



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

“REDIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE FRENOS POSTERIORES DE DISCO CON FRENO DE MANO HIDRÁULICO PARA UN VEHÍCULO DE RALLY”

**CÁCERES GAVILÁNEZ HENRY PATRICIO
RUIZ SOLÓRZANO ROBERTO CARLOS**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

**RIOBAMBA – ECUADOR
2015**

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2013-07-10

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

HENRY PATRICIO CÁCERES GAVILÁNEZ

Titulada:

**“REDIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE
UN SISTEMA DE FRENOS POSTERIORES DE DISCO CON FRENO DE
MANO HIDRÁULICO PARA UN VEHÍCULO DE RALLY”**

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

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Marco Santillán Gallegos
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Miguel Aquino
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Víctor Bravo
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2013-07-10

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

ROBERTO CARLOS RUIZ SOLÓRZANO

Titulada:

**“REDIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE
UN SISTEMA DE FRENOS POSTERIORES DE DISCO CON FRENO DE
MANO HIDRÁULICO PARA UN VEHÍCULO DE RALLY”**

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

INGENIERO AUTOMOTRIZ

Ing. Marco Santillán Gallegos
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Miguel Aquino
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Víctor Bravo
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: HENRY PATRICIO CÁCERES GAVILÁNEZ.

TÍTULO DE LA TESIS: “REDIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE FRENOS POSTERIORES DE DISCO CON FRENO DE MANO HIDRÁULICO PARA UN VEHÍCULO DE RALLY”

Fecha de Examinación: 2015-04-27

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

| COMITÉ DE EXAMINACIÓN | APRUEBA | NO APRUEBA | FIRMA |
|--|---------|------------|-------|
| Doctor Mario Audelo PRESIDENTE TRIB. DEFENSA | | | |
| Ing. Miguel Aquino DIRECTOR DE TESIS | | | |
| Ing. Víctor Bravo ASESOR | | | |

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Doctor Mario Audelo.
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: ROBERTO CARLOS RUIZ SOLÓRZANO

TÍTULO DE LA TESIS: “REDIMENSIONAMIENTO, CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE FRENOS POSTERIORES DE DISCO CON FRENO DE MANO HIDRÁULICO PARA UN VEHÍCULO DE RALLY”

Fecha de Examinación: 2015-04-27

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

| COMITÉ DE EXAMINACIÓN | APRUEBA | NO APRUEBA | FIRMA |
|--|---------|------------|-------|
| Doctor Mario Audelo PRESIDENTE TRIB. DEFENSA | | | |
| Ing. Miguel Aquino DIRECTOR DE TESIS | | | |
| Ing. Víctor Bravo ASESOR | | | |

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Doctor Mario Audelo.
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

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

Henry Patricio Cáceres Gavilánez

Roberto Carlos Ruiz Solórzano

DEDICATORIA

El presente trabajo lo dedico a Dios por darme salud y vida como también fuerza de voluntad para seguir adelante en mis estudios culminando una etapa más en mi vida, a mis padres Ramón Cáceres y Martha Gavilánez por su apoyo incondicional en mis estudios, a mis hermanos y hermanas como son William, Alexandra, Verónica y Cristian por haberme apoyado siempre en todas las circunstancias de la vida a la vez saber que cuento con su apoyo con respecto a las decisiones que tome y he tomado en mi vida además por estar siempre pendientes de mis avances como futuro profesional.

Henry Patricio Cáceres G.

Al culminar una etapa más de mi vida académica, dedico este trabajo de investigación a mis padres Roberto Ruiz y Emma Solórzano, que con amor y sacrificio, supieron motivarme moral, material y económicamente para culminar mis estudios superiores, dedico también este trabajo de investigación a mi esposa Esther Altamirano y a mi hija Keila Ruiz por su apoyo y comprensión incondicional durante este tiempo, por estar siempre a mi lado en los momentos más difíciles motivándome para obtener un título y así asegurarles una vida digna y clara en el futuro.

Roberto Carlos Ruiz S.

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Automotriz, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad, a nuestros docentes por impartir sus conocimientos de manera especial a los docentes Ing. Miguel Aquino A. y Ing. David Bravo director y asesor de tesis quienes con su ayuda de manera profesional supieron guiarnos técnica y científicamente el desarrollo de nuestra tesis.

Henry Patricio Cáceres G.

Agradezco a Dios por darme salud, vida, sabiduría e inteligencia, ya que sin él este triunfo no se hubiera alcanzado, también agradezco al Ing. Miguel Aquino director de tesis y al Ing. David Bravo asesor de tesis por guiarme en este trabajo de graduación, por la confianza entregada y la capacidad de guiar mis ideas en el desarrollo de la tesis y en mi formación profesional.

Agradezco también a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo por haberme abierto las puertas y hacer de mí un profesional con valores.

Roberto Carlos Ruiz S.

CONTENIDO

| | Pág. |
|---|------|
| 1. GENERALIDADES. | |
| 1.1 Antecedentes..... | 1 |
| 1.2 Justificación..... | 2 |
| 1.3 Objetivos..... | 2 |
| 1.3.1 <i>Objetivo General</i> | 2 |
| 1.3.2 <i>Objetivos Específicos</i> | 3 |
| 2. SISTEMA DE FRENOS. | |
| 2.1 Funcionamiento del sistema de frenos..... | 4 |
| 2.2 Componentes del sistema de frenos..... | 5 |
| 2.2.1 <i>Depósito de líquido de frenos</i> | 5 |
| 2.2.2 <i>Bomba de freno</i> | 6 |
| 2.2.3 <i>Servofreno</i> | 6 |
| 2.2.4 <i>Las canalizaciones</i> | 7 |
| 2.2.5 <i>Líquido de frenos</i> | 7 |
| 2.2.5.1 <i>DOT 3</i> | 8 |
| 2.2.5.2 <i>DOT 4</i> | 9 |
| 2.2.5.3 <i>DOT 5 y DOT 5.1</i> | 9 |
| 2.2.6 <i>Sistema de mando</i> | 10 |
| 2.3 Clasificación..... | 11 |
| 2.3.1 <i>Freno de tambor</i> | 11 |
| 2.3.2 <i>Frenos de disco</i> | 13 |
| 2.3.2.1 <i>Mordazas o calipers de freno</i> | 14 |
| 2.3.2.2 <i>Disco de freno</i> | 17 |
| 2.3.2.3 <i>Pastillas de freno</i> | 20 |
| 2.3.3 <i>Freno de estacionamiento y frenos auxiliares</i> | 22 |
| 2.4 Principio de pascal..... | 22 |
| 2.4.1 <i>Aplicaciones del principio de Pascal</i> | 22 |
| 2.5 Manómetro..... | 23 |
| 3. MODELACIÓN, CÁLCULOS TÉCNICOS DE DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS POSTERIOR. | |
| 3.1 Diagrama de bloques..... | 25 |
| 3.2 Descripción y modelación de las partes del sistema posterior..... | 26 |
| 3.2.1 <i>Disco de freno posterior</i> | 26 |
| 3.2.2 <i>Pastilla de freno</i> | 27 |
| 3.2.3 <i>Conjunto torre de freno de mano</i> | 28 |
| 3.2.4 <i>Repartidor de frenada</i> | 29 |
| 3.2.5 <i>Distribución cañerías y accesorios de freno</i> | 29 |
| 3.2.6 <i>Base de la torre de freno de mano hidráulica</i> | 31 |
| 3.2.7 <i>Base del conjunto torre freno de mano</i> | 31 |
| 3.3 Cálculos de diseño del sistema de freno posterior..... | 33 |
| 3.3.1 <i>Fuerzas de frenado que detiene el movimiento del automóvil</i> | 33 |
| 3.3.1.1 <i>Fuerza de fricción estática o rozamiento entre rueda y terreno</i> | 33 |
| 3.3.1.2 <i>Fuerzas de frenado en el sistema de frenos principal</i> | 35 |
| 3.3.1.3 <i>Fuerzas de frenado en el mando del circuito hidráulico principal de frenos</i> .. | 35 |

