limitadamente de la adherencia. Es así que el prototipo *Formula Student*, si, aprovechara toda su adherencia al máximo se resumiría en una deceleración y por ende una detención eficaz del automóvil.

Sin embargo, el vehículo tipo *Formula Student* en la práctica no aprovechará su máxima adherencia entre el neumático y el asfalto por lo que frenará con una aceleración inferior, cuando la adherencia es superior el área de contacto entre los neumáticos y la calzada, mayor será la fuerza de rozamiento y por ende existe mayor deceleración y menor tiempo y distancia de recorrido en el momento de frenado.

La adherencia es factor importante ya que debido a este depende básicamente la deceleración, así como el tiempo y el espacio mínimo de frenada.

$$Eficacia = \frac{\sum F_{frenos}}{Peso} \cdot 100(\%) \quad (2.8)$$

2.13 ENERGÍA

La energía es la capacidad de hacer el trabajo. Un automóvil en movimiento desarrolla energía. Cuanto más rápido se mueve, más energía desarrolla. Este tipo de energía se llama energía cinética. Cuando se duplica la velocidad, se desarrolla cuatro veces la energía cinética. Es decir, la energía cinética varía como el cuadrado de velocidad.

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 \quad (2.9)$$

La conversión de la energía en la primera ley de la termodinámica dice: la energía nunca puede ser creada ni destruida. Sin embargo, la energía se puede convertir de una forma a otra. Las diferentes formas de energía son calor, sonido, luz, mecánica almacenada, química, eléctrica e irradiada.

Idealmente la energía cinética que tiene el vehículo en movimiento es absorbida en su totalidad por el sistema de frenos más específicamente por el conjunto disco pastilla, la cual es convertida en energía térmica, llegando así a cumplir la ley de la termodinámica como es la conservación de la energía.

El aumento de temperatura es directamente proporcional a la masa del vehículo cuando éste permanece en movimiento, así mismo, la temperatura es proporcional al cuadrado de la velocidad del vehículo.

Teniendo en cuenta el problema desde un punto práctico y no teórico, la resistencia a la rodadura, la resistencia aerodinámica, la aceleración de la gravedad y las pérdidas mecánicas juegan también un papel importante en la absorción de energía, pero para establecer estas relaciones fundamentales se debe limitar este estudio despreciando estos efectos.

2.14 DISTANCIA DE FRENADO O PARADA

Es la detención por completo del vehículo desde el momento que el conductor acciona el pedal de freno en un espacio determinado. La distancia de parada o frenada se determina por tres factores los cuales ya se mencionó anteriormente en este capítulo como son la adherencia que existe entre los neumáticos y el asfalto, así mismo como la fuerza de frenado y la velocidad del vehículo las cuales son variables dependiendo de las necesidades del piloto.

2.14.1 LA DISTANCIA DE REACCIÓN DEL PILOTO

$$V = \frac{d}{t} \quad (2.10)$$

$$d = V \cdot t \quad (2.11)$$

2.14.2 LA DISTANCIA DE FRICCIÓN EN LA FRENADA

$$w = \Delta E \quad (2.12)$$

Donde

w es el trabajo que realiza al momento de frenado

ΔE variación de energía

$$\Delta E = \frac{1}{2}mv^2 + 0 \quad (2.13)$$

$$w = \int F(x)dx = F \cdot d_2 \quad (2.14)$$

$$F \cdot d_2 = \mu N \cdot d_2 \quad (2.15)$$

Donde

F fuerza

d_2 distancia de frenada

μ coeficiente de fricción

N la normal

$$\mu N \cdot d_2 = \mu mg \cdot d_2 \quad (2.16)$$

Donde

m masa del vehículo

g gravedad

Iguualamos las ecuaciones 13 y 16

$$\mu mg \cdot d_2 = \frac{1}{2} mv^2 \quad (2.17)$$

$$d_2 = \frac{v^2}{2\mu g} \quad (2.18)$$

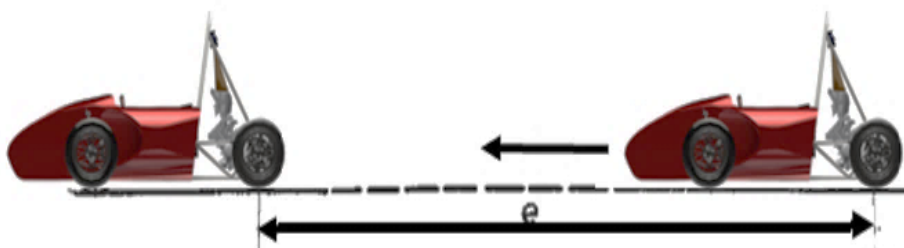


Figura 2.30. Distancia de frenado de un vehículo
(CRUZ CASTRO & MESÍAS IZURIETA , 2013, pág. 95)

2.15 HIPÓTESIS DE CÁLCULO

El análisis del sistema de frenado se efectúa sobre las cargas que actúan en él, así como también cuando este está sobre una rampa o pendiente se considera el ángulo de inclinación θ considerando una fuerza de resistencia aplicada desde el centro de gravedad paralelamente al suelo, también la componente del peso será una resistencia al avance, cuando el vehículo este ascendiendo frenará, siendo así lo contrario cuando esté de forma descendiente que empezará acelerar su marcha.

Si ($\theta > 0$) es considerado un ángulo positivo es decir cuando el vehículo está subiendo, y, si ($\theta < 0$) se considera un ángulo negativo y ocurre cuando el vehículo está bajando.

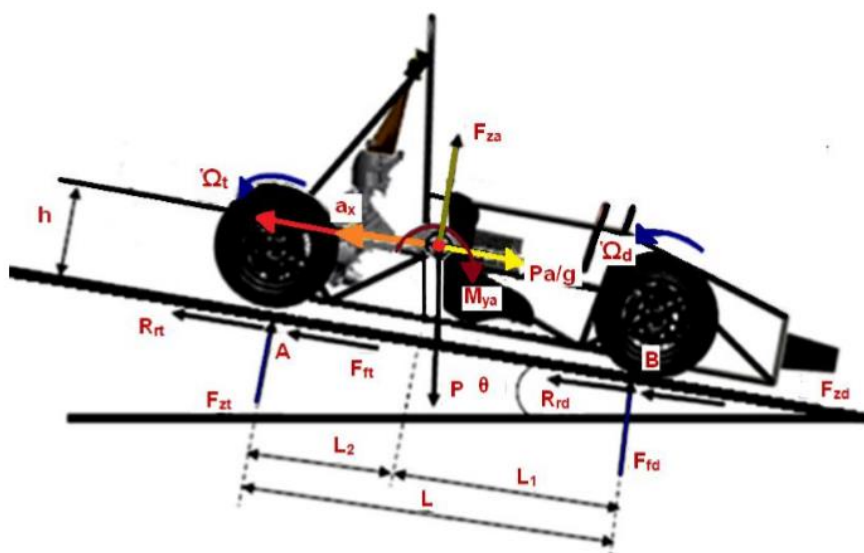


Figura 2.31. Diagrama del sólido libre.
(CRUZ CASTRO & MESÍAS IZURIETA, 2013, pág. 97)

Donde:

F_{xa} y F_{za} fuerzas aerodinámicas en los ejes x y en el eje z respectivamente.

M_{ya} momento que se genera las fuerzas aerodinámicas que producen en el eje y .

$Pa/g = m \cdot a$ fuerza de inercia que lleva el vehículo.

Ω_t y Ω_d deceleración angular de las ruedas posterior y delantera respectivamente.

P peso del vehículo.

R_{rt} y R_{rd} resistencia a la rodadura en la rueda posterior y delantera respectivamente.

F_{ft} y F_{fd} fuerza de frenado en el eje posterior y delantero respectivamente.

F_{zt} y F_{zd} reacciones en puntos de contacto A y B respectivamente.

θ pendiente del terreno por donde se desliza el vehículo.

h altura a la que se encuentra el centro de gravedad del vehículo.

a_x deceleración del vehículo.

2.15.1 FUERZAS DE FRENADO

Una correcta frenada se da cuando la tracción del neumático con la calada es apropiada para que el neumático desarrolle un esfuerzo de oposición al esfuerzo de rotación que la genera la rueda.

$$\text{Fuerza de frenado} = \frac{N_{\text{frenado}}}{R_{\text{neumatico}}} \quad (2.19)$$

Donde:

Fuerza de frenado es la reacción entre el neumático y la calzada.

$R_{\text{neumatico}}$ es el radio efectivo del neumático.

2.15.2. DESACELERACIÓN

La desaceleración es una medida de qué tan rápido se ralentiza un automóvil. La desaceleración significa ralentizar la aceleración del automóvil. Tanto la aceleración como la desaceleración se miden en unidades de gravedad. Una gravedad es la fuerza ejercida por un objeto debido a la gravedad en la superficie de la Tierra, una gravedad es también una medida de aceleración o desaceleración 9.8 metros por segundo al cuadrado. Una vez que se aplican los frenos, un automóvil es detenido por la fuerza de fricción entre los neumáticos y la carretera. Durante el frenado, la fricción actúa sobre los neumáticos en una dirección opuesta al movimiento. Cuanto mayor sea la desaceleración, mayor será esta fuerza de fricción. La desaceleración máxima posible se produce al máximo coeficiente de fricción entre los neumáticos y la carretera. Esto sucede justo cuando los neumáticos están a punto

de patinar. Una vez que los neumáticos pierden tracción y derrape, la desaceleración disminuye.

Una rueda de rodadura requiere una cierta cantidad de fricción para que el punto de contacto de la rueda con la superficie no se deslice. La cantidad de tracción que se puede obtener de un neumático de automóvil, está determinada por el coeficiente de fricción estática entre el neumático y la calzada. Si la rueda se bloquea y desliza, la fuerza de rozamiento está determinado por el coeficiente de fricción cinética, y es por lo general mucho menor.

Teniendo en cuenta que una rueda está en movimiento sin deslizar, la fricción de la superficie no la hace trabajar en contra del movimiento de la rueda y, por tanto, no se pierde energía en ese punto. Sin embargo, hay una cierta pérdida de energía y una cierta desaceleración por la fricción en una rueda real, a esto se le refiere a veces como fricción por rodadura. Es en parte fricción en el eje, y puede deberse en parte a la flexión de la rueda la cual disipará un poco de energía. Se han reportado cifras de 0,02 a 0,06 como coeficientes efectivos de fricción por rodadura para neumáticos de automóviles, en comparación con alrededor de 0,8 para un coeficiente de fricción estático máximo entre el neumático y la carretera.

$$a_x = \frac{F_{total\ de\ frenado}}{m_v} \quad (2.20)$$

Donde:

a_x *desaceleración del vehículo (lo llamaremos a_v para más específico)*

$F_{total\ de\ frenado}$ *fuerza total de frenado*

2.15.3. EFECTOS DINÁMICOS QUE PRESENTA EL VEHÍCULO EN LA DECELERACIÓN

En base a la deceleración que experimenta un vehículo las fuerzas cambian de acuerdo a cada rueda y respectivamente en cada eje, es así que cuando en una frenada el eje delantero experimenta un aumento de peso el eje posterior disminuye en la misma medida manteniendo el peso constante del vehículo, esta transferencia de peso hace que el vehículo genere un cabeceo y eso depende de la geometría del vehículo.

$$TP = \frac{a_v}{g} \cdot \frac{h}{L} \cdot P \quad (2.21)$$

Donde:

TP peso absoluto transferido desde el eje posterior al eje delantero.

g aceleración de la gravedad.

h altura

La distribución real de las fuerzas sobre cada eje será:

$$P_{d,d} = P_d + TP \quad (2.22)$$

$$P_{t,d} = P_t + TP \quad (2.23)$$

Donde:

P_{d,d} peso eje delantero durante deceleración.

P_{t,d} peso eje posterior durante deceleración

Lo que se podría comprobar que el peso total del vehículo sería el mismo.

$$P_{d,d} + P_{t,d} = P \quad (2.24)$$

2.15.4. TRANSFERENCIA DE PESO

Se presenta una alteración en cada uno de sus ejes al existir una transferencia de pesos debido al contacto que existe entre el neumático y la calzada y la normal gracias a la presencia de un coeficiente de fricción.

$$F_{f,d} = \mu \cdot P_d \quad (2.25)$$

$$F_{f,t} = \mu \cdot P_t \quad (2.26)$$

Donde:

$F_{f.d}$ fuerza de frenado en el eje delantero

$F_{f.t}$ fuerza de frenado en el eje posterior.

μ coeficiente de fricción máximo entre los neumáticos y el asfalto.

Dado así la máxima fuerza de frenado en cada eje se modifica de la siguiente manera de acuerdo a la transferencia de pesos con un μ constante durante la deceleración.

$$F_{f.d} = \mu \cdot P_{dd} = \mu (P_d + TP) \quad (2.27)$$

$$F_{f.t} = \mu \cdot P_{td} = \mu (P_t - TP) \quad (2.28)$$

La suma de fuerzas que desarrollada en los dos ejes del vehículo definen la fuerza máxima de frenada que éste experimenta.

$$F_{max} = F_{f.d} + F_{f.t} \quad (2.29)$$

Relacionando con las fórmulas anteriores donde interviene el coeficiente de fricción conjuntamente con el peso del vehículo se obtiene.

$$F_{max} = (P_{dd} + P_{td}) \mu = P \cdot \mu \quad (2.30)$$

Retomando la expresión de la segunda ley de Newton en la que se obtuvo la desaceleración del vehículo se tiene:

$$a_v = \frac{F_{max}}{m_v} \quad (2.31)$$

Sustituyendo en la expresión anterior:

$$F_{max} = P \cdot \mu = m_v \cdot a_v \quad (2.32)$$

$$\mu = \frac{m_v \cdot a_v}{P} = \frac{a_v}{g} \quad (2.33)$$

Se puede concluir que la máxima desaceleración esperada que puede obtenerse en el proceso de frenado del vehículo coincide con el coeficiente de fricción entre neumático y asfalto, por lo que el par de frenado de oposición al movimiento del vehículo se obtiene a través del radio efectivo de los neumáticos de la siguiente forma.

$$N_d = F_{f.d} \cdot R_d = \mu \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \left(\frac{h}{l} \right) P \right] R_d \quad (2.34)$$

$$N_t = F_{f.t} \cdot R_t = \mu \left[P_t + \left(\frac{a_v}{g} \right) \left(\frac{h}{l} \right) P \right] R_t \quad (2.35)$$

R_d radio nominal del neumático delantero

R_t radio nominal del neumático posterior

Debido a que se desconoce el dimensionamiento conjuntamente con las características exactas del neumático que se instalará en el prototipo se estimará una aproximación de radio nominal.

Retomando el diagrama de equilibrio de momentos que actúan sobre el vehículo se obtiene:

$$\sum M_A = 0 ; F_{zd} = \frac{P \cos \theta l_2 + \left(\frac{P}{g} \cdot a_v - F_{xa} + P \sin \theta \right) \cdot h}{L} \quad (2.36)$$

$$\sum M_B = 0 ; F_{zt} = \frac{P \cos \theta l_1 + \left(\frac{P}{g} \cdot a_v - F_{xa} + P \sin \theta \right) \cdot h}{L} \quad (2.37)$$

En el caso que el vehículo se desplace por una pista donde no exista ninguna inclinación el ángulo (θ se estimara por cero), así mismo despreciando la fuerza aerodinámica (F_{xa} es cero), se obtiene una fuerza de frenado en cada eje de la siguiente manera:

$$F_{f.d} = \mu \left[\frac{P \cdot l_2}{L} + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \quad (2.38)$$

$$F_{f.t} = \mu \left[\frac{P \cdot l_1}{L} + \left(\frac{a_v}{g} \right) \cdot \left(\frac{h}{L} \right) \cdot P \right] \quad (2.39)$$

Como:

$$P_d = \frac{P \cdot l_2}{L} \quad (2.40)$$

$$P_t = \frac{P \cdot l_1}{L} \quad (2.41)$$

Se obtiene un momento en cada eje de la siguiente manera:

$$N_d = F_{f.d} \cdot R_d = \mu \left[P_d + \left(\frac{a_v}{g} \right) \left(\frac{h}{l} \right) P \right] R_d \quad (2.42)$$

$$N_t = F_{f.t} \cdot R_t = \mu \left[P_t + \left(\frac{a_v}{g} \right) \left(\frac{h}{l} \right) P \right] R_t \quad (2.43)$$

Las expresiones de cada momento son idénticas a las que el vehículo experimenta en la dinámica de frenada.

2.16 BALANCE ÓPTIMO DE FRENADA

El cociente entre las fuerzas de frenado delantera y posterior deberá ser igual al cociente entre las fuerzas verticales delanteras y posteriores para alcanzar una óptima frenada en condiciones estáticas y una eficacia del 100 %.

$$\frac{F_{fren.d}}{P_d} = \frac{F_{fren.t}}{P_t} \quad (2.44)$$

Pero debido a la transferencia de pesos producida durante la frenada se tiene:

$$\frac{F_{fren.d}}{P_{d.d}} = \frac{F_{fren.t}}{P_{t.d}} \quad (2.45)$$

Lo que se quiere resaltar con esta ecuación es que el cociente de las fuerzas delanteras y posteriores es un parámetro fijo basado en el dimensionamiento de los componentes del sistema, la relación entre las fuerzas verticales delanteras y posteriores es una variable basada en la deceleración y geometría del vehículo. Esto implica que la relación solo puede ser optimizada para una determinada desaceleración del vehículo y unas condiciones establecidas (CRUZ CASTRO & MESÍAS IZURIETA , 2013, pág. 219).

2.17 DIMENSIONAMIENTO DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA DE FRENOS

Para llevar a cabo el dimensionamiento del sistema de frenos hay tener un absoluto conocimiento de las fuerzas y pares que actúan en el momento del frenado sobre los dispositivos que lo forman. El par máximo de frenado que podrá experimentar el vehículo vendrá determinado por el contacto neumático asfalto, antes que ocurra el deslizamiento, por lo que el valor máximo de par de frenado por el rozamiento entre el disco y la pastilla podrá alcanzar dicho valor como máximo para no provocar el bloqueo de las ruedas.

El par de frenado que se debe generar según la dinámica del vehículo.

$$N_{frenado.d} = 2 \cdot \mu_{pad} \cdot n^o pistones \cdot A_{piston} \cdot R_{ef.d} \quad (2.46)$$

$$N_{frenado.t} = 2 \cdot \mu_{pad} \cdot n^o pistones \cdot A_{piston} \cdot R_{ef.t} \quad (2.47)$$

Se puede observar que en estas expresiones se usa un radio efectivo debido que es aquí donde existe la concentración de mayor presión entre la pastilla y el disco, teniendo en cuenta que el disco de freno tiene un radio interno y uno externo, así mismo el número de pistones que posee la cada mordaza con las cuales entran en contacto con la pastilla y a su vez estas con el disco los coeficientes de rozamientos son multiplicados por dos debido que el disco es presionado por sus dos caras mediante las pastillas de freno.

Cabe destacar que para encontrar la fuerza total de rozamiento se tiene que calcular la fuerza normal que es ejercida sobre el conjunto de acuerdo a los pistones que contiene cada mordaza.

$$dF_n = p \cdot dS = P \cdot r \cdot dr \cdot d\theta \quad (2.48)$$

Integrando:

$$F_n = \int_{-a/2}^{a/2} \int_{R_i}^{R_e} p \cdot r \cdot dr \cdot d\theta = p \cdot a \frac{(R_e^2 - R_i^2)}{2} \quad (2.49)$$

En cuanto a la fuerza tangencial se obtiene:

$$dF_t = \mu \cdot dF_n = \mu \cdot p \cdot dS \quad (2.50)$$

Integrando:

$$N = \int_{-a/2}^{a/2} \int_{R_i}^{R_e} \mu \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \cdot d\theta = \frac{1}{3} \cdot a \cdot \mu \cdot p \cdot (R_e^3 - R_i^3) \quad (2.51)$$

La expresión anterior es para una cara del disco, por lo que para las dos caras quedara:

$$N_{disco} = \frac{2}{3} \cdot a \cdot \mu \cdot p \cdot (R_e^3 - R_i^3) \quad (2.52)$$

Siendo así el radio efectivo del disco:

$$R_{ef} = \frac{N}{F_t} = \frac{2(R_e^3 - R_i^3)}{3(R_e^2 - R_i^2)} \quad (2.53)$$

2.18 FRENÓMETRO

Los frenómetros de rodillos son los equipos necesarios para realizar la inspección de los vehículos según la norma ISO 21069-1. Consisten en dos pares de rodillos sobre los cuales se colocan las ruedas de un mismo eje durante el ensayo, midiendo la fuerza de frenado

producida por los neumáticos mientras giran en los mismos. Los frenómetros se fabrican en una gran cantidad de tamaños en función de las cargas por eje admisibles.

$$F = \frac{1}{2} m \cdot g \cdot u \quad (2.54)$$

Donde:

- m carga máxima por eje en kg
- μ coeficiente de adherencia
- El diámetro de los rodillos debe ser al menos de 200 mm, excepto en los frenómetros superficiales (sin cimentación) donde el diámetro podrá ser de 150 mm.
- La longitud de cada rodillo deberá ser al menos de 900 mm.
- La distancia entre los rodillos debe de estar entre 530 y 1300 mm.
- Para obtener una mayor fuerza de frenada se admite que el rodillo trasero esté elevado entre 40 y 100 mm
- El coeficiente de adherencia con el rodillo cuando los neumáticos estén en buenas condiciones será de al menos 0,7 en seco y 0,5 en mojado, aunque la adherencia real se vea reducida por la separación entre los rodillos.
- Los rodillos deberán ponerse en marcha automáticamente cuando el vehículo permanezca más de tres segundos sobre ellos.
- Se producirá la parada automática de los rodillos cuando el deslizamiento entre el rodillo y el neumático alcance el $27\% \pm 3\%$.

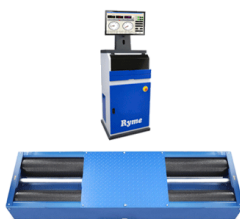


Figura 2.32. Frenómetro de ligeros

(Borja , Fenoll, & Seco de Herrera , Sistema de transmisión y frenado, 2009, pág. 203)

CAPÍTULO III

3.1 DESARROLLO DE LA PROPUESTA

Para el diseño e implementación del sistema de frenos del prototipo *formula student* de la Universidad Técnica del Norte se plantea un flujograma el cual prestará ayuda para la realización del Sistema de freno, a continuación, se detalla el orden de la metodología a seguir.

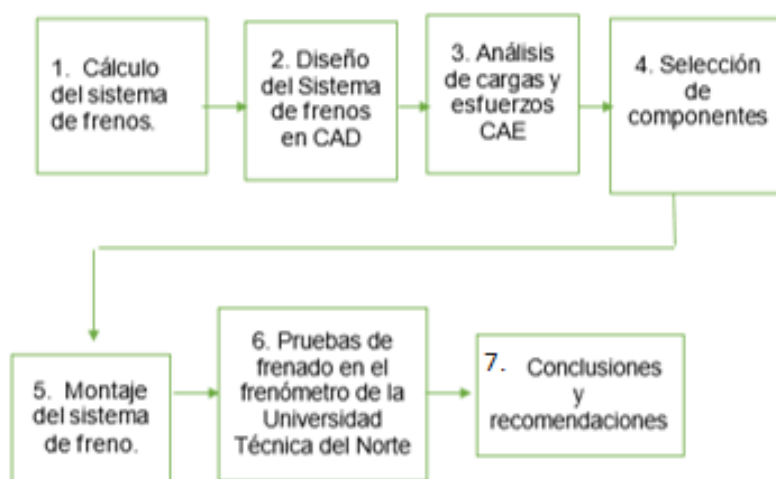


Figura 3.1. Desarrollo de la propuesta

El tipo de sistema empleado en el proyecto será el freno a disco en las cuatro ruedas pues posibilita un mayor par de frenado, debido a la mayor facilidad de disipación de calor, gracias a la gran área expuesta al medio. Además, los frenos de disco tienen otras ventajas, como la facilidad de mantenimiento y de regulación del sistema.

Los frenos de disco son poco sensibles a la contaminación externa, ya que el disco es superficie externa girante, lo que expulsa las impurezas por medio del efecto centrífugo. Este conjunto es menos propenso a la falla por fatiga del sistema, resultante del calor generado.

3.2. SISTEMA DE FRENOS DUAL

Este sistema de frenos dual está diseñado para aumentar la seguridad al momento de accionar el sistema de frenos, este sistema incorpora dos circuitos el cual consiste en designar para cada eje un sistema de frenos ya sea delantero y el otro trasero, este sistema es operado por un solo pedal en caso de que un sistema falle el otro sistema seguirá trabajando con total normalidad.

Según la norma DIN 7400, (Luque , Álvarez , & Vera, 2004, pág. 395) la repartición se realiza debido a la distribución de cargas elevadas en los ejes. El sistema de circuitos separados el eje delantero y trasero (II) se utiliza en los vehículos que tienen su peso más cargado en el eje trasero, debido a que este tipo de configuración es más seguro al momento de poner a prueba el sistema de frenos.

	<p align="center">Sistema II</p> <p>Distribución eje delantero, eje trasero. Cada circuito frena independientemente un eje.</p>
	<p align="center">Sistema X</p> <p>Distribución diagonal entre ruedas. Delantera izquierda con trasera derecha; delantera derecha con trasera izquierda.</p>
	<p align="center">Sistema HI</p> <p>Distribución eje delantero-eje trasero, eje delantero. Un circuito actúa sobre ambos ejes mientras que el otro actúa sobre el delantero.</p>
	<p align="center">Sistema LL</p> <p>Distribución eje delantero y rueda trasera derecha, eje delantero y rueda trasera izquierda.</p>
	<p align="center">Sistema HH</p> <p>Distribución eje delantero-eje trasero, eje delantero-eje trasero. Cada circuito actúa sobre los dos ejes.</p>

Figura 3.2. Nomenclatura de la distribución de la fuerza de frenado (DIN 74000)
(Águeda Casado, Navarro, & Gómez Morales, 2011, pág. 396)

3.3. CÁLCULO PARA EL DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS DEL PROTOTIPO *FORMULA STUDENT*

Como en la etapa inicial de proyecto no tenemos los valores de distribución de carga del prototipo y tampoco la posición de su centro de masa necesitamos estimar los valores de las cargas en cada eje para obtener un reparto en las cuatro ruedas, del prototipo, así mismo estos pesos son diferentes en cada uno de sus ejes del prototipo *formula student*. Conociendo la masa suspendida en cada eje en porcentajes de 60% para la parte posterior y 40 % en la parte delantera.

Según datos de construcción del bastidor está diseñado para soportar 322 kg (incluido el vehículo conjuntamente con el piloto) (Melo, 2017, pág. 43).

Centro de gravedad 0,346 m.

$$P = 322\text{kg}$$

$$P_d \text{ Peso en eje delantero o fuerza vertical} = 128,8 \text{ kg}$$

$$P_t \text{ Peso en eje posterior o fuerza vertical} = 193.2 \text{ kg}$$

Se inicia los cálculos a partir de la deceleración deseada para el proyecto. La velocidad máxima alcanzada por el prototipo, de acuerdo con la relación final de la transmisión es 200km / h. Aunque las velocidades alcanzadas durante la competición son considerablemente más bajas, este valor se toma como la peor condición posible durante frenados bruscos. La desaceleración (y la aceleración) se miden en unidades de gravedad o "G's". Para determinar un valor base G, el vehículo debe parar a partir de 150 km / h (41,66 m / s) en unos 6,0s.

$$v_f = v_o + a \cdot t \tag{3.1}$$

$$0 = 41,66 \text{ m/s} + a \cdot (6\text{s})$$

$$a = -6,94 \text{ m/s}^2$$

Ahora se establece la desaceleración en términos de G's a través de la ecuación

$$G's \text{ de desaceleración} = \frac{6,94 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} = 0,71 G$$

3.4. CÁLCULO DEL CENTRO DE GRAVEDAD

$$CD_{d.x} = \frac{P_t}{P} L \quad (3.2)$$

$$CD_{d.x} = \frac{193,2}{322} \cdot 1525 = 915 \text{ mm}$$

$$CD_{t.x} = \frac{P_t}{P} L = \frac{128,8}{322} \cdot 1525 = 610 \text{ mm}$$

$$CD_{d.x} + CD_{t.x} = 1525$$

3.5. CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE CARGA DEL EJE POSTERIOR AL EJE DELANTERO:

$$TP = \frac{a_v}{g} \cdot \frac{h}{L} \cdot P \quad (3.3)$$

$$TP = \frac{(0,71 G's) \cdot (9,8 \text{ m/s}^2)}{9,8 \text{ m/s}^2} \cdot \frac{0,346 \text{ m}}{1,525 \text{ m}} \cdot (322 \text{ kg}) \cdot 9,8 \text{ m/s}^2$$

$$TP = 715,96 N$$

3.5.1. DISTRIBUCIÓN EXACTA DE LA FUERZA APLICADA A CADA EJE

$$P_{d,d} = P_d + TP \quad (3.4)$$

$$P_{d,d} = (128,8 \text{ kg}) (9,8 \text{ m/s}^2) + 715,96 N = 1978,6 N$$

$$P_{t,d} = P_t - TP = (193,2 \text{ kg}) (9,8 \text{ m/s}^2) - 715,96 N = 1177,4 N$$

3.5.2. PARA COMPROBAR EL PESO TOTAL DEBE SER EL MISMO

$$P = P_{d,d} + P_{t,d} \quad (3.5)$$

$$1978,6 + 1177,4 = 3156 \text{ N}$$

$$\frac{3156 \text{ N}}{9,8 \text{ m/s}^2} = 322 \text{ kg}$$

3.6. TRANSFERENCIA DE FUERZAS SOBRE LOS EJES.

$$F_{f,d} = \mu \cdot P_{d,d} \quad (3.6)$$

$$F_{f,d} = (0,71) \cdot (1978,6 \text{ N}) = 1404,8 \text{ N}$$

$$F_{f,t} = \mu \cdot P_{t,d} \quad (3.7)$$

$$F_{f,t} = (0,71) \cdot (1177,4 \text{ N}) = 835,9 \text{ N}$$

A simple vista de acuerdo a los valores resultantes se puede afirmar como se transfiere las cargas entre ambos ejes aumentando en el eje delantero y disminuyendo en el eje posterior.