| | | |
|-----------|---|----|
| 3.3.1.4 | <i>Fuerzas frenantes de rozamiento en los elementos</i> | 38 |
| 3.3.2 | <i>Esfuerzos de frenado</i> | 39 |
| 3.3.2.1 | <i>Distancia de parada</i> | 39 |
| 3.3.2.2 | <i>Tiempo de frenado</i> | 41 |
| 3.4 | <i>Cálculos en el sistema original del vehículo</i> | 42 |
| 3.4.1 | <i>Cálculo de las fuerzas en el sistema original del vehículo</i> | 42 |
| 3.4.2 | <i>Cálculo del tiempo de parada del sistema original</i> | 45 |
| 3.4.3 | <i>Cálculo de la fuerza de empuje del automóvil en el instante de frenado</i> | 46 |
| 3.5 | <i>Cálculo de la distancia de parada del vehículo original</i> | 47 |
| 3.6 | <i>Cálculos del sistema posterior con accionamiento freno de mano hidráulico</i> | 49 |
| 3.6.1 | <i>Cálculo de fuerzas en el sistema posterior con accionamiento freno de mano</i> | 49 |
| 3.7 | <i>Cálculo en el sistema modificado</i> | 52 |
| 3.7.1 | <i>Cálculo de fuerzas en el sistema modificado</i> | 52 |
| 3.8 | <i>Cálculo del tiempo de parada del sistema de freno modificado</i> | 55 |
| 3.8.1 | <i>Cálculo de la fuerza de empuje del sistema modificado en el instante de frenado</i> | 56 |
| 3.9 | <i>Cálculo de la distancia de parada del vehículo con cuatro discos</i> | 57 |
| 3.10 | <i>Comparación de distancias de parada entre el sistema original y modificado</i> | 59 |
| 3.11 | <i>Estudios estáticos (tensión)</i> | 60 |
| 3.11.1 | <i>Criterio de tensión de Von Mises</i> | 61 |
| 3.11.2 | <i>Definición del factor de seguridad</i> | 61 |
| 3.11.2.1 | <i>Interpretación de factores de seguridad</i> | 62 |
| 3.12 | <i>Análisis de transferencia de calor en el sistema modificado</i> | 62 |
| 3.12.1 | <i>Mecanismos de transferencia de calor</i> | 62 |
| 3.12.2 | <i>Análisis térmico y energía disipada por el disco de freno</i> | 63 |
| 3.12.3 | <i>Análisis térmico en el disco</i> | 65 |
| 3.13 | <i>Tipos de convección que afectan a los discos de freno macizos</i> | 66 |
| 3.13.1 | <i>Convección frontal en el disco</i> | 66 |
| 3.13.2 | <i>Convección lateral en el disco</i> | 70 |
| 3.13.3 | <i>Convección por efecto giratorio</i> | 72 |
| 3.14 | <i>Simulación del sistema implementado</i> | 74 |
| 3.14.1 | <i>Parámetros para la simulación</i> | 75 |
| 3.14.2 | <i>Análisis estructural estático y térmico del disco</i> | 75 |
| 3.14.3 | <i>Análisis estructural estático y térmico de la pastilla de freno</i> | 81 |
| 3.14.4 | <i>Análisis estructural estático de la base de la mordaza de freno</i> | 85 |
| 3.14.5 | <i>Análisis estructural estático de la base del freno de mano hidráulico</i> | 87 |
| 4. | CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE DISCO POSTERIORES CON FRENO DE MANO HIDRÁULICO. | |
| 4.1 | <i>Diagrama de desarrollo</i> | 89 |
| 4.2 | <i>Diagrama de procesos</i> | 90 |
| 4.3 | <i>Selección de herramientas, materiales y elementos</i> | 91 |
| 4.3.1 | <i>Selección de herramientas</i> | 91 |
| 4.3.2 | <i>Selección de cañerías</i> | 91 |
| 4.3.3 | <i>Selección de Accesorios</i> | 92 |
| 4.3.4 | <i>Selección para la distribución del fluido hidráulico</i> | 92 |
| 4.3.5 | <i>Selección del cilindro de doble efecto</i> | 93 |
| 4.3.6 | <i>Selección del cilindro de simple efecto</i> | 93 |
| 4.3.7 | <i>Selección de la torre de freno de mano</i> | 94 |

| | | |
|--------|---|-----|
| 4.3.8 | <i>Selección de la mordaza (caliper) de frenos posterior</i> | 94 |
| 4.3.9 | <i>Selección de discos de frenos posterior</i> | 95 |
| 4.3.10 | <i>Selección de la pastilla de freno</i> | 95 |
| 4.3.11 | <i>Selección de la manzana para freno de disco</i> | 96 |
| 4.3.12 | <i>Selección de la punta de eje</i> | 97 |
| 4.3.13 | <i>Selección de la válvula dosificadora de presión para frenos</i> | 97 |
| 4.3.14 | <i>Selección del material para la construcción de las bases de las mordazas</i> | 98 |
| 4.3.15 | <i>Selección del material para la base del freno de mano hidráulico</i> | 99 |
| 4.4 | Revisión de la bomba hidráulica principal..... | 99 |
| 4.5 | Redimensionamiento de elementos mecánicos..... | 100 |
| 4.5.1 | <i>Redimensionamiento de las pastillas de frenado</i> | 100 |
| 4.5.2 | <i>Redimensionamiento de las cañerías</i> | 101 |
| 4.6 | Construcción de elementos mecánicos..... | 101 |
| 4.6.1 | <i>Construcción de la base de sujeción de la mordaza (caliper)</i> | 101 |
| 4.6.2 | <i>Construcción de la base de la palanca de freno de mano</i> | 102 |
| 4.7 | Desmontaje del sistema de frenos de tambor..... | 103 |
| 4.8 | Implementación del sistema de frenos de disco..... | 104 |
| 4.8.1 | <i>Implementación de los elementos mecánicos e hidráulicos</i> | 105 |
| 4.8.2 | <i>Implementación de la base de sujeción de mordaza con la punta de eje</i> | 105 |
| 4.8.3 | <i>Implementación de la manzana</i> | 106 |
| 4.8.4 | <i>Implementación de discos</i> | 107 |
| 4.8.5 | <i>Implementación de las pastillas de freno</i> | 108 |
| 4.8.6 | <i>Implementación de las mordazas</i> | 108 |
| 4.8.7 | <i>Implementación de cañerías</i> | 109 |
| 4.8.8 | <i>Implementación de la torre de freno de mano</i> | 110 |
| 4.8.9 | <i>Implementación de la válvula dosificadora</i> | 111 |