Es muy trascendental reiterar que se está admitiendo una adherencia constante de 1,6 durante la deceleración, es decir que los neumáticos simultáneamente con el asfalto aprovechan al máximo durante todo el proceso de frenado.

3.7. FUERZA DE FRENADO MÁXIMA

$$F_{max} = F_{f,d} + F_{f,t} \quad (3.8)$$

$$F_{max} = 1404,8 \text{ N} + 835,9 \text{ N} = 2240,7 \text{ N}$$

3.8. EL PAR DE FRENADO DE OPOSICIÓN DEL VEHÍCULO SE OBTIENE A TRAVÉS DEL RADIO DE LOS NEUMÁTICOS.

Para la entrega y la comprobación tanto como es la suspensión frenos y dirección se ha elegido unos neumáticos de las siguientes características 165/65 R13.

$$N_d = F_{f.d} \cdot R_d \quad (3.9)$$

$$N_d = (1404,8 \text{ N}) \cdot (272 \cdot 10^{-3} \text{ m})$$

$$N_d = 382,1 \text{ Nm}$$

$$N_t = F_{f.t} \cdot R_d \quad (3.10)$$

$$N_t = (835,9 \text{ N}) \cdot (272 \cdot 10^{-3} \text{ m})$$

$$N_t = 227,4 \text{ Nm}$$

3.9. BALANCE ÓPTIMO DE FRENADA

$$\frac{F_{fren.d}}{P_{d.d}} = \frac{F_{fren.t}}{P_{t.d}} \quad (3.11)$$

$$\frac{1404,8 \text{ N}}{1978,6 \text{ N}} = \frac{835,9 \text{ N}}{1177,4 \text{ N}}$$

$$0,71 = 0,71$$

En base a ello podemos afirmar el dimensionamiento de los elementos de frenado, así como las fuerzas que actúan cuando este es requerido solamente pueden ser optimizadas en una determinada deceleración dependiendo de la geometría del vehículo.

3.10. DIMENSIONAMIENTO DEL DISCO DE FRENOS

Uno de los factores más importantes es el dimensionamiento del disco de freno debido que este elemento es el encargado de absorber el par de frenada y la fuerza que ejerce el vehículo para ser detenido.

$$D_{disco} = \frac{N_{max}}{F_{max}} \quad (3.12)$$

$$D_{disco} = \frac{(382,1 + 227,4) \text{ Nm}}{2240,7 \text{ N}}$$

$$D_{disco} = 0,2720 \text{ m}$$

Tabla 3.1. Parámetros de cálculos para el Sistema de Frenos

CARACTERISTICAS	VALOR	UNIDAD
Masa delantera	193,2	Kg
Masa trasera	128,8	Kg
Diámetro disco delantero	270	mm
Diámetro disco trasero	270	mm
Relación pedal	6:1	
Repartidor de frenada	30%	
Diámetro pistón bomba	25.4	mm
Diámetro pistón calipers delantero	51	mm
Diámetro pistón calipers trasero	48	mm
Área pistón calipers delantero	2042,8	mm ²
Área del pistón diámetro trasero	1809,5	mm ²
Fuerza del pedal	2000	N
Coefficiente rozamiento pastilla de freno	0,38	

3.11 PEDAL DE FRENO

La regla T7.1.8 de la competición de 2016-2017, el pedal de freno debe ser seleccionado de tal forma que pueda soportar una fuerza de 2000 N, sin que exista ningún fallo en el sistema de freno o soporte del pedal.

3.11.1 MATERIAL PRINCIPAL DEL PEDAL DE FRENO

El pedal de freno es proyectado en aluminio 6061, con tratamiento térmico T6, porque este material además de técnicamente resistir las fuerzas impuestas al pedal de freno es más ligero en comparación al acero y es estéticamente más agradable. La estética de los componentes del sistema es de gran importancia durante la prueba de diseño en la que los jueces evalúan el proyecto desde el punto de vista técnico con sesgo orientado al mercado.

-6061- (ALUMINIO – MAGNESIO – SILICIO)											
COMPOSICIÓN QUÍMICA											
%	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Otros elementos		Al
Mínimo	0.40		0.15		0.80	0.04					
Máximo	0.80	0.70	0.40	0.15	1.20	0.35	0.25	0.15	0.05	0.15	El resto
PROPIEDADES MECÁNICAS TÍPICAS (a temperatura ambiente de 20°C)											
Estado	Características a la tracción						Resistencia a la cizalladura τ N/mm ²	Dureza Brinell (HB)			
	Carga de rotura Rm. N/mm ²	Límite elástico Rp 0.2. N/mm ²	Alargamiento A 5.65%	Límite a la fatiga N/mm ²							
0	125	55	27	120	85		30				
T4	235	140	21	180	150		65				
T6	310	270	14	190	190		95				

Figura 3.3. Propiedades del aluminio 6061
(Ocaña, 2012, pág. 64)

3.11.2 RELACIÓN DEL PEDAL O VENTAJA MECÁNICA

La fuerza que se necesita para frenar un vehículo es mucho mayor de lo que una persona pone a disposición. Por lo tanto, será necesario multiplicar esa fuerza y un método utilizado es el principio de la palanca. A través de un pedal de freno proyectado, obedeciendo tal principio, se puede multiplicar la fuerza realizada por la pierna del conductor, minimizando esfuerzos.

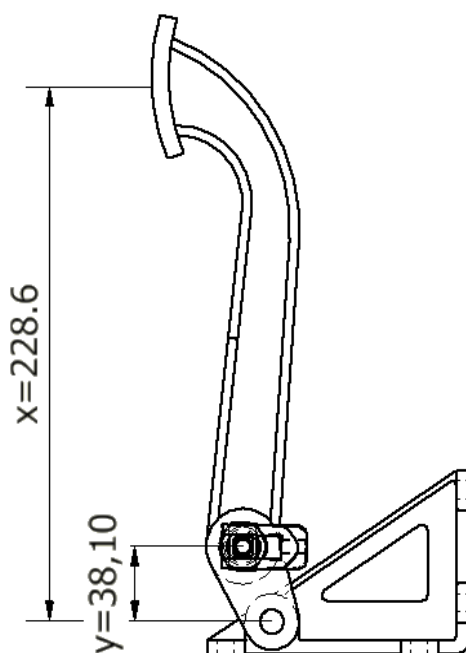


Figura 3.4. Relación de pedal

$$\text{Relación del pedal} = \frac{x}{y} \quad (3.13)$$

$$\text{Relación del pedal} = \frac{228.6}{38.10}$$

$$\text{Relación del pedal} = 6$$

3.11.3 FUERZAS EN EL PEDAL DE FRENO

El par desarrollado a partir de la fuerza en el pedal y la distancia del pedal al punto de apoyo, es igual al par desarrollado a partir de la fuerza en el vástago del émbolo y la distancia al apoyo del vástago del émbolo.

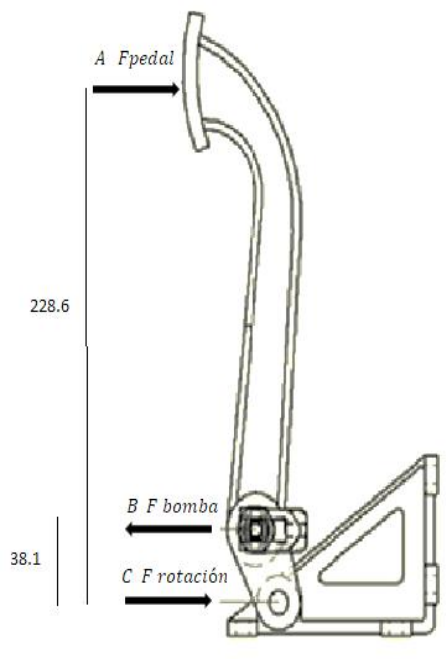


Figura 3.5. Fórmula de las fuerzas del pedal de freno

$$\sum M_C = 0 \quad (3.14)$$

$$228.6 \text{ mm}(F_{\text{Pedal}}) - 38.1 \text{ mm}(F_{\text{Bomba}}) = 0$$

$$F_{\text{Bomba}} = \frac{228.6 \text{ mm}}{38.1 \text{ mm}} \cdot 2000 \text{ N}$$

$$F_{\text{Bomba}} = 12000 \text{ N}$$

3.12 FUERZA DE SALIDA A CADA UNA DE LAS BOMBAS

El repartidor de tipo balance bar tiene la función de distribuir la fuerza ejercida por el piloto para cada cilindro maestro de acuerdo con su regulación. Este tipo de actuador actúa mecánicamente distribuyendo la fuerza del pedal sobre los cilindros maestros. La distribución de fuerzas en el sistema se realiza siguiendo las ecuaciones de equilibrio de la newtoniana

El balancín usado en el pedal se compone de cuatro elementos básicos. Una rótula esférica radial montada por interferencia en un tornillo, un conector con el push rod que llamaremos de junta rotacional y el eje de esta junta que es montado al tornillo del balancín. La figura 3.6 se muestra una vista explotada del montaje de los componentes de la balanza de balance.

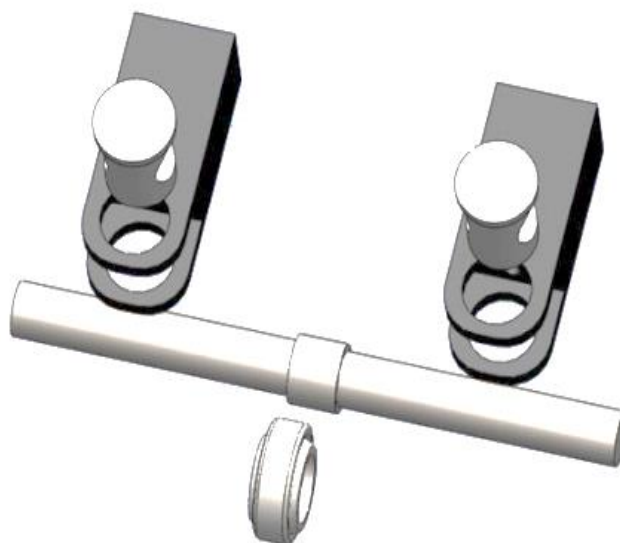


Figura 3.6. Vista del repartidor de frenado mecánico

El actuador tipo balancín necesita dos cilindros maestros, del tipo simple, para funcionar. Este mecanismo actúa mecánicamente distribuyendo la fuerza del pedal sobre los cilindros maestros. La distribución de fuerzas en el sistema se realiza siguiendo las ecuaciones de equilibrio. Para que un cuerpo esté en equilibrio tanto la suma de fuerzas actuando sobre él, cuanto la suma de momentos debe ser igual a cero.

$$F_{s.r.f.d} = (1 + a) \cdot \frac{F_{s.p}}{2} \quad (3.15)$$

$$F_{s.r.f.d} = (1 + 0,3) \cdot \frac{2000 \text{ N}}{2} = 1300 \text{ N}$$

$$F_{s.r.f.t} = (1 + a) \cdot \frac{F_{s.p}}{2} \quad (3.16)$$

$$F_{s.r.f.t} = (1 - 0,3) \cdot \frac{2000 \text{ N}}{2} = 700 \text{ N}$$

Donde:

$F_{s.r.f.d}$ fuerza de salida con el repartidor hacia la bomba delantera.

$F_{s.r.f.t}$ fuerza de salida con el repartidor hacia la bomba posterior.

3.13 DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES GENERADAS EN LA BOMBA DE FRENO

La fuerza de entrada del pedal hacia la bomba aplica una fuerza a la bomba la cual transforma en presión ejercida por esta la cual se transmitirá por el sistema hidráulico.

$$F_{e.b} = F_{s.r.f} \quad (3.17)$$

Donde:

$F_{e.b}$ fuerza lineal a la entrada de la bomba.

$F_{s.r.f}$ fuerza a la salida del repartidor de frenada.

Presión que genera en las bombas delantera y trasera respectivamente

$$P_{b.d} = \frac{F_{e.b.d}}{A_b} \quad (3.18)$$

$$P_{b.d} = \frac{(1300 \text{ N})}{\pi (11.1125 \text{ mm})^2} = 3.35 \text{ MPa}$$

$$P_{b.t} = \frac{F_{e.b.t}}{A_b} \quad (3.19)$$

$$P_{b.t} = \frac{(700 \text{ N})}{\pi (11.1125 \text{ mm})^2} = 1.8 \text{ MPa}$$

P_b presión hidráulica generada en la bomba.

A_b área del pistón de la bomba.

3.13.1 DISTRIBUCIÓN DE PRESIONES POR MEDIO DE LÍNEAS DE FRENO O CONDUCTOS.

Las líneas o conductos hidráulicos transmiten la presión al cilindro esclavo que está contenida dentro de la pinza de freno en cada rueda. Los pistones del cilindro esclavo se

mueven para sujetar las pastillas de fricción en los discos. Normalmente hay entre uno y seis pistones de cilindro esclavo en cada pinza.

Para el análisis de las presiones generadas en los pistones alojados en las pinzas de freno se analiza de acuerdo a la ley de pascal.

$$P_{piston} = P_{bomba} \quad (3.20)$$

3.14 FUERZAS LINEALES QUE LLEGAN A LAS MORDAZAS DE FRENO

$$F_{pinza.d} = n^0_{pistones} \cdot P_{piston.d} \cdot A_{piston.d} \quad (3.21)$$

$$F_{pinza.d} = 1 \cdot 3,35 \frac{N}{mm^2} \cdot 2042,8_{mm^2}$$

$$F_{pinza.d} = 6843,38 N$$

$$F_{pinza.t} = n^0_{pistones} \cdot P_{piston.t} \cdot A_{piston.t} \quad (3.22)$$

$$F_{pinza.t} = 1 \cdot 1,8 \frac{N}{mm^2} \cdot 1809,5_{mm^2}$$

$$F_{pinza.t} = 3257,1 N$$

Donde:

F_{pinza} fuerza lineal generada por la pinza de freno

A_{piston} área del pistón de la mordaza de freno.

$n^0_{pistones}$ numero de pistones que posee una mordaza de freno.

3.15 CONTACTO DISCO-PASTILLA FUERZA DE ROZAMIENTO (FRICCIÓN)

En el contacto disco-pastilla es donde se concentra la fuerza de frenado gracias a la restricción de rotación en el momento del contacto de la pastilla con el disco, esta fuerza tiene relación con la de la mordaza y se calcula de la siguiente manera.

$$F_{friccion.d} = F_{pinza.d} \cdot \mu_{pad. d} \quad (3.23)$$

$$F_{friccion.d} = 6843,38 \text{ N} \cdot 0,38$$

$$F_{friccion.d} = 2600 \text{ N}$$

$$F_{friccion.t} = F_{pinza.t} \cdot \mu_{pad. t} \quad (3.24)$$

$$F_{friccion.t} = 3257,1 \text{ N} \cdot 0,38$$

$$F_{friccion.t} = 1243 \text{ N}$$

Donde:

$F_{friccion}$. Fuerza de fricción.

μ_{pad} . Coeficiente de fricción de cada pastilla de freno.