5. ANALISIS COMPARATIVO DEL SISTEMA DE FRENOS POSTERIOR.

| | | |
|-------|---|-----|
| 5.1 | Delimitaciones para la comprobación del sistema de frenos..... | 112 |
| 5.2 | Materiales para las pruebas en el sistema y la distancia de parada..... | 112 |
| 5.3 | Verificación y comprobación en el sistema modificado..... | 113 |
| 5.3.1 | <i>Comprobación del sistema de frenos</i> | 113 |
| 5.4 | Comprobación del mecanismo de accionamiento..... | 116 |
| 5.5 | Pruebas de ruta..... | 116 |
| 5.6 | Comparación entre el freno de tambor e implementado freno de disco..... | 117 |
| 5.6.1 | <i>Ventajas y desventajas del freno de tambor</i> | 118 |
| 5.6.2 | <i>Ventajas y desventajas del freno de disco</i> | 118 |
| 5.7 | Causas más frecuentes de una falla en el sistema de frenos..... | 119 |
| 5.8 | Mantenimiento del sistema de frenos..... | 119 |
| 5.8.1 | <i>Mantenimiento de elementos mecánicos</i> | 120 |
| 5.8.2 | <i>Mantenimiento de elementos hidráulicos</i> | 120 |
| 5.9 | Posibles averías, causas y soluciones..... | 121 |

6. PRESUPUESTO DE COSTOS.

| | | |
|-----|------------------------|-----|
| 6.1 | Costos directos..... | 123 |
| 6.2 | Costos indirectos..... | 123 |
| 6.3 | Costos totales..... | 124 |

| | | |
|-----------|--|-----|
| 7. | CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES. | |
| 7.1 | Conclusiones..... | 125 |
| 7.2 | Recomendaciones | 126 |

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

LISTA DE TABLAS

| | | |
|-----|---|-----|
| 1. | Características del DOT 3 | 8 |
| 2. | Características del DOT 4 | 9 |
| 3. | Valores del coeficiente de adherencia μ_s | 35 |
| 4. | Análisis de fuerza y distancia de parada en el sistema original..... | 48 |
| 5. | Análisis de fuerza y distancia de parada en el sistema modificado | 58 |
| 6. | Comparación de distancias de parada | 60 |
| 7. | Factores en función del número de Reynolds | 67 |
| 8. | Propiedades del aire a 55,34°C | 69 |
| 9. | Designación del neumático | 73 |
| 10. | Parámetros de los elementos a simular | 75 |
| 11. | Tiempo, controles de paso y temperatura | 79 |
| 12. | Intervalos de tiempo y temperatura | 80 |
| 13. | Temperatura, flujo de calor y dirección de calor del disco en estado transitorio .. | 80 |
| 14. | Temperatura y tiempo transitorio | 80 |
| 15. | Comportamiento del disco en estado transitorio..... | 81 |
| 16. | Delimitaciones para realizar las pruebas. | 112 |
| 17. | Comprobación de presión de la válvula dosificadora..... | 115 |
| 18. | Medidas de presión del sistema anterior y el modificado..... | 115 |
| 19. | Velocidad y distancia de parada. | 117 |
| 20. | Averías, causas y soluciones en los frenos. | 121 |
| 21. | Costos directos..... | 123 |
| 22. | Costos indirectos..... | 124 |
| 23. | Costos totales..... | 124 |

LISTA DE FIGURAS

| | | |
|-----|--|----|
| 1. | Sistema de frenos típico..... | 4 |
| 2. | Depósito de líquido de frenos | 6 |
| 3. | Bomba de freno..... | 6 |
| 4. | Servo freno..... | 7 |
| 5. | Canalizaciones | 7 |
| 6. | Líquido de frenos | 8 |
| 7. | DOT 5.1 | 10 |
| 8. | Pedal de freno | 10 |
| 9. | Estructura básica del sistema de mando de los frenos | 11 |
| 10. | Freno de tambor | 12 |
| 11. | Bombín para freno de tambor | 12 |
| 12. | Zapatas de freno de tambor..... | 13 |
| 13. | Freno de disco | 14 |
| 14. | Esquema de freno de disco con mordaza..... | 15 |
| 15. | Esquema de un freno de disco de bastidor flotante | 15 |
| 16. | Esquema de funcionamiento | 16 |
| 17. | Despiece freno de disco de pieza flotante..... | 17 |
| 18. | Esquema de funcionamiento | 17 |
| 19. | Discos de freno macizo..... | 18 |
| 20. | Discos ventilados | 19 |
| 21. | Discos perforados | 19 |
| 22. | Discos cerámicos | 20 |
| 23. | Pastillas de freno | 21 |
| 24. | Principio de Pascal prensa hidráulica | 22 |
| 25. | Principio de Pascal en los frenos | 23 |
| 26. | Manómetros de presión..... | 24 |
| 27. | Diagrama de bloques | 25 |
| 28. | Modelado disco de freno posterior | 27 |
| 29. | Modelación pastillas de freno Volkswagen Golf..... | 27 |
| 30. | Modelación del conjunto torre de freno de mano | 28 |
| 31. | Modelación de la válvula dosificadora de presión..... | 29 |
| 32. | Accesorios y uniones de cañerías | 30 |
| 33. | Modelación de la distribución de cañerías en el sistema a implementarse..... | 30 |
| 34. | Modelación base de sujeción de la mordaza..... | 31 |
| 35. | Modelación base del conjunto torre freno de mano..... | 32 |
| 36. | Ensamble total del sistema a implementarse | 32 |
| 37. | Fuerza de fricción reteniendo el movimiento del automóvil | 34 |
| 38. | Fuerza en el pedal de freno | 36 |
| 39. | Diámetro de la bomba y bombín..... | 36 |
| 40. | Circuito hidráulico de frenos | 37 |
| 41. | Fuerza de rozamiento entre los elementos frenantes de tambor y disco..... | 38 |
| 42. | Principio de Pascal..... | 42 |
| 43. | Diagrama de fuerzas del sistema original del vehículo | 43 |
| 44. | Tiempo de reacción – fuerza de empuje durante la acción de los frenos | 48 |
| 45. | Desaceleración – fuerza de empuje en el instante de los frenos..... | 49 |
| 46. | Principio de pascal (Accionamiento freno de mano hidráulico)..... | 50 |
| 47. | Diagrama de fuerzas del sistema de freno de mano hidráulico | 51 |