3.15.1 PARES DE FRENADO QUE SE GENERA POR EL CONTACTO DISCO-PASTILLA

Las fuerzas de frenado establecen la fuerza tangencial que las pastillas aplican sobre cada una de las caras del disco de freno, por tanto, la fuerza empieza en el pedal de freno pasando por la bomba de freno o cilindros maestros y termina en los cilindros de las mordazas o calipers, el par de frenado que es capaz de generar el sistema y ver si son suficientes como para poder disminuir la velocidad del monoplaza hasta llegar a detenerlo. Además, se calcula las presiones que se desencadenan a lo largo del sistema de frenos implementando el principio de pascal “toda presión ejercida sobre un fluido incompresible se propagara en todo el fluido y las paredes del recipiente que lo contenga”, con ello la fuerza que se aplica en el pedal por el conductor será transmitida por el líquido de freno hasta las pastillas y hasta alcanzar el disco de freno, provocando de esta manera un par de frenado cuyo valor no debe exceder del máximo esperado entre el contacto neumático-asfalto. Esta multiplicación será tanto mayor cuanto sea la diferencia de las áreas de los cilindros, pero para ello es necesario que el área del cilindro maestro sea menor que la suma de las áreas de los cilindros de las pinzas.

$$N_{frenado .d} = 2 \cdot F_{friccion.d} \cdot R_{ef .d}. \quad (3.25)$$

$$N_{frenado .d} = 2 \cdot 2600 \text{ N} \cdot 0,2720 \text{ m}$$

$$N_{frenado .d} = 1414,4 \text{ Nm}$$

$$N_{frenado .t} = 2 \cdot F_{friccion.t} \cdot R_{ef .t}. \quad (3.26)$$

$$N_{frenado .t} = 2 \cdot 1243 \text{ N} \cdot 0,2720 \text{ m}$$

$$N_{frenado .t} = 676,19 \text{ Nm}$$

Donde:

$N_{frenado .d}$ par de frenado generado por una pinza delantera

$N_{frenado .t}$ par de frenado generado por una pinza posterior

R_{ef} radio efectivo de cada disco de freno.

El número 2 representa las dos caras de fricción, es decir las partes que entran en contacto del disco con las patillas de freno (caras).

Con estos resultados multiplicamos por 2 para obtener el par de frenado total que ejerce cada eje debido a que en cada uno de estos se integran un par del conjunto disco pastilla.

$$N_{total \text{ eje delantero}} = 2 \cdot N_{frenado .d} \quad (3.27)$$

$$N_{total \text{ eje delantero}} = 2 \cdot 1414,4 \text{ Nm}$$

$$N_{total \text{ eje delantero}} = 2828,8 \text{ Nm}$$

$$N_{total \text{ eje posterior}} = 2 \cdot N_{frenado .t} \quad (3.28)$$

$$N_{total \text{ eje posterior}} = 2 \cdot 676,19 \text{ Nm}$$

$$N_{total\ eje\ posterior} = 1352,38\ Nm$$

3.16 PARES Y FUERZA GENERADO EN LOS NEUMÁTICOS

Para el cálculo de las fuerzas y el par de frenado depende de las características del neumático, asumiendo que se genera una tracción óptima entre la calzada-neumático este genera un esfuerzo de oposición al movimiento de rotación que crea el neumático, es así que la fuerza de reacción generada se la puede calcular de siguiente manera.

$$F_{neumánito\ d} = \frac{N_{frenado\ disco\ d}}{R_{neumatico}} \quad (3.29)$$

$$F_{neumánito\ d} = \frac{1414,4\ Nm}{272 \cdot 10^{-3}m} = 5200\ N$$

$$F_{neumánito\ t} = \frac{N_{frenado\ disco\ t}}{R_{neumatico}} \quad (3.30)$$

$$F_{neumánito\ t} = \frac{676,19\ Nm}{272 \cdot 10^{-3}m} = 2485\ N$$

Donde:

$F_{neumánito}$ fuerza de reacción neumático – calzada

$R_{neumatico}$ radio nominal del neumático

La fuerza total de reacción neumático-calzada se define con la sumatoria de las cuatro reacciones de cada rueda que contiene el vehículo.

$$F_{total} = \sum F_{neumáticos.DI\ DD\ TI\ TD} \quad (3.31)$$

$$F_{total} = 5200\ N + 5200\ N + 2485\ N + 2485\ N = 15370\ N$$

Donde:

F_{total} fuerza total de reacción vehículo – calzada.

3.17 DECELERACIÓN DEL VEHÍCULO

Para encontrar la deceleración se tiene en cuenta la segunda ley de Newton que dice: La aceleración de un objeto es directamente proporcional a la fuerza neta que actúa sobre él e inversamente proporcional a su masa, es así que conocemos la masa y su fuerza de frenado se procede a calcular la deceleración.

$$a_v = \frac{F_{total}}{m_v} \quad (3.32)$$

$$a_v = \frac{15370 \text{ N}}{322 \text{ Kg}}$$

$$a_v = -47.73 \text{ m/s}^2$$

3.18 ESPACIO RECORRIDO EN EL FRENADO

Teóricamente se puede encontrar el espacio recorrido durante el momento de frenado, integrando la desaceleración ya anteriormente calculada se puede encontrar la velocidad y así mismo si volvemos a integrar esta velocidad se logra obtener la distancia o espacio recorrido de frenado.

3.18.1 DISTANCIA DE REACCIÓN DEL PILOTO EN EL MOMENTO DE FRENADO

En la distancia de reacción del piloto se toma en cuenta el valor de 0.2 s que es un valor promedio de reacción de los pilotos

$$d = V \cdot \text{reacción del piloto} \quad (3.33)$$

$$d = 13.88 \text{ m/s} \cdot 0.2 \text{ s}$$

$$d = 2.776 \text{ m}$$

3.18.2 DISTANCIA DE FRENADA

Es la distancia que necesita el prototipo para detenerse de manera completa desde el momento que el conductor presione el pedal de freno hasta su detención total, la distancia de frenado sería la suma de la distancia de reacción del piloto y la distancia de frenado.

$$d_2 = \frac{v^2}{2\mu g} \quad (3.34)$$

$$d_2 = \frac{(13.88 \text{ m/s})^2}{2 \cdot 0,6 \cdot 9.8 \text{ m/s}^2}$$

$$d_2 = 16.38 \text{ m}$$

3.19 DISEÑO DEL SISTEMA DE FRENOS

Luego de haber definido matemáticamente las fuerzas, así como las presiones y todos los parámetros antes ya calculados se procede a realizar un diseño óptimo sobre las partes que conforman el sistema de freno, para esto se ha recurrido a la utilización de un software de diseño mecánico, posteriormente cada elemento será expuesto a simulación individual para obtener una idea realista sobre el comportamiento de los elementos a ocupar.

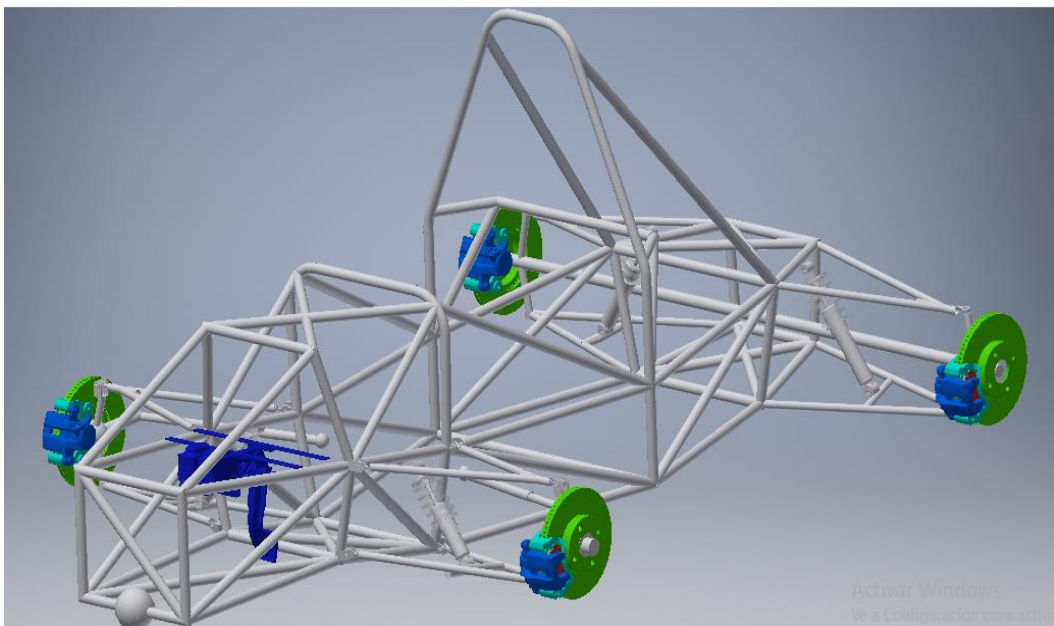


Figura 3.7. Diseño del sistema de frenos

Partes del sistema de frenos del prototipo formula student

- Pedal de freno
- Bomba de freno
- Liquido de freno
- Cañerías de freno
- Calipers o mordaza de freno
- Pastilla de freno
- Disco de freno

3.19.1 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DEL PEDAL DE FRENO.

En el diseño del sistema de frenos se ha visto adecuado empezar por la selección del pedal de freno el cual es el encargado de accionar todo el sistema cuando el piloto lo requiera se ha seleccionado un pedal de freno de competencia, el mismo que será sometido a simulación por medio del software.

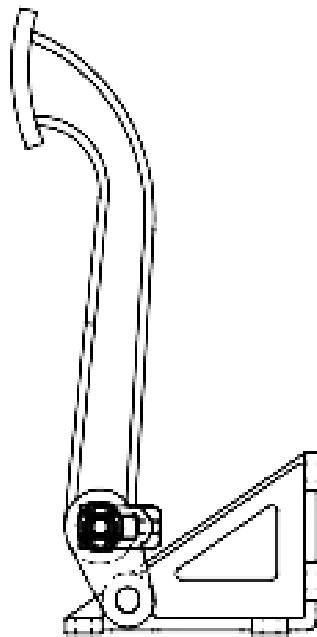


Figura 3.8. Pedal de freno

Se diseñó las partes que conforman el pedal de freno como son la base de pedal la misma que va sujeta al bastidor y en ella se sujetan las bombas hidráulicas del sistema de freno, así también el repartidor de frenada con sus respectivas roscas para anclar los émbolos que generan la presión en las bombas hidráulicas.

Floor Mount Clutch / Brake Pedal - Product Summary			
Pedal Type			
Type:	Material:	Finish:	
Floor Mount Clutch / Brake Pedal	Aluminum	Black E-coat	
Pedal Description			
Mount Loc:	Mount Facing:	Balance Bar:	Mount Length (in):
Floor	Forward	No	
Ratio / Length			
Pedal 1 Ratio:	Pedal 2 Ratio:	Pedal 1 Length (in):	Pedal 2 Length (in):
6.0 to 1		9.63	
Notes			
Desc 1:		Desc 2:	
PEDAL ASSEMBLY,6:1,SINGLE CLUTCH/BRAKE		ALUMINUM BASE,FORGED PEDAL	
Cautionary Info			
Replaces cast aluminum arm pedal 340-1289			
Product Documents			

Figura 3.9. Especificaciones del pedal de freno
(Wilwood, 2017, pág. 12)

3.19.2 DISTRIBUCIÓN DE FUERZA QUE ACTÚAN EN EL PEDAL DE FRENO.

La fuerza que actúan en el pedal son las que aplica el conductor al momento de accionar o requerir los frenos del vehículo conjuntamente con las fuerzas de oposición que actúan en el pedal de freno la cuales son ejercidas por las dos bombas de freno que componen el sistema de freno de prototipo *formula student*, estas fuerzas que actúan en el pedal de freno cuando éste es operado por el conductor las cuales ya fueron calculadas anteriormente.

3.19.3 ANÁLISIS DEL PEDAL DE FRENO



Figura 3.10. Carga aplicada al pedal

En la figura 3.10 se observa la fuerza de 2000 N que ejerce el conductor en la parte superior de freno, así mismo la restricción en la parte inferior donde se encuentra sujeto el pedal de freno con la base de este mismo, esta fuerza se aplica por el lapso de 3 segundos.

3.19.3.1 Desplazamiento

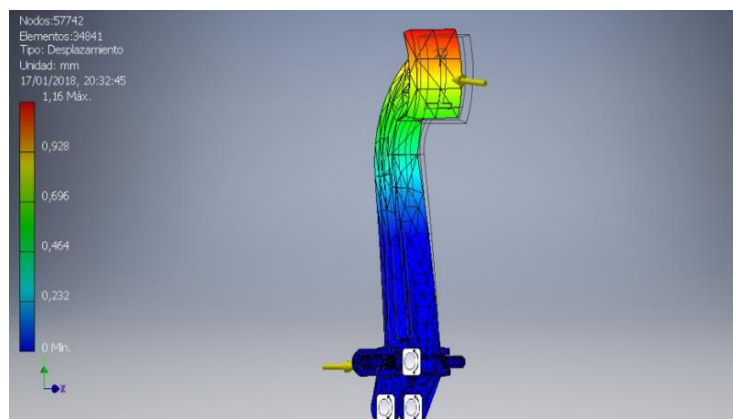


Figura 3.11. Desplazamiento

El estudio del desplazamiento debe estar ligado con el uso del pedal y la intensidad de frenado o uso del mismo, es decir, si existe un frenado brusco podemos ocasionar una deformación permanente, en la figura 3.11 de la simulación se puede apreciar la deformación máxima de 1.16 mm cuando la fuerza de 2000 N actúa en su totalidad en un tiempo de aplicación de 1 segundo aproximadamente. En este intervalo de tiempo se produce la deformación debido a que con esta fuerza y en este tiempo la aplicación es similar a un choque entre el pedal y el objeto de aplicación de fuerza. Llevándolo a un análisis menos técnico pero válido para entender el porqué de la deformación podemos suponer un frenado súbito entonces el producto de esta aplicación de la fuerza en el pedal el mismo quedarán deformado, pero como se dijo anteriormente al ser esta deformación mínima no es un factor relevante para obtener teorías de falla en estas zonas del pedal.