| | | |
|-----|---|-----|
| 48. | Diagrama de fuerzas del sistema modificado | 53 |
| 49. | Tiempo – fuerza de empuje durante la acción de los frenos, modificado..... | 58 |
| 50. | Desaceleración – fuerza de empuje en el instante de los frenos, modificado..... | 59 |
| 51. | Velocidad – distancia de parada del sistema original y sistema modificado..... | 60 |
| 52. | Flujo alrededor de un cilindro..... | 67 |
| 53. | Convección periférica | 68 |
| 54. | Convección en la campana | 69 |
| 55. | Convección lateral del disco | 70 |
| 56. | Geometría del neumático | 72 |
| 57. | Esquema hidráulico del sistema de frenos | 75 |
| 58. | Geometría del disco de freno | 76 |
| 59. | Deformación total en el disco | 76 |
| 60. | Tensión de Von - Mises y deformación elástica en el disco..... | 77 |
| 61. | Factor de seguridad en el disco | 77 |
| 62. | Distribución de temperatura en el disco | 78 |
| 63. | Flujo de calor total en el disco | 78 |
| 64. | Dirección de flujo de calor en el disco | 79 |
| 65. | Temperatura Máxima y mínima | 81 |
| 66. | Geometria de la pastilla de freno | 82 |
| 67. | Deformación total en la pastilla | 82 |
| 68. | Factor de seguridad en el alma de la pastilla | 83 |
| 69. | Factor de seguridad en el alma de la pastilla | 83 |
| 70. | Distribución de temperatura en la pastilla | 84 |
| 71. | Flujo de calor total en la pastilla..... | 84 |
| 72. | Dirección de flujo de calor en la pastilla | 85 |
| 73. | Deformacion de la base de la mordaza | 85 |
| 74. | Tención de Von – Mises de la base de la mordaza..... | 86 |
| 75. | Factor de seguridad de la base de la mordaza..... | 86 |
| 76. | Deformación total de la base de la torre de freno de mano hidráulico | 87 |
| 77. | Tención de Von - Mises de la base de la torre de freno de mano hidráulico..... | 87 |
| 78. | Factor de seguridad de la base de la torre de freno de mano hidráulico..... | 88 |
| 79. | Implementación del nuevo sistema..... | 89 |
| 80. | Diagrama de procesos..... | 90 |
| 81. | Cañerías y accesorios Chevrolet corsa Opel B | 92 |
| 82. | Uniones | 92 |
| 83. | Ts de reparto de fluido | 92 |
| 84. | Cilindro de doble efecto..... | 93 |
| 85. | Cilindro de simple efecto | 93 |
| 86. | Torre de freno de mano..... | 94 |
| 87. | Pistón de la mordaza posterior..... | 94 |
| 88. | Mordaza Volkswagen Gold para la parte posterior | 95 |
| 89. | Discos de frenos posteriores | 95 |
| 90. | Pastillas de freno Volkswagen Golf..... | 96 |
| 91. | Manzana del eje posterior de disco | 97 |
| 92. | Punta de eje posterior..... | 97 |
| 93. | Válvula dosificadora de presión hidráulica | 98 |
| 94. | Placa para elaboración de la bases de la mordaza | 98 |
| 95. | Perfil de acero estructural A36 | 99 |
| 96. | Bomba hidráulica principal..... | 99 |
| 97. | Bomba maestra principal de freno | 100 |

| | | |
|------|---|-----|
| 98. | Pastillas de freno redimensionadas | 100 |
| 99. | Cañerías redimensionadas..... | 101 |
| 100. | Corte realizado a la pieza mecánica..... | 101 |
| 101. | Base de sujeción de la mordaza | 102 |
| 102. | Perfil estructural en proceso de corte..... | 102 |
| 103. | Taladrado de base | 103 |
| 104. | Terminación de la base del freno de mano | 103 |
| 105. | Sistema de frenos de tambor..... | 104 |
| 106. | Desmontaje de los frenos de tambor..... | 104 |
| 107. | Elementos del sistema de frenos de disco posterior | 105 |
| 108. | Implementación de la base y la punta de eje conjuntamente..... | 105 |
| 109. | Implementación de la base de la mordaza y el eje..... | 106 |
| 110. | Engrase de los rodamientos de la manzana | 106 |
| 111. | Implementación de la manzana..... | 107 |
| 112. | Sujeción de la manzana en el eje | 107 |
| 113. | Implementación de los discos de freno..... | 108 |
| 114. | Implementación de las pastillas | 108 |
| 115. | Implementación de la mordaza | 109 |
| 116. | Ajuste de los pernos en la base con la mordaza..... | 109 |
| 117. | Implementación de las cañerías | 110 |
| 118. | Canalizaciones y distribución de cañerías | 110 |
| 119. | Inspección del área de la torre de freno de mano | 111 |
| 120. | Implementación de la torre de freno de mano | 111 |
| 121. | Comprobación de la presión | 114 |
| 122. | Comprobación de presión en la cañería de la rueda posterior | 114 |
| 123. | Comprobación de los mecanismos de accionamiento | 116 |
| 124. | Elementos de mantenimiento..... | 121 |

SIMBOLOGÍA

| | | |
|----------------|--|---------------------|
| bn | Ancho del neumático | mm |
| fs | Fuerza de fricción estática | N |
| μ_s | Coefficiente de fricción estática | |
| μ_{ad} | Coefficiente de adherencia | |
| λ | Conductividad térmica del aire | w/m °K |
| σ | Esfuerzo de Von Mises | |
| ρ | densidad | Kg/m ³ |
| σ_{lim} | Límite de esfuerzo | |
| μ | Coefficiente de fricción entre elementos frenantes | |
| N | Fuerza normal | N |
| Nu_D | Número de Nusslt | |
| F | Fuerza (esfuerzo del conductor) | N |
| Fe | Fuerza de empuje | N |
| P | Presión | psi |
| Pe | Perímetro de la rueda | m |
| Pr_s | Coefficiente de Prandtl en función del disco | |
| \varnothing | Diámetro | mm |
| C | Par de frenado | |
| Cp | Calor específico | J/kg °C |
| Re | Numero de Reynolds | |
| RNA | Relación nominal de aspecto | % |
| Re_g | Numero de Reynolds por efecto giratorio | |
| ri | Radio interior de la llanta | mm |
| r | Radio | mm |
| ft | Fuerza de fricción entre elementos frenantes | N |
| m | Masa del vehículo | kg |
| m, n, C | Coefficientes obtenidos de Reynolds y Prandtl | |
| ω | Velocidad angular | rad/s |
| U_∞ | Velocidad del aire | m/s |
| ν | Viscosidad cinética del aire | m/s |
| vo | Velocidad inicial | m/s |
| vf | Velocidad final | m/s |
| e | Espacio o distancia de parada | m |
| E | Eficacia de los frenos | % |
| Ed | Distribución de energía en el eje delantero | J |
| Ef | Energía a disipar por el sistema de frenos | J |
| Ep | Distribución de energía en el tren posterior | J |
| ETd | Absorción de calor del disco delantero | J |
| ETp | Absorción de calor en el disco posterior | J |
| D | Diámetro exterior del disco | mm |
| d | Distancia | m |
| ds | Desaceleración | m/s ² |
| hc | Convección en la campana del disco | W/m ² °K |
| hf | Coefficiente de convección periférica | W/m ² °K |
| hl | Convección lateral del disco | W/m ² °K |
| hg | Convención por efecto giratoria | W/m ² °K |

| | | |
|------------------|-------------------------------------|------------------|
| i | Factor para masa rodantes | |
| A | Área | m ² |
| fT | Fuerza de fricción total de frenado | N |
| V _{máx} | Velocidad máxima | m/s |
| t _f | Tiempo de frenado | s |
| t _r | Tiempo de reacción | s |
| t _p | Tiempo de parada | s |
| t | Tiempo | s |
| T _f | Temperatura periférica del disco | °C |
| T ₁ | Temperatura superficial del disco | °C |
| T _∞ | Temperatura ambiente | °C |
| ΔT | Variación de temperatura | °C |
| g | Gravedad | m/s ² |
| ε _r | Error relativo porcentual | |
| Δx | Error disperso | |
| x | Valor medido | |

LISTA DE ABREVIACIONES

| | |
|-------|--|
| CAD | Dibujo asistido por computadora |
| DOT | Department of transportation (departamento de transportación) |
| MEF | Métodos de elementos finitos |
| ASTM | American Society for Testing Materials |
| SMAW | Shield Metal Arc Welding (soldadura por arco con electrodo metálico revestido) |
| SAE | Society of Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros Automotrices) |
| FMVSS | Federal Motor Vehicle. Safety Standards (Vehículos de Motor Federal. Normas de Seguridad) |
| ISO | International Organization for Standardization (Organización Internacional de Normalización) |
| UNE | Una Norma Española |
| INTA | Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria |
| NTP | Rosca de Tubería Cónica Nacional |
| RNA | Relación nominal de aspecto |

LISTA DE ANEXOS

- A Catálogo de discos de frenos Mazacamp
- B Catálogo de pastillas Incolbest
- C Catálogo cañerías y accesorios del sistema de freno
- D Catálogo de planchas estructurales ASTM A36
- E Catálogo de perfiles estructurales ASTM A36
- F Propiedades de los metales.
- G Propiedades del aire a la condición atmosférica.

LISTA DE PLANOS

- A Implementación de un sistema de frenos de disco posterior, con freno de mano hidráulico.
- B Cañerías
- C Torre de freno de mano.
- D Base de la torre
- E Conjunto de freno de disco posterior
- F Base de la mordaza
- G Pastillas de freno

RESUMEN

El redimensionamiento, construcción e implementación de un sistema de frenos posteriores de disco con freno de mano hidráulico para un vehículo de rally tiene como finalidad la adaptación y ensamblaje de las partes que conforman el sistema que permita al vehículo en estudio sea confortable y seguro, con gran eficacia de frenado y desempeño en la carretera; así como también se constituya en una herramienta útil e indispensable en las competencias.

Se optó por alternativas de sistemas de frenos en este caso hidráulicos, por éstas razones se escogió el sistema de freno tipo disco-pastilla ideal, que serán capaces de soportar temperaturas y esfuerzos de acuerdo al trabajo requerido.

Luego se empieza modelando cada una de las piezas en el software CAD para proceder a su análisis en un software de elementos finitos, donde se coloca los puntos fijos y las fuerzas, resultados necesarios que ayudarán a verificar las deformaciones que tendrá cada elemento al estar en un estado de fuerza extrema. Así mismo, dentro de los resultados el factor de seguridad debe estar en un rango adecuado de 1-5 para determinar si el elemento se encuentra muy débil o sobredimensionado.

Con las pruebas de funcionamiento se logró el incremento de eficacia del 70% al 90% con un rendimiento del 20%, también se incrementó su presión de 600 PSI a 1000 PSI en el tren posterior; consiguiendo una mejor frenada en menor tiempo y menor distancia de parada.

ASBTRAC

The resizing, construction and implementation of a front disc brake system with hydraulic handbrake for a rally vehicle in order to adapt and assembling of parts that make up the system allowing the vehicle under study be comfortable and safe, with a great performance both in breaking and on the road; as well as a useful and indispensable tool in the racing.

By alternatives of brake system the hydraulics was chosen in this case, for these reasons the best brake system type pad-disc brake was chosen, capable to support temperatures and forces according to the work required.

Then the modeling is started of each one of the pieces in the CAD software for its analysis using finite element software, where fixed points and forces are placed, necessary results that will verify deformations that each element could have when there is an extreme force. In addition, within the results the safety factor should be in an appropriate range from 1-5 to determinate if the element is very weak or oversized.

With the functional testing there was an efficiency increase from 70% to 90% with a performance of 20%, moreover its pressure has increased from 600 PSI to 1000 PSI in the rear rail getting a better braking in less both time and stopping distance.

Clue words: Brake system, Oversize, Disc, Temperature, Pads.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES.

1.1 Antecedentes

Desde que a inicios de 1930 se dio las primeras carreras automovilísticas, los constructores han venido desarrollando múltiples estrategias para mitigar las grandes demandas de velocidades de los que podemos recalcar los frenos de discos, tambores, cerámicos, fibra de carbono, etc.

La finalidad de los frenos es la de conseguir detener o aminorar la marcha del vehículo en las condiciones que determine el piloto; para ello, la energía cinética que desarrolla el vehículo de competición tiene que ser absorbida en su totalidad o en parte, por medio de rozamiento, es decir, transformándola en calor. Entonces al vehículo de competición de rally se lo equipa con elementos y mecanismos necesarios, permitiendo con esto mejorar el tiempo, distancia de parada y por ende la seguridad y trayectoria del vehículo, proporcionando el mínimo esfuerzo de frenada para el piloto según sea el caso y las condiciones de carga, etc. Ahora bien, si el proceso de frenado se realiza bruscamente, las ruedas se bloquean y se desplazan sin girar, provocando una pérdida de adherencia arriesgando la vida de los tripulantes.

Por tanto la fuerza de frenada aplicada debe ser, en todo momento, inferior al límite de adherencia del vehículo. Cuando superamos dicho valor las ruedas se bloquearán.

Las legislaciones actuales regulan los componentes que han de equipar los diferentes vehículos según la categoría (número y tipos de mandos, características del circuito, tipo de bomba, etc.) y las especificaciones de frenada (deceleración, esfuerzo del pedal, etc.) que deben cumplir.

Se han pretendido implementar estos sistemas de discos a los vehículos que no los poseen pero de una manera no técnica traduciéndose en resultados no convincentes para el conductor; debido a que, en el instante del frenado se presenta una vibración excesiva con un exceso de inestabilidad en el auto.