3.19.3.2 Primera tensión principal

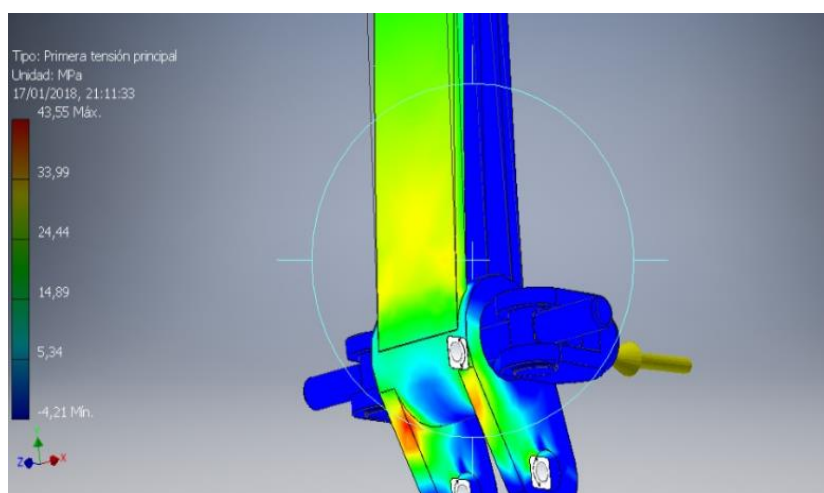


Figura 3.12. Primera tensión principal

La tensión mayor se localiza en la zona central de la nervadura del eje de sujeción, esta tensión o esfuerzo se da debido a la reacción provocada por la fuerza de 2000 N en la parte superior del pedal, al tener el eje más alejado del punto de aplicación de la fuerza se ejerce un momento y producto del mismo una tensión en la zona afectada como la tensión señalada es excéntrica podría ocasionar un desgaste de la pieza provocando a la larga un juego en la misma para su mejor desempeño se podría corregir este error aumentando nervaduras en el diseño de la pieza señalada

3.19.3.3 Máxima tensión principal

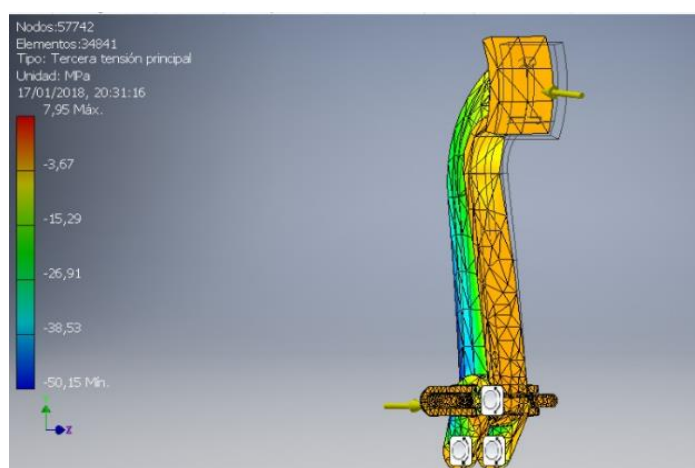


Figura 3.13. Máxima tensión principal

La máxima tensión principal es una guía para diseño o futuras modificaciones de optimización para la pieza en estudio, es decir, si las cargas o fuerzas aplicadas en el pedal exceden el valor de estudio de esta proyecto se puede replantear el diseño de la pieza reforzando las zonas críticas, en este caso los valores de tensión principal primaria cumple las expectativas y requerimientos necesarios para no presentar fallas, por ende el diseño de otro modelo de pedal saldría del campo de estudio de esta investigación debido a las altas propiedades mecánicas que presenta el aluminio 6061 con el cual está construido el pedal

3.19.4 AJUSTADOR REMOTO DE REQUERIMIENTO DE FRENADO

El ajustador de cable con barra de equilibrio remoto se usa con barras de equilibrio para ajustar el sesgo del freno de adelante hacia atrás durante el cambio de las condiciones de carrera. La perilla de color azul brillante altamente visible cuenta con un control de detente bidireccional especial que proporciona al conductor retroalimentación de ajuste positivo. El cable especial de cinco pies y la carcasa (que se puede cortar a cualquier longitud para un

ajuste personalizado) proporciona un radio de curvatura óptimo para una fácil instalación y un rendimiento suave en espacios reducidos. El conjunto viene con dos caras de etiquetas para ajuste de adelante hacia atrás o de atrás hacia adelante. La rosca estándar 3 / 8-24 se adapta a las barras de equilibrio más comunes.



Figura 3.14. Regulador de freno manual
(Wilwood, 2017, pág. 28)

3.20 CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS DE LA BOMBA DE FRENO

Esta bomba ha sido fabricada por hierro fundido o aleación de aluminio fundido. Una ventaja en la construcción de la carcasa es el hierro fundido ya que este material es resistente a la corrosión con respecto al fluido que se aloja en su interior como lo es el líquido de freno. Las partes de donde se sujeta al vehículo, el área por donde se desliza el cilindro, la conexión del reservorio del líquido de freno y las partes por donde circulara este resulta costosa debido a la precisión en el mecanizado de cada una de estas partes antes mencionadas

Tabla 3.2. Especificaciones bomba de freno

BOMBA DE FRENO	
Marca	WILWOOD
Tipo	Cilindros maestros
Línea de productos	WILWOOD ALUMINIO CILINDRO MAESTRO
Número de parte de fabricante	WIL-260-6766
Material del cilindro maestro	Aluminio
Acabado del cilindro maestro	Natural
Diámetro del cilindro maestro	1,00 IN
Carrera del cilindro maestro	1,430 IN
Deposito incluido	SI
Reservorio material	Aluminio
Varilla de empuje	SI
Tapa del reservorio	SI

3.21 ANÁLISIS DEL DISCO DE FRENO

En la figura 3.15 se observa la composición del material fundición gris utilizado para la fabricación del disco de freno, teniendo en cuenta resistencia mecánica del material para su óptimo desempeño.

Aleación, Nombre y número	Composición química, % en peso	Tratamiento	Resistencia a la tensión, MPa	Límite elástico, MPa	Alargamiento, %	Aplicaciones típicas
Fundición gris						
Ferrítica (G2500)	3,4C, 2,2Si, 0,7Mn	Recocido	179			Pequeños bloques cilíndricos, cabezas de cilindro, discos de embrague.
Perlítica (G3500)	3,2C, 2,0Si, 0,7Mn	En estado bruto	252			Bloques y cilindros de camiones y tractores. Cajas de cambio pesadas.
Perlítica (G4000)	3,3C, 2,2Si, 0,7Mn	En estado bruto	293			Fundición de motores diesel.

Figura 3.15. Propiedades de la fundición gris
(Ocaña, 2012)

Para la implementación del disco de freno se ha optado por un disco de freno que se encuentra en nuestro medio local que está compuesto por un material de fundición gris.

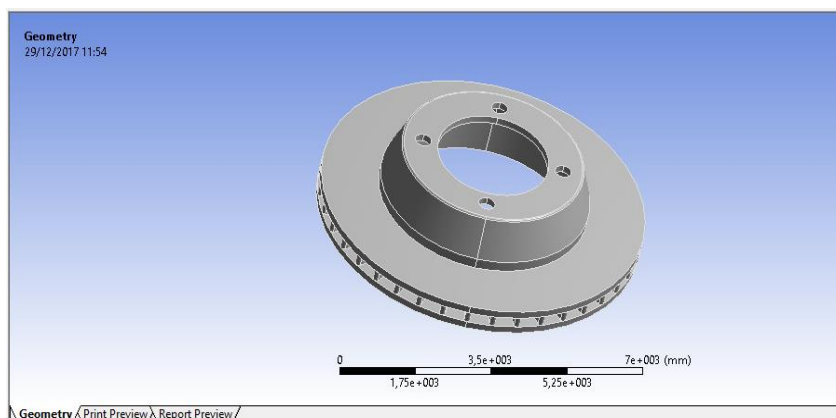


Figura 3.16. Disco de freno

3.21.1 MALLADO DEL DISCO DE FRENO

Para la simulación óptima de disco de freno se optó por usar un mallado de cuerpo completo de forma triangular que se le conoce como método de discretización o triangulación de Delaunay que es un algoritmo de conectividad asumiendo posiciones conocidas de cada uno de los nodos de la malla.

Se uso un mallado aplicado en cada cara del disco para un mejor análisis al momento de realizar la simulación.

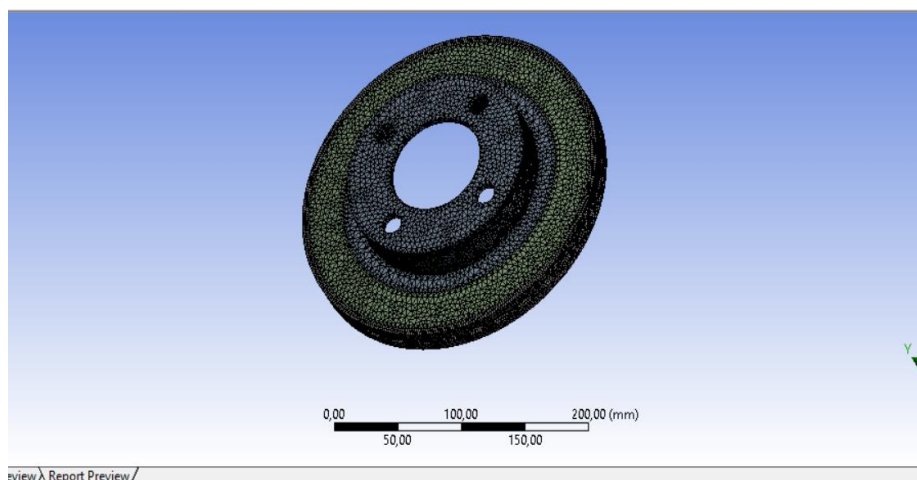


Figura 3.17. Mallado del disco de freno

Utilizando la metodología de elementos finitos se procede a la asignación de anclajes y fuerzas en las diferentes caras que están expuestas a cargas y esfuerzos mecánicos, la fuerza que se aplica por medio del contacto de la pastilla con el disco de freno.

3.21.2 FUERZAS

De acuerdo lo antes analizado se aplica una fuerza normal a cada cara del disco como se observa en la figura 3.18 se indica de color rojo, su valor es de 1243 N que se asume como una carga distribuida en todas las partes de acción de las pastillas al disco, cabe destacar que esta fuerza es aplicada por los dos lados del disco por donde hace contacto las pastillas con este.

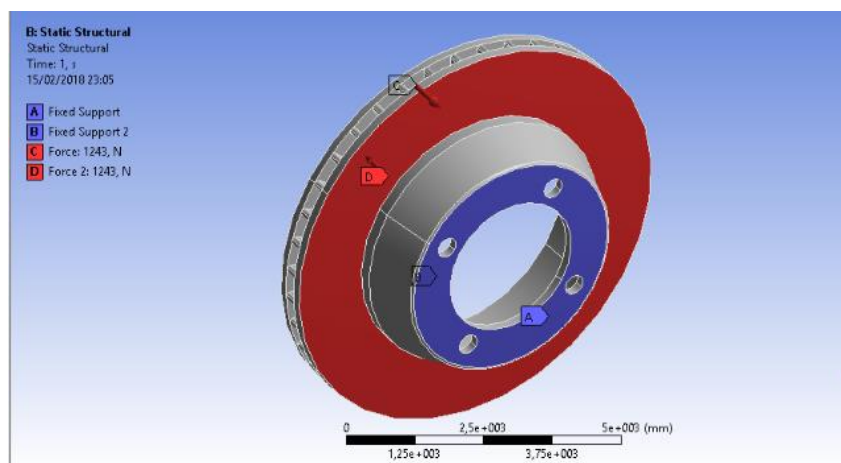


Figura 3.18. Fuerza y sujeción de soporte

3.21.3 SUJECIÓN O ANCLAJE

El anclaje o sujeción se lo realiza en la parte delantera del disco de freno donde entra en contacto con la manzana y el aro, en la figura 3.18 se muestra de color azul donde se encuentra el anclaje.

3.21.4 DEFORMACIÓN TOTAL

En la figura 3.19 se puede apreciar la estructura original disco, es decir, es una figura del momento antes de que empiece la deformación en el cuerpo completo, las cargas distribuidas en la superficie de frenado actuaran de la siguiente manera conforme el paso del tiempo:

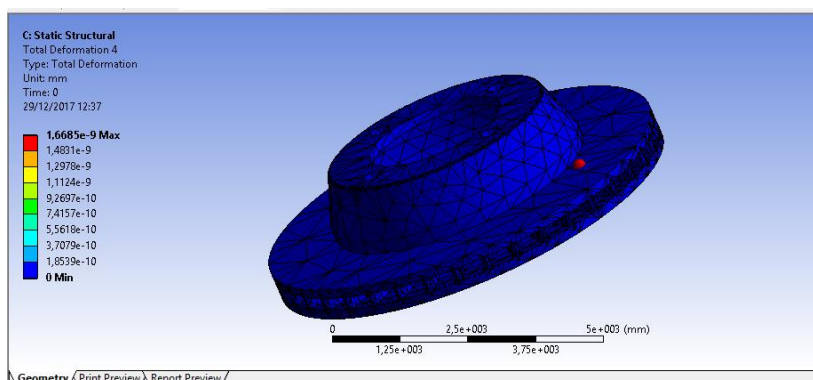


Figura 3.19. Deformación inicial

La coloración azul de la figura 3.20 se presenta el inicio de la deformación puesto que se encuentra cercano al sector geométrico de sujeción del disco, sin embargo, el resto del disco presenta una deformación mayor conforme va creciendo el radio efectivo del disco. Finalmente, con la aplicación de carga total se presenta este tipo de comportamiento en el disco

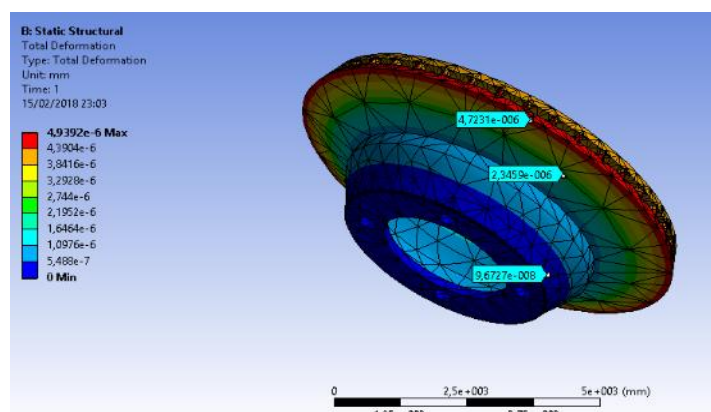


Figura 3.20. Deformación a carga completa

La coloración roja nos muestra el mayor punto de deformación total, sin embargo, hay que tener en cuenta que la escala con la que trabaja el software da una perspectiva exagerada de la deformación, en este caso se tiene que la deformación máxima corresponde a un valor de 4.9×10^{-6} mm, es decir un valor despreciable con respecto a las medidas del disco.

El análisis de deformación total da una perspectiva de cómo se desgasta el disco cuando está sometido a la presión que ejerce la pastilla de freno sobre este y cuál podría ser una posible falla a futuro ocasionada por fatiga del mismo debido a que se encuentra expuesto a diferentes cargas durante su funcionamiento.

3.21.5 ESFUERZOS NORMALES

El tiempo de análisis se da en un rango de 0 a 1 segundos, con pasos de una diezmilésima de segundo, en este intervalo de tiempo los esfuerzos generados debido al accionamiento del freno son al igual que en el anterior análisis muy bajos, sin embargo, este análisis nos ayuda a determinar el comportamiento interno o esfuerzo interno generado por las fuerzas perpendiculares a la sección transversal del disco.