1.2 Justificación

Hoy en día la mayoría de preparadores de vehículos de competición enfocan su dedicación a repotenciar los motores sea mecánica, eléctricamente o ambos; incluso invierten grandes sumas de dinero en transmisiones y suspensión, descuidando por completo el trabajo en el sistema de frenos lo que ha sido causa de penosos y fatales accidentes durante el desarrollo de la competición.

Pretendemos aplicar todos los conocimientos en diseño mecánico y de sistemas automotrices adquiridos en la Escuela de Ingeniería Automotriz para mediante una amplia investigación y rigurosas pruebas de ruta redimensionar e implementar de una manera técnica discos en las ruedas posteriores incluido un freno de mano hidráulico que evitarán el recalentamiento excesivo durante la carrera y por ende una posible pérdida del sistema de frenos.

Cabe recalcar que al implementar un freno de mano hidráulico lograremos que el piloto gane rapidez y eficiencia de frenado en curvas cerradas para encausar de una manera correcta el auto.

Nuestro redimensionamiento se basa en tomar como referencia todos los parámetros de frenado de los frenos delanteros para realizar todos los cálculos necesarios para implementar de manera correcta en la parte posterior del auto.

Indudablemente nuestro proyecto corroborará con un gran aporte a la tecnología de competición y al mismo tiempo dotará al piloto de mayor confianza con su auto durante la contienda.

1.3 Objetivos

1.3.1 *Objetivo General.*

Redimensionar, construir e implementar un sistema de frenos posteriores de disco con freno de mano hidráulico para un vehículo de rally.

1.3.2 *Objetivos Específicos.*

Conocer el principio de funcionamiento del sistema de frenos.

Realizar y detallar los cálculos de redimensionamiento del sistema de frenos previo su implementación.

Construir e implementar el sistema de frenos posteriores de disco con freno de mano hidráulico.

Analizar y comparar las distancias de parada con ensayos de velocidad en asfalto para determinar la eficacia de frenado.

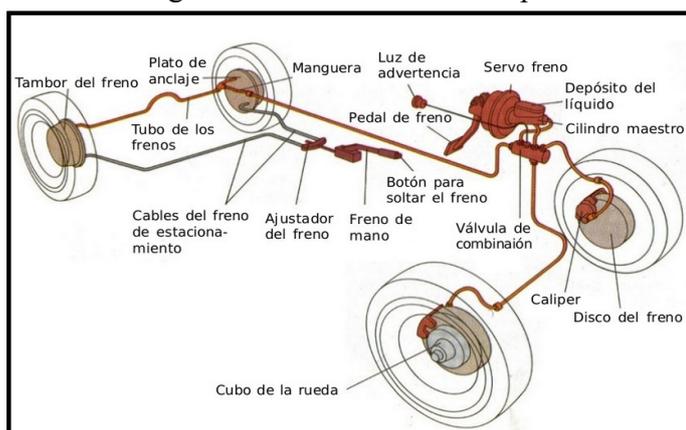
CAPÍTULO II

2. SISTEMA DE FRENOS.

2.1 Funcionamiento del sistema de frenos

Para contener la marcha del automóvil se aprovecha, en primer lugar la resistencia al giro que opone el motor cuando es arrastrado desde las ruedas motrices por el impulso del vehículo. Al levantar el pie del acelerador, el motor tiende a caer a ralentí de modo que su giro forzado frena y disminuye la velocidad. Este uso del motor como freno es continuo en la marcha normal y, por ello, los mecanismos de rueda libre y desembrague automático tienen las limitadas aplicaciones. (VENEGAS TORO, 2012)

Figura 1. Sistema de frenos típico



Fuente: http://es.slideshare.net/189301/sistemas-de-frenos-31940456?next_slideshow=1

El automóvil de potencia media la aceleración proporcionada por el motor es muy alta desde el momento del arranque hasta alcanzar los 60 km/h transcurren, por ejemplo, 15 segundos, durante los cuales recorren alrededor de los 140 metros; si a esa velocidad se aplica la máxima fuerza de los frenos, el vehículo se detiene aproximadamente a los 20 metros en unos 2.5 segundos, es decir, que la deceleración conseguida es casi seis veces mayor que la aceleración capaz de proporcionar el motor. (VENEGAS TORO, 2012)

La finalidad de los frenos consiste en “retener” y “parar” el vehículo. La condición esencial que se exige a un sistema de frenos es la de conseguir la menor “distancia de frenado” posible, cumpliendo una serie de requisitos:

- *Eficiencia:* Reacción inmediata del freno al aplicar un esfuerzo sobre el pedal lo suficientemente débil, en un tiempo sobre una distancia mínimos. (VENEGAS TORO, 2012)
- *Estabilidad:* El vehículo debe conservar su trayectoria sin derrapaje, desviaciones ni reacciones en el volante. (VENEGAS TORO, 2012)
- *Comodidad:* De manera progresiva, cuando el esfuerzo realizado por el conductor es proporcional a la acción de frenado, es decir con un recorrido de pedal razonable, sin ruidos ni trepidaciones. (VENEGAS TORO, 2012)

Todo esto en todas las circunstancias posibles; con el vehículo vacío o con carga, a cualquier velocidad, en llano, subida o bajada, en recta o en curva, nuevo o usado, cualesquiera que sean las condiciones del suelo. (VENEGAS TORO, 2012)

Los frenos son transformadores de energía, por lo cual pueden ser entendidos como una máquina, ya que transforman la energía cinética de un cuerpo en calor o trabajo y pueden visualizarse como “extractores” de energía. (VENEGAS TORO, 2012)

2.2 Componentes del sistema de frenos

2.2.1 *Depósito de líquido de frenos.* Se encarga de mantener el nivel de líquido de frenos, necesario para mantener siempre alimentado el interior del cilindro de la bomba. (ALONSO César)

Se encuentra normalmente encima de la bomba, su diseño permite alimentar a los dos circuitos de forma independiente, es decir, si uno de los circuitos pierde líquido como consecuencia de una avería o rotura, solo se vaciará la parte del depósito que alimenta a dicho circuito. (ALONSO César)

En su interior dispone de un medidor de nivel, para indicar en el cuadro de mandos que hay una avería en el circuito si en nivel es demasiado bajo, por ese motivo el líquido de frenos siempre tiene que mantener su nivel exacto. (ALONSO César)

Figura 2. Depósito de líquido de frenos



Fuente: Autores

2.2.2 Bomba de freno. Se encarga de mandar el líquido de frenos, a presión, por las canalizaciones para accionar los cilindros de freno, cuando el conductor pisa el pedal del freno, es aquí donde se realiza el trabajo por la acción que hace la bomba de freno. (ALONSO César)

La bomba de freno es la parte central que conforma el freno hidráulico que permite incrementar la presión en el sistema y a su vez reducir la fuerzas que realiza el conductor al pisar el pedal de freno.