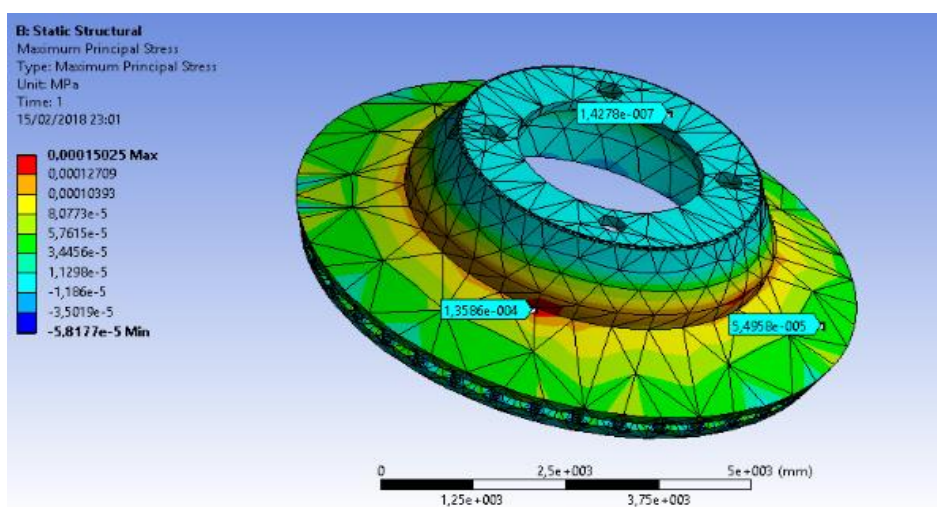


Figura 3.21. Inicio del esfuerzo

En la Figura 3.22 se puede notar en la zona roja en donde existe la mayor concentración de esfuerzos, el punto crítico se encuentra localizado antes de la línea delimitada por el radio efectivo medio. Esto es debido al cambio de sección o cambio de geometría del disco, los esfuerzos normales en esta zona están dados debido a que se encuentra a distintos niveles las superficies y las cargas están siendo aplicadas únicamente en la zona en donde frenaran las pastillas.

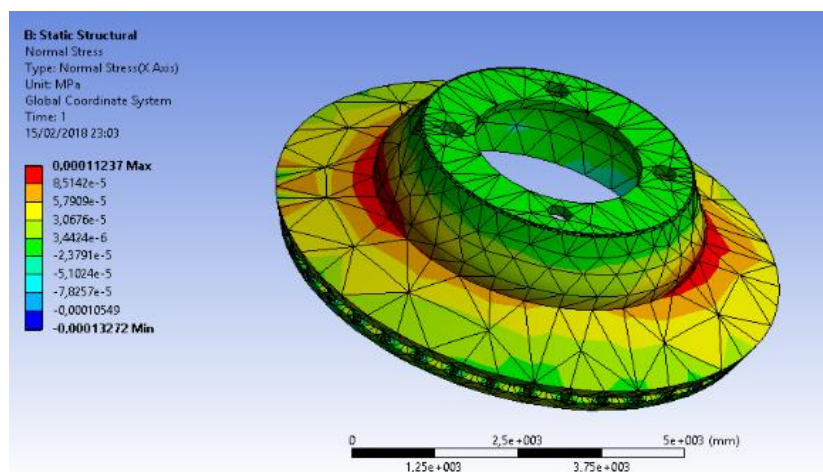


Figura 3.22. Esfuerzo en carga total

Mediante este análisis podemos analizar el desgaste de dicha zona y plantear la posible utilización de métodos de reparación o mantenimiento para esta zona. Una tentativa de subsistencia a futuro podría ser la rectificación en el disco de freno, sabiendo cuales serían las zonas más afectas por el uso después de cierto tiempo en que el disco este en uso.

3.22 ANÁLISIS TÉRMICO DEL DISCO DE FRENO

3.22.1 CARGAS UTILIZADAS EN LA SIMULACIÓN TÉRMICA DEL DISCO DE FRENO

En la figura 3.23 se puede observar la aplicación de la carga térmica del intercambio de calor, convección y radiación respectivamente las cuales son las tres formas de transferencia de calor las cuales sufrirá el disco de freno al momento de entrar en funcionamiento por medio del contacto de las pastillas de freno, estas aplicaciones de temperatura a la cual está expuesto el disco se realizan en el lapso de 3 segundos.

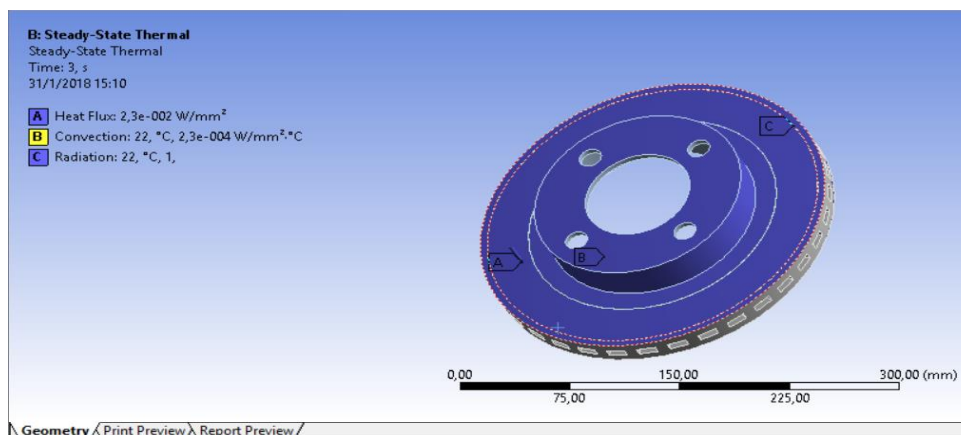


Figura 3.23. Cargas térmicas

3.22.2 CONCENTRACIÓN DE TEMPERATURA

En la figura 3.24 se observa la temperatura máxima al cual está expuesta el disco de freno al entrar en contacto con las pastillas de freno, la parte roja es donde experimenta la mayor temperatura del disco la cual alcanza una temperatura de 76.208 °C esto ocurre en un tiempo de tres segundos de presión que ejercen las pastillas de freno ante el disco de freno.

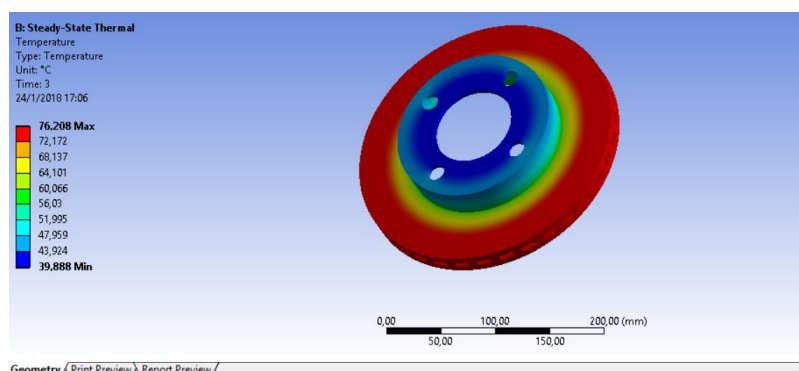


Figura 3.24. Concentración de temperatura en el disco

3.22.3 FLUJO DE CALOR

El flujo de calor podemos observar en la figura 3.25 donde la mayor parte de concentración del flujo de calor está en la parte inferior de las pistas de contacto con la pastilla de freno con una temperatura de 0,096947 W/mm² es así que se puede definir que la mayor parte de la temperatura se concentra en la parte interna del disco de freno, en la parte azul la cual está expuesta a la más rápida refrigeración ya que esta área entra en contacto con el aire de manera más rápida.

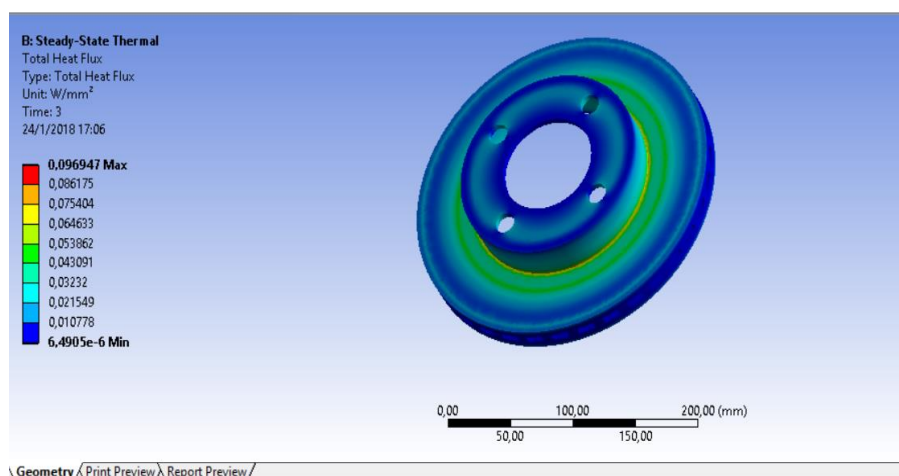


Figura 3.25. Flujo de calor

3.22.4 DIRECCIÓN DEL FLUJO DE CALOR

La dirección del flujo de calor se puede observar en la figura 3.26 la parte azul del disco es cuando este se aleja de la zona de contacto entre la pastilla y el disco y entra en contacto con el aire siendo así la temperatura menor de manera contraria no ocurre en la parte donde existe en contacto disco pastilla siendo así la temperatura más alta que llega $0,056117 \text{ W/mm}^2$.

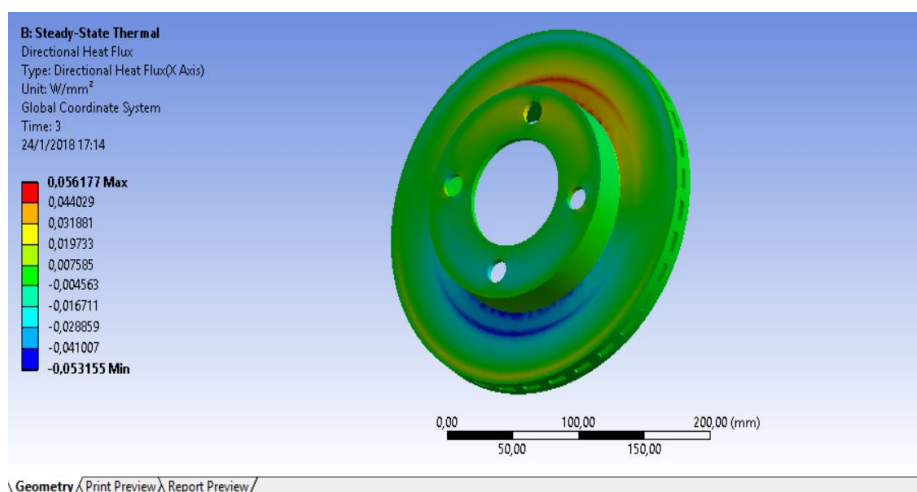


Figura 3.26. Dirección del flujo de calor

3.23 INSTALACIÓN DEL SISTEMA EN EL PROTOTIPO *FORMULA STUDENT* DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE.

3.23.1 PEDAL DE FRENO Y CILINDROS MAESTROS (BOMBAS)

El pedal de freno se instala de forma segura de tal forma que este debe aplicar su máxima fuerza, su posición es de 90° en relación al bastidor, que a su vez debe estar paralelo los dos cilindros maestros. Tenga en cuenta que siempre es aconsejable mantener el nivel del depósito del cilindro maestro más alto que el plano horizontal de las pinzas para evitar el drenaje excesivo de fluido, lo que puede provocar un doble bombeo del pedal. Así mismo, el recorrido máximo del pedal no debe sobrepasar los 150mm. En cuestiones ergonómicas, trayendo esto a las dimensiones del pedal, se traduce en un nivel máximo de 40 grados de angulación de la rótula esférica donde esta gira, siendo el límite físico del cuerpo humano de 45 grados.

Para el montaje de la placa del pedal y tubo de actuación del balancín en el cuerpo principal del pedal se utilizó el proceso de soldadura. Estas partes deben ser unidas utilizando el proceso MIG (Metal Inert Gas).

Se instaló una rosca de tubería apropiada para ajustar el accesorio del adaptador en el orificio de salida del cilindro maestro de 1/8 pulg. Usando un sellador de cinta de rosca. Antes de colocar la bomba de freno es muy importante lubricar la bomba con líquido de freno para no dañar sus sellos los cuales nos generan una óptima presión al momento entrar en funcionamiento.

Se instala el cilindro maestro en el chasis y se enrosca la varilla de empuje en la horquilla del pedal. Al retirar la tapa del depósito se llena aproximadamente $2/3$ con el líquido de frenos, el cual ayuda a purgar el sistema de frenos de forma normal. Asegurarse de rellenar el depósito si el nivel de líquido cae por debajo de $1/3$ de su capacidad.

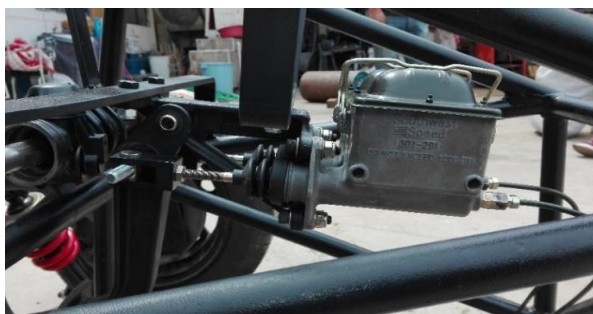


Figura 3.27. Bombas de freno

3.23.2 INSTALACIÓN DE DISCO DE FRENO CALIPERS Y PASTILLAS DE FRENO

En la figura 3.28 donde se encuentra la mangueta diseñada de acuerdo a las medidas necesarias donde se anclarán las mesas de la suspensión así también alojara al disco de freno conjuntamente con la porta pastillas y calipers.



Figura 3.28. Mangueta y porta calipers

Una vez instalado la manzana conjuntamente con la mangueta de freno se procede a las instalaciones conjunto disco, calipers y pastilla de freno, teniendo en cuenta la posición de cada calipers según su orificio de purgamiento el cual debe quedar en la parte superior del calipers para que el aire en el momento de la purga sala con normalidad.



Figura 3.29. Disco de freno instalado calipers y pastillas

3.23.3 LAS LÍNEAS Y ACOPLÉS DEL SISTEMA DE FRENO

Comúnmente las líneas de frenos tienen un diámetro interno nominal de 2,4 mm y un diámetro externo de 4,5 mm, estas líneas a implementarse son resistentes a la corrosión las cuales están fabricadas de acero y recubiertas con polímeros.

Un caso particular son las mangueras de freno que van acopladas entre la suspensión del vehículo y el chasis del mismo debido al movimiento de este último. Estas mangueras están construidas por capas las cuales deben ser resistentes al líquido natural de freno y así mismo a todos los agentes exteriores que se presenten.

Así mismo se utilizó acoples en el sistema de líneas de freno para hacer llegar con más ergonomía el líquido de frenos desde la bomba hasta el pistón alojado en los calipers correspondientes.

- 2 Tee rosca interior con soporte

Son instaladas para la recepción de la cañería que sale de la bomba e ingresa a cada una de los calipers o mordazas ya sea del eje delantero o del eje trasero respectivamente



Figura 3.30. Tee rosca interior

- 4 terminales recto con orientable apto para tornillo con rosca M10

Estos terminales son los encargados de hacer llegar la presión hidráulica a cada una de los calipers o mordazas de freno ya que estos acoplan a los orificios de entrada del líquido en la mordaza.



Figura 3.31. Terminal recto

- 2 adaptador rosca interior/exterior
Interior NPT 1/8-27h
Exterior métrico M10x1,0

Este tipo de adaptadores se los ubica a la salida de cada una de las bombas o cilindros maestros con el fin de acoplar con las líneas de freno o cañerías.