Figura 3. Bomba de freno



Fuente: Autores

2.2.3 Servofreno. Consiste en el envío de un líquido a presión por una bomba accionada por la transmisión del vehículo. Una válvula que se abre al presionar el pedal del freno deja paso al líquido a las conducciones correspondientes. El servofreno funciona por medio del vacío generado en el colector de admisión del propio motor del vehículo. En los motores Otto este vacío es suficiente para el funcionamiento, pero en

los motores Diésel, la depresión reinante en el colector de admisión no es suficiente y se necesita de una bomba de vacío auxiliar. (VENEGAS TORO, 2012)

Figura 4.Servo freno



Fuente: Autores

2.2.4 *Las canalizaciones.* Se encargan de comunicar los diferentes puntos del circuito por ellas circula el líquido de frenos. Las tuberías son metálicas y van sujetas al vehículo. Los latiguillos sirven de unión entre las tuberías y las piezas móviles, como la pinza o el bombín. Son de goma, para permitir el desplazamiento sin romperse. (ALONSO César)

Figura 5.Canalizaciones



Fuente: Autores

2.2.5 *Líquido de frenos.* Es un elemento activo del circuito de frenos y comunica la presión entre la bomba y los bombines. Existen diferentes normativas que definen las propiedades que debe tener un líquido de frenos, pero la más habitual es la DOT. Esta norma define las diferentes propiedades mínimas de los líquidos, como las siguientes: (ALONSO César)

- Temperatura de ebullición alta. (ALONSO César)
- Temperatura de congelación baja. (ALONSO César)
- No debe dañar a los materiales con los que entra en contacto. (ALONSO César)
- No debe variar su viscosidad con la temperatura. (ALONSO César)
- Durabilidad aceptable. Es recomendable cambiarlo cada 2 años o 100 000 km (ALONSO César)

Figura 6. Líquido de frenos



Fuente: Autores

Según las características que tengan, los líquidos de frenos se presentan en diferentes grados, siguiendo la normativa DOT:

2.2.5.1 DOT 3. Punto de ebullición de 205°C. Líquido de frenos usado en muchos vehículos por su bajo precio. Base glicol. (ALONSO César)

Tabla 1. Características del DOT 3

| Características | Fmsv 166 dot 3 | Min | Standard | Max |
|----------------------------|----------------|--------|----------|-----------|
| Aspecto | Incoloro ámbar | ámbar | | |
| Punto de ebullición | 205 °C | 240 °C | | |
| Punto de ebullición húmedo | 140 °C | 148 °C | | |
| Viscosidad cinemática | | | | |
| + 100 °C | 1,5 cst | | 2 cst | |
| -40 °C | 1.500 cst | | | 1.200 cst |
| -PH | 7 – 11,5 | | 10 | |

Fuente: <http://www.krafft.es/fichas/FT/es/10503.pdf>

DOT 3 cumple con los niveles de calidad correspondientes a las normas:

| | |
|-------|------------|
| ISO | 4925 |
| FMVSS | 116/ DOT-3 |
| SAE | J-1703 |
| UNE | 26.106.88 |

2.2.5.2 DOT 4. Punto de ebullición de 230°C. No absorbe el agua tan fácilmente como el DOT3 ya que contiene ciertos aditivos para ello, pero su precio es más alto. Tiene base glicol. (ALONSO Cesár)

Tabla 2. Características del DOT 4

| Características | Líquido de frenos DOT 4 | |
|----------------------------|-------------------------|-------------------|
| Aspecto | Visual | Fluido brillante |
| Color | Visual | Ámbar |
| Viscosidad a – 40°C | ASTM D-445 | 1800 cst máximo |
| Viscosidad a – 100°C | ASTM D-445 | 1.5 cst |
| PH | UNE 26-387 | 7.0-11.5 |
| Punto de ebullición | UNE 26-375 | >260°C |
| Punto de ebullición húmedo | UNE 26-376 | >155°C |
| densidad | ASTM D-1122-84 | 1.030-1.070 g/cm3 |

Fuente: http://www.iada.es/pdf/producto/itc_advance_dot_4_abs_ed05.pdf

DOT 4 cumple con los niveles de calidad correspondientes a las normas:

UNE 26-109-88 certificada por el INTA

SAE J-1704

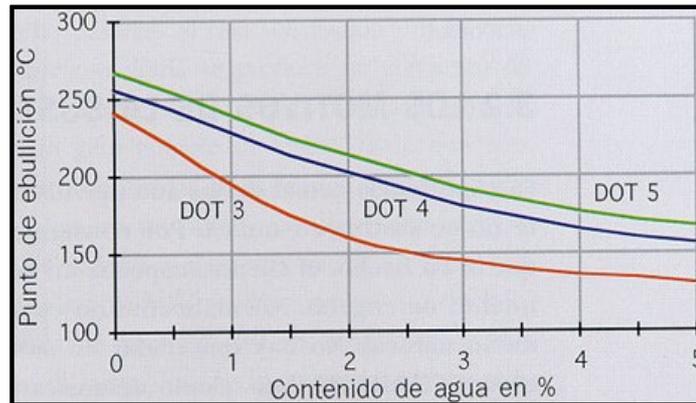
FMVSS N-116 DOT 4

ISO 4925

2.2.5.3 DOT 5 y DOT 5.1. El DOT5 tiene base de silicona, por lo que no absorbe el agua como los que tienen glicol. Su punto de ebullición es de 260°C. El líquido DOT 5.1 tiene base glicol y además las ventajas de los líquidos con base silicona, ambos tipos de líquido, los de base glicol y base silicona, no se pueden mezclar, ya que la silicona no es miscible con el glicol. La ebullición es de 270°C. (ALONSO Cesár)

Pero lo más importante es que debe tener un adecuado punto de ebullición. A partir de esta característica se distinguen los diferentes tipos DOT 3 205 °C, DOT 4 230 °C o DOT 5 260°C (el origen de esta clasificación es la normativa emitida por el Departamento de Transporte de los EE.UU.)