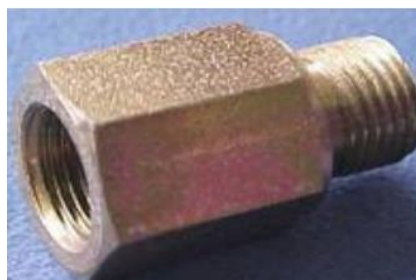


Figura 3.32. Adaptador

- 4 tornillos orientables rosca

Rosca M10x1,0

Cada uno de estos tornillos tienen doble función una de ellas es juntar el terminal recto en la entrada del líquido en el calipers y la otra es dar paso del líquido por su interior.



Figura 3.33. Tornillo orientable

- Arandelas de aluminio
Diámetro interior/exterior 10x14

Cada una de estas arandelas son deformables ya que gracias a estas el cierre hermético en el sistema de es eficiente debido a que sellan sus fisuras al momento de deformarse.



Figura 3.34. Arandela de aluminio

Con la unión de todos los implementos especialmente de los acoples rectos se procede a la unión de las mangueras para estas a su vez conectarse a los calipers respectivos en cada una de las ruedas del vehículo tipo *formula student*.



Figura 3.35. Acople de manguera de frenos

3.24 Peso total del sistema de frenos

Para tener un mejor conocimiento del sistema de frenos se ha visto en la necesidad de obtener el peso de cada uno de sus elementos que conforman el sistema ya que el peso total del sistema de frenos es de 20,3 kg que se detalla en la tabla 3.3.

Tabla 3.3. Peso del sistema de frenos del vehículo tipo formula student

Peso del sistema de frenos			
Elemento	Peso en Kg	Cantidad	Total, Kg
Discos	2,8	4	11,2
Bombas	0,6	2	1,2
Pedal	0,8	1	0,8
Calipers	1,2	4	4,8
Cañería	0,4	1	0,4
Pastillas	0,2	8	1,6
Otros	0,3		0,3

3.25 PURGA DEL SISTEMA DE FRENO

Purga manual: una purga manual adecuada, requiere que haya buena comunicación entre el mecánico que oprime el pedal y la persona que abre y cierra la o las válvulas de purga. La válvula de purga sólo deberá estar abierta cuando se oprime el pedal de freno. Se debe cerrar la válvula cuando se suelta el pedal del freno para evitar que se aspire aire al interior del sistema.

3.26 CALIBRACIÓN DEL FRENÓMETRO DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

Para la comprobación del funcionamiento del sistema de frenos se realizó una previa calibración del frenómetro marca Maha MTB 2120 que se encuentra en los talleres de mecánica de la Universidad Técnica del Norte, dicho mantenimiento lo realizo un técnico calificado de la empresa Leal importaciones dando a conocer los siguientes informes.

El día 19 de diciembre del 2017 se procede a realizar la calibración del frenómetro Modelo. MBT 2120 de fabricación alemana a cargo del Técnico de la Empresa Leal Importaciones, representante de MAHA en Ecuador:

3.26.1 PROCEDIMIENTOS EFECTUADOS:

Se procedió a la verificación del estado actual del Frenómetro y todos sus componentes.

- Verificación del estado de los rodillos
- Verificación del estado de las conexiones eléctricas
- Verificación del estado de los sensores inductivos.
- Revisión del panel de control analógico
- Limpieza de tablero principal
- Cambio de sentido de giro de los rodillos

3.26.2 MANTENIMIENTO Y CALIBRACIÓN DEL FRENÓMETRO.

- Aspirado de impurezas dentro del equipo
- Calibración de la barra de Flexión – Fuerza de Frenado
- Chequeo de rodamientos de rodillos
- Chequeo de temple de cadena
- Calibración del equipo
- Verificación de funcionamiento del equipo

3.26.3 RECOMENDACIONES

Se debe realizar un mantenimiento preventivo cada 6 meses para el uso continuo del equipo y un mantenimiento completo cada dos años para su óptimo funcionamiento.

3.26.4 OBSERVACIONES

la impresora no funciona ya que se ha verificado que se encontraba aparentemente mojada y con una capa de lodo sobre la tarjeta de comando de impresión.

CAPÍTULO IV

4.1 ANÁLISIS Y RESULTADOS

4.1.1 RESULTADOS SIMULACIÓN DEL ANÁLISIS DEL PEDAL DE FRENO

En la tabla numero 4.1 Se indica los resultados de las simulaciones realizadas al pedal de freno a su máxima carga la cual la establece en el reglamento del formula student que es 2000 N, teniendo como resultados el diseño óptimo de carga a efectuarse.

Tabla 4.1. Resultados pedal de freno

Pedal de freno	Límite de fluencia del aluminio 6061 T	Esfuerzo máximo obtenido en la simulación	Estado
Tensión principal	55 MPa	43,55 MPa	OK
Máxima tensión principal	55 MPa	7,95 MPa	OK

4.2 ANÁLISIS TÉRMICO DEL DISCO DE FRENO

En la tabla 4.2 se puede encontrar los resultados de las simulaciones del disco de freno en cuanto al análisis térmico arrojando resultados de temperatura en las zonas por donde se desliza las pastillas de freno siendo así las partes más afectadas en cuanto a temperatura se refiere debido a la fricción que existe entre los dos materiales, así mismo el flujo de calor y la dirección del flujo de calor se puede observar en las graficos que se dirige hacia elemento del disco de freno ya que en la parte exterior de este es donde existe mayor contacto del aire y por ende el flujo de calor se dirige hacia el centro.

Tabla 4.2 Resultados análisis térmico disco de freno

DISCO DE FRENO			
Análisis	Máxima	Mínima	Unidades
Temperatura	76,208	39,888	°C
Flujo de calor	0,096947	6,49E-06	W/mm^2
Dirección de flujo de calor	0,056177	0,053155	W/mm^2

4.3 ANÁLISIS DEL SISTEMA DE FRENOS UTILIZANDO EL FRENÓMETRO DE LOS TALLERES DE LA UNIVERSIDAD TÉCNICA DEL NORTE

Para realizar el análisis en el frenómetro se debe controlar y corregir, si hace falta, la presión de los neumáticos del vehículo a comprobar, así mismo se debe limpiarlos para aumentar el tiempo de duración de los rodillos.



Figura 4.1 Prueba de frenado en frenómetro

Una vez realizado el protocolo de iniciación de medición se procede a colocar el eje delantero del prototipo en los rodillos de medición hasta cuando la luz de accionamiento se encienda.

Tabla 4.3. Resultados prueba en frenómetro

El cálculo de cada una de las ruedas	
Rueda delantera izquierda	1 KN
Rueda delantera derecha	1 KN
Rueda posterior izquierda	0,8 KN
Rueda posterior derecha	0,7 KN

De acuerdo al análisis realizado en el frenómetro podemos observar que los resultados obtenidos en cada una de las ruedas del prototipo que se muestran en la tabla 4.3 varían entre el eje delantero y el eje posterior siendo así que en el eje delantero se observa que el neumático del lado izquierdo y el lado derecho tienen el mismo fuerza de frenado que es de 1 KN, por otra parte los neumáticos del eje posterior como tiene un valor de 0,7 KN el del lado derecho y de 0,8 KN el del lado izquierdo respectivamente de tal manera que en la parte posterior los valores no son uniformes debido a que los pesos en el vehículo no están

predefinidos, así mismo los componentes por ser nuevos no se afirman, con estos resultados se puede ver que la distribución de la frenada está presente en el sistema de frenos del vehículo tipo *formula student*.

4.4 COMPARACIÓN DE RESULTADOS ENTRE LOS DATOS DEL FRENÓMETRO CON LOS CÁLCULOS REALIZADOS.

En este espacio se desea conocer los valores de la fuerza de frenado tanto en la parte de los cálculos como en la parte experimental utilizando el frenómetro el cual ayuda a conocer los valores de manera mucho más real.

En la parte experimental se realizó un ensayo de cada eje donde se procede a realizar un análisis de acuerdo a los pares de frenado que se genera en el contacto disco pastilla en donde interviene el radio del neumático a utilizar

Tabla 4.4 Comparación de resultados

Comparación de resultados		
Rueda	Cálculos	Frenómetro
Delantera derecha	1414,6 N	1000 N
Delantera izquierda	1414,6 N	1000 N
Posterior derecha	676,19 N	700 N
Posterior izquierda	676,19 N	800 N

En la tabla 4.4 se muestra los resultados obtenidos tanto en la parte teórica como en la parte experimental en este caso con la comprobación en el frenómetro, la comparación de estos valores ayuda tener una idea más clara del comportamiento del sistema de frenos al momento de ser requerido.

En la parte teórica la distribución de frenada se encuentra en un 67,65% en el eje delantero y en un 32,35% en la parte del eje posterior, en cambio en la parte experimental la distribución de frenada se hace presente en un 57,14% en el eje delantero y en un 42,86% en el eje posterior, la diferencia que existe entre los valores calculados con los datos experimentales en cada eje es debido al peso de algunos sistemas que aún no están montados en el prototipo como son el motor, transmisión, carrocería, etc.

Estos valores diferencian tanto en la práctica como en la teórica debido a los pesos ausentes del motor y el acoplamiento de los elementos del sistema por ser nuevos es decir conjunto disco pastilla.

CAPITULO V

5.1 CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1.1 CONCLUSIONES

La realización del presente proyecto ha constituido desde un primer momento un ejercicio de alto valor. Esto es debido a que no sólo me ha permitido adquirir un amplio conocimiento sobre los sistemas de frenado y sobre la competición de acuerdo a las normativas FSAE se logró investigar para la implementación del sistema de frenos y decidir por distintos elementos que conforman el sistema del prototipo asumiendo los de mejor características tanto de rendimiento como económicas para un buen funcionamiento de este.

Al instante de diseñar se tomó mucho en cuenta la fuerza máxima establecida en el pedal de freno establecida por la reglamentación que es de 2000 N, con lo cual, se garantiza una adecuada frenada y resistencia de los implementos del sistema de frenos al momento de ponerlos a prueba, además esto es primordial para evitar fallos en del sistema a momentos de entrar en competencia.

Así mismo se utilizó el programa de simulación en la versión académico donde se procedió a simular el disco de fundición gris el cual presenta un límite de fluencia de 179 MPa: dando como resultado en cada uno de los puntos específicos donde hace contacto la pastilla con el disco dando una deformación total de $4,9 \times 10^{-6} \text{ mm}$, y un esfuerzo a carga total $112.3 \times 10^{-6} \text{ MPa}$.

De la misma manera se simuló el pedal de freno con un material de aluminio 6061 el cual al momento de someterlo a simulación con un previo diseño en CAD nos arrojó los siguientes resultados cuando se sometido a una fuerza de 2000 N: desplazamiento 1.16 mm, primera tensión principal 43.55 MPa, tercera tensión principal 7,95 MPa teniendo en cuenta que el límite de fluencia del aluminio 6061 es de 55 MPa teniendo en cuenta que el pedal esta entre el límite de soportar la carga a efectuar, con lo cual se cumple con la normativa *Formula SAE*.

Para un frenado optimo el prototipo formula student se sometió a pruebas en el frenómetro que existe en los talleres de la Universidad Técnica del Norte dando resultados entre cada

uno de sus ejes en el eje delantero con una eficiencia del 57.14% en el eje delantero y 42.86% en el eje posterior, entonces se puede concluir que la repartición de frenada se encuentra en un rango aceptable como lo requieren los vehículos para una óptima frenada.

5.1.2 RECOMENDACIONES

Se recomienda investigar sobre materiales para la implementación de un disco de freno para optimizar peso y eficiencia de frenado debido a las prestaciones que ofrecen distintos tipos de materiales para ser implementados en este tipo de elementos.

Se recomienda para futuros proyectos de formula student realizar equipos de trabajo donde los estudiantes puedan investigar cada uno de los sistemas cumpliendo de la manera objetiva cada una de las reglas impuestas por la competición en cada uno de los sistemas a implementar.

Se recomienda poner énfasis y consideraciones en la adquisición de la licencia original de programa de simulación computacional avanzados que permita obtener resultados con mayor precisión y economizando recursos para este tipo de investigaciones.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. F. (27 de 03 de 2010). *Los alerones: resistencia aerodinámica*. Obtenido de <https://secretosf1.wordpress.com>
2. Águeda Casado, E., Navarro, J., & Gómez Morales, T. (2011). *SISTEMAS DE TRANSMISIÓN Y FRENADO*. Madrid: Paraninfo.
3. Arroyo San Juan, C. (1996). *Los Frenos en el Automovil*. Barcelona: Ceac, S.A.
4. Astudillo, M. O. (2010). *Tecnología del automovil* . Madrid: Paraninfo.
5. Borja , J., Fenoll, j., & Seco de Herrera , J. (2009). *Sistema de transmisión y frenado*. Macmillan Iberia, S.A.
6. Bosch GmbH, R. (2005). *Manual de la técnica del automóvil*. Germany.
7. Bosch. (s.f.). *Manual de la técnica del automovil*. Barcelona: Reverté S.A.
8. Budynas, R., & Nisbett, K. (s.f.). *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. México DF: McGraw-Hill.
9. Crouse, W. H. (1993). *Mecánica del Automovil II*. Barcelona : Marcombo S.A.
10. CRUZ CASTRO , G. A., & MESÍAS IZURIETA , D. F. (2013). DISEÑO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE SISTEMAS DE SUSPENSIÓN, DIRECCIÓN Y FRENOS DEL VEHÍCULO DE COMPETENCIA FÓRMULA SAE 2012 . Latacunga.
11. D-BRAKE. (2012). *History of Brake*. Obtenido de The Early Days: <http://www.dbrake.com/braking-history.php>
12. England, U. o. (22 de 6 de 2017). *Racecar engineering*. Obtenido de <http://www.racecar-engineering.com/cars/university-of-the-west-of-england-4/>
13. Font, N. P. (s.f.). *Historia del Automóvil. Un Reglamento para circular.: Unas condiciones técnicas que cumplir*. Universidad Miguel Hernández de Elche.
14. Giancoli, D. C. (2006). *Física principios con aplicaciones*. México: Pearson.
15. Harún, S. P. (2006). *COMPORTAMIENTO TERMOMECAÁNICO*. Valdivia.
16. Ingeniería del Automóvil. (2009). *Formula SAE*. Obtenido de Formula SAE Rules: <https://motorycompeticion.wordpress.com/descargas/>

17. Limpert, R. (2011). *Brake desing and safety*. Warrendale: SAE International.
18. Limpert, R. (2011). *Brake Desing and Safety Third Edition* . Warrendale, PA USA: SAE international.
19. Lubraden. (26 de October de 2015). *Lehigh Society of Automotive Engineers*. Obtenido de <https://lehighsae.wordpress.com/2015/10/26/formula-sae-pedal-box-progress/>
20. Luque , P., Álvarez , D., & Vera, C. (2004). *Ingenieria del AUTOMOVIL Sistemas y Comportamiento Dinámico*. Madrid: Paraninfo, S.A.
21. Martin, J. C. (1997). *Mecánica del Automovil actualizada*. Zaragoza: Los autores.
22. Melo, D. (2017). *Diseño y construcción del bastidor de un vehículo tipo Formula Student* . Ibarra.
23. Nave, M. O. (8 de 2000). *HyperPhysics*. Obtenido de <http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu/hbasees/frict2.html>
24. Ocaña, E. C. (2012). *DISEÑO Y CÁLCULO DEL SISTEMA DE FRENADO PARA UN PROTOTIPO FORMULA STUDENT*. Leganés.
25. Pérez, J. M. (2010). *Técnicas del automovil*. Madrid: Paraninfo.
26. Puhn, F. (1985). *Beake handbook*. USA: HPBooks.
27. RYME. (s.f.). *Maquinaria de automoción e inspección de vehículos* . Obtenido de http://www.ryme.com/frenometro_FRL-NET.html
28. SAE INTERNATIONAL. (2016). *2016 Collegiate Desing Series*. Obtenido de Baja SAE Rules: https://www.bajasae.net/content/2016_BAJA_Rules_Final-9.8.15.pdf
29. Sayago, O. Q. (2007). Características . *Revista latinoamericana de Metalurgia y Materiales*, 31.
30. Senplades. (2013). *Secretaria Nacional de Planificacion y Desarrollo*. Obtenido de <http://www.buenvivir.gob.ec/herramientas>
31. Team, UAS Straslund Báltico Racing. (2014). *Racecar engineering*. Obtenido de <http://www.racecar-engineering.com/cars/uas-straslund/>
32. Todo sobre el mundo del motor. (20 de septiembre de 2010). *El disco de feno*. Obtenido de teoría de los discos de feno: <http://eldiscodefreno.blogspot.com/2010/09/teoria-de-los-discos-de-freno.html>

33. Walker, J. (205). *High Performance Brake System*. StopTech LLC .

ANEXOS

Anexo 1: Base pedal de freno

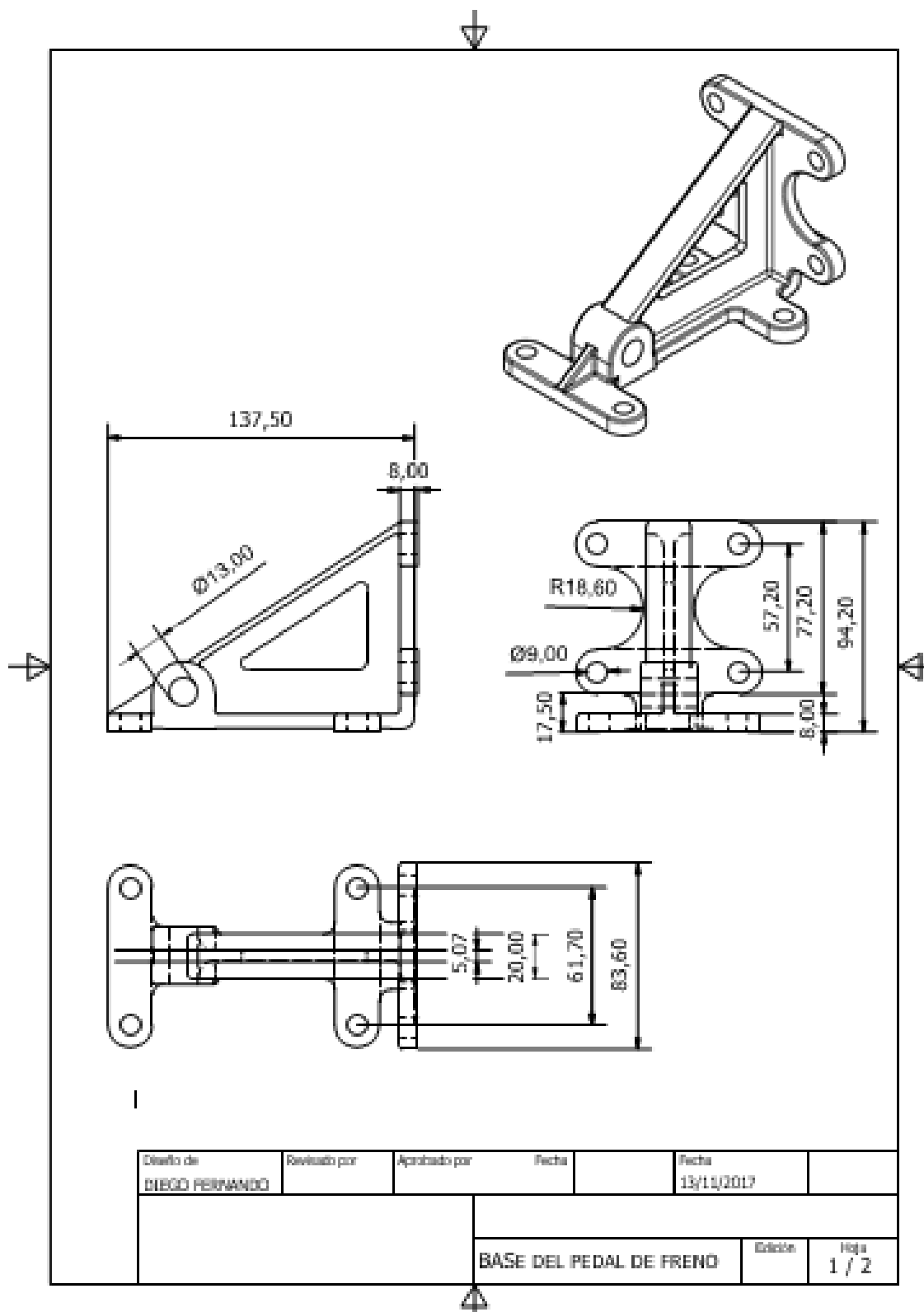


Figura A1 Plano de la base el pedal de freno

Anexo 2: Palanca del pedal de freno

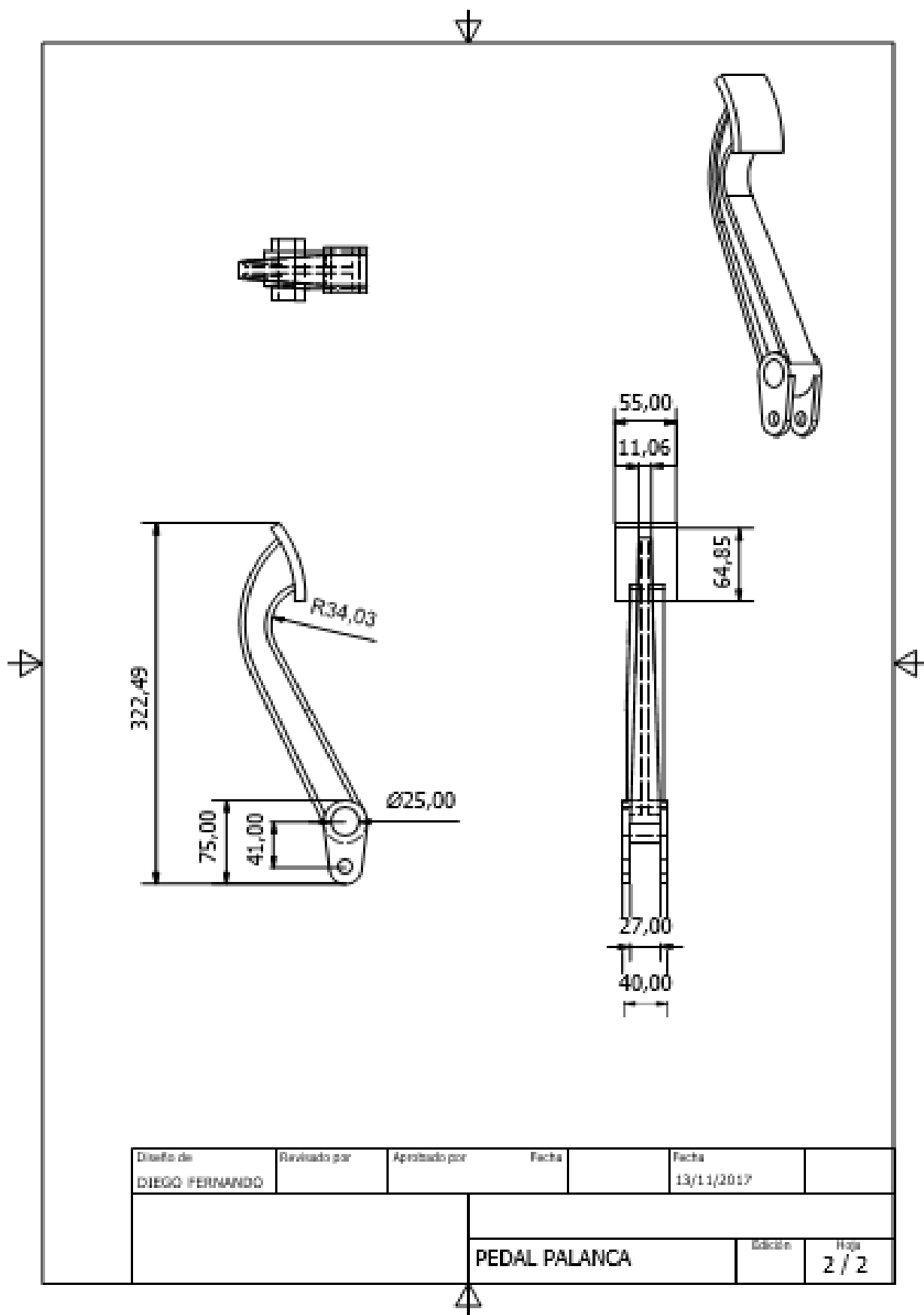


Figura A2 Plano palanca de freno

Anexo 3: Plano disco de freno

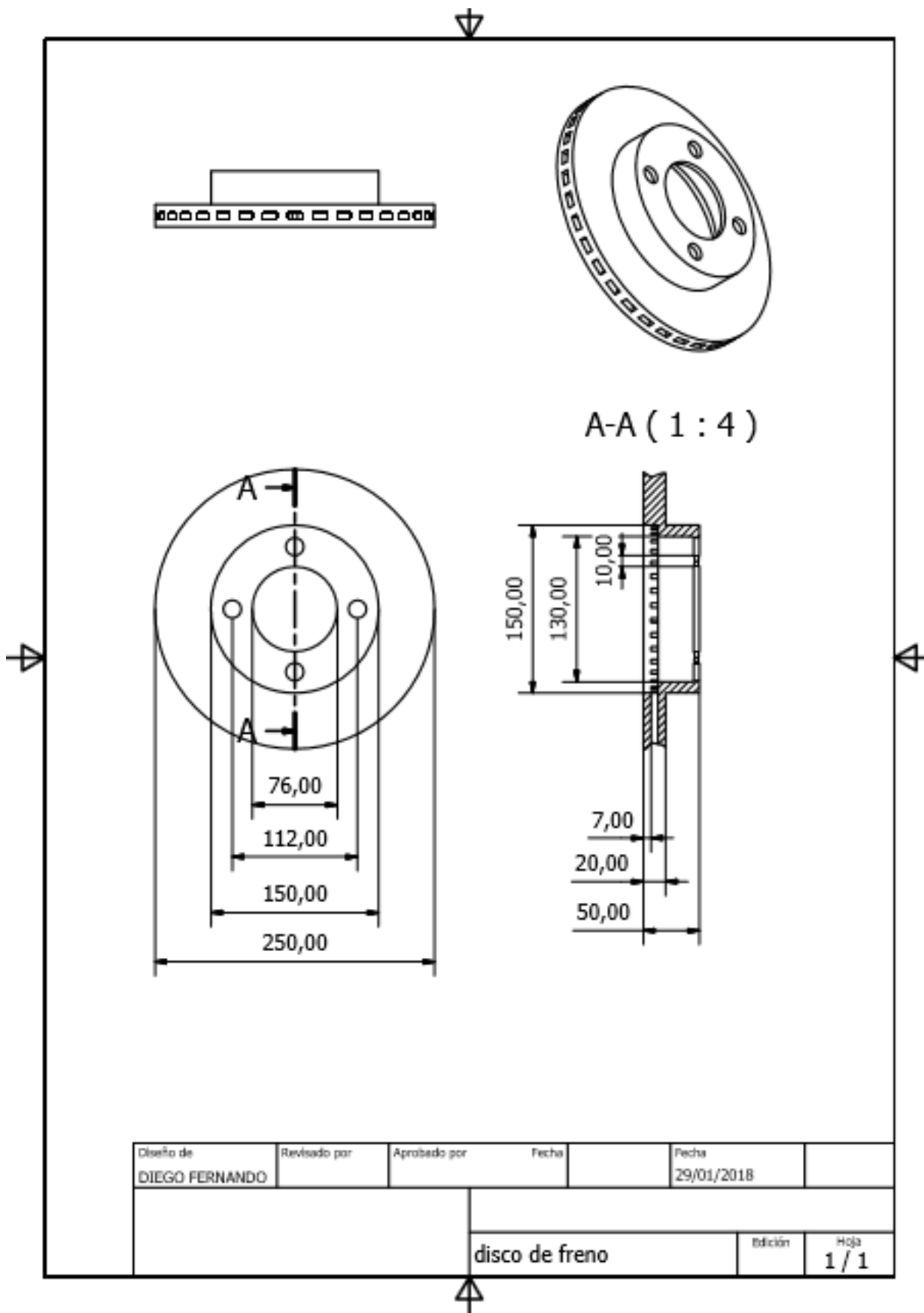


Figura A3 Plano del pedal de freno
Anexo 4: Vehículo tipo formula student

Anexo 5: Factura calibración del frenómetro

LEAL IMPORTACIONES Cía. Ltda.
 LUIS EDUARDO ALBAN LOPEZ
 LEAL IMPORTACIONES COMPAÑIA LIMITADA
 Carolina, Av. Mariana de Jesús E7-8 y La Pradera,
 Edificio Business Plus, Piso 8, Oficina 806,
 Teléfonos: (593-2) 2236-527 / 2540-358
 Quito - Ecuador
 Documento Categorizado: NO
 OBLIGADO A DEJAR CONTABILIDAD

RUC.: 1792101263001
FACTURA
 Nº 001-001-00 0001957
 No. Autorización 1121811238
 Válida su Emisión hasta 22/NOVIEMBRE/2018

Fecha: 19 diciembre 2017
 Señor(es): Víctor Hugo Ayala
 Dirección: Sere y Chile Tulcán
 R.U.C./C.I.: 0400684133001
 Telf.: 0994341821

Cantidad	DESCRIPCION	V. Unitario	V. Total
1	Servicio de Calibración frenómetro	400,00	400,00

Forma de Pago: Efectivo Dinero Electrónico Tar. Crédito/Débito Otras

son: Cuatrocientos cuarenta y ocho ⁰⁰/₁₀₀

Subtotal	400,00
I.V.A.	48,00
TOTAL	448,00

LEAL IMPORTACIONES
 Firma Autorizada
 Recibi Conforme

CARDUÑA CECILIA SILVA MARCANO * RUC 1716178403001 * A01. 13454 * Tel.: 2903 535
 Fecha Autorización: 22/NOVIEMBRE/2017 * leagle_77@helmail.com * del 1751 al 2032

ORIGINAL: ADQUIRENTE
 COPIA EMISOR

Figura A4 Factura calibración frenómetro

Anexo 5: Vehículo tipo formula student**Figura A5** Vehículo tipo formula student