Figura 7. DOT 5.1



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

2.2.6 Sistema de mando. Denominamos sistema de mando de los frenos al conjunto de órganos que sirve para transmitir el esfuerzo desarrollado por el conductor, que puede ser producido enteramente por él, o bien con la ayuda de un sistema de asistencia. (CEAC, 2003)

Figura 8. Pedal de freno



Fuente: Autores

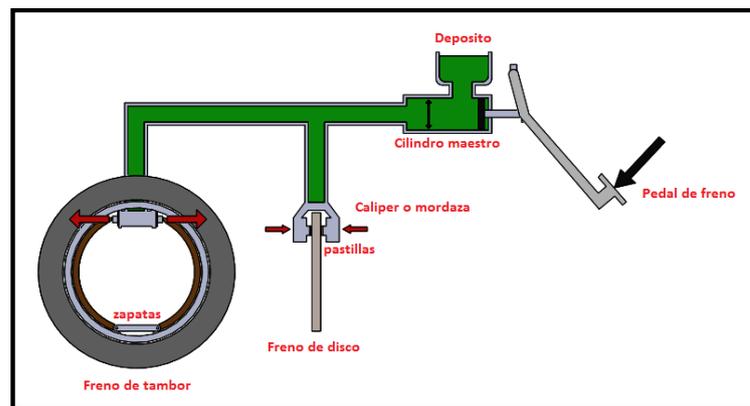
Como ya se ha visto, el sistema principal de frenos es activado por un pedal situado en el interior del vehículo, que gobierna el conductor con su pie derecho. El esfuerzo ejercido sobre el pedal es transmitido a los frenos por medio de una instalación hidráulica, en la que se dispone un cilindro maestro o bomba de frenos donde se genera la presión en el líquido, que es transmitida por las canalizaciones a los cilindros de rueda que accionan los frenos. (CEAC, 2003)

El sistema de mando hidráulico se fundamenta en el hecho de que los líquidos son prácticamente incompresibles y que según el principio de Pascal, la presión ejercida

sobre un punto cualquiera de una masa líquida se transmite íntegramente en todas direcciones. (CEAC, 2003)

La figura 9 muestra la disposición elemental de un sistema hidráulico de frenos, constituido por un cilindro receptor para el accionamiento de las zapatas y un cilindro de mando, cuyo embolo se enlaza con el pedal de freno por medio de un sistema de palanca (CEAC, 2003)

Figura 9. Estructura básica del sistema de mando de los frenos



Fuente: Autores

Cuando el conductor pisa el pedal, el empujador mueve al embolo del cilindro maestro, el cual comprime y desplaza el líquido por la canalización hasta el cilindro de rueda, en donde se produce el desplazamiento de sus émbolos para aplicar las zapatas contra el tambor o disco. (CEAC, 2003)

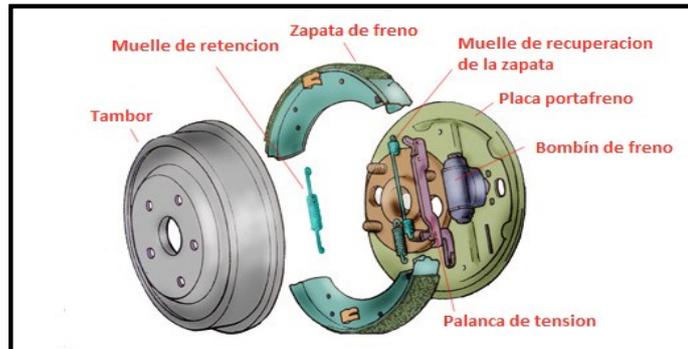
2.3 Clasificación

2.3.1 Freno de tambor. El Mecanismo de freno denominado de tambor es el sistema más antiguo. Se utiliza en los frenos de bastantes vehículos por razón de las diferentes exigencias de fuerza de frenado entre los dos ejes del vehículo y por su eficacia se usa en vehículos de mercancías. (PARERA, 1993)

Los frenos de tambor permiten multiplicar la fuerza de frenado generada por los bombines; a pesar de esta ventaja los inconvenientes derivados de las dificultades en evacuar el calor generado al frenar, convierten a los frenos de tambor en el sistema de frenos más sensibles al “fading” y a las dilataciones. (PARERA, 1993)

El freno de tambor está formado por un plato cuyo borde se ha doblado perpendicularmente al fondo, llamado tambor figura 10 el tambor va unido a la rueda mediante tres o seis pernos de manera que gira solidariamente con ella. (PARERA, 1993)

Figura 10. Freno de tambor

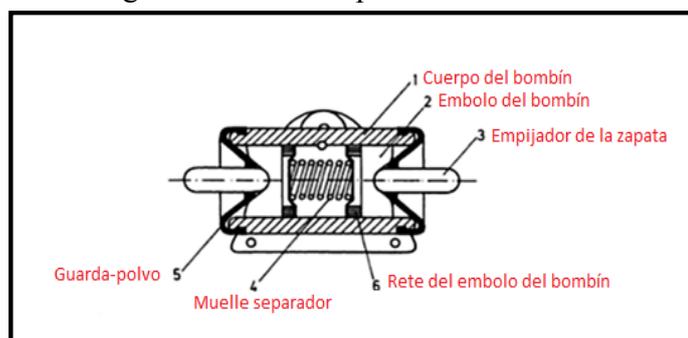


Fuente: <http://automobileneeds.wordpress.com/2013/04/01/frenos-de-tambor-y-de-disco/>

El bombín de freno figura 11 es un cilindro hueco de fundición con su interior rectificado para facilitar el desplazamiento del émbolo o émbolos, según sea el freno, y para garantizar una perfecta estanquidad, por los retenes que llevan montados los émbolos, con el fin de evitar pérdidas de presión y de líquido en el circuito hidráulico. (PARERA, 1993)

En un lateral, el bombín lleva un resalte para poder sujetarlo a la placa porta freno; en este resalte se sitúan los conductos para conectar el cilindro al circuito hidráulico y el conducto para purgar el circuito hidráulico de burbujas de aire cuando se produce al desmontaje y montaje del freno. (PARERA, 1993)

Figura 11. Bombín para freno de tambor

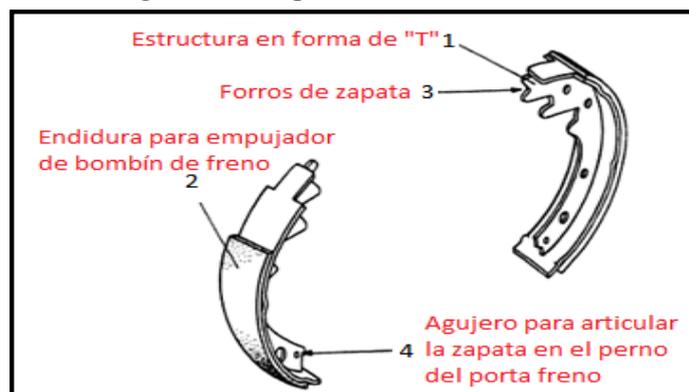


Fuente: Manual de automoción, Frenos ABS; A. Martí Parera

Las zapatas de freno figura 12 son el soporte de los forros de freno de tambor y estas formadas por una estructura curva para adaptar el forro a la superficie interna del tambor. Esta estructura tiene un perfil de “T” que le confiere mayor resistencia a fin de poder soportar los esfuerzos de frenado sin deformarse, los forros van remachados o pegados en trazo horizontal de la T, mientras que los extremos del tramo vertical de la T se apoyan por un lado en un bombín de freno y, por el otro, en un perno con un casquillo que permite el giro de la zapata cuando la presión del sistema de frenos empuja al embolo del bombín contra la zapata y, en consecuencia, a esta contra la superficie del tambor. (PARERA, 1993)

Un muelle mantiene a las dos zapatas separadas de la superficie de rozamiento cuando no se utilizan los frenos.

Figura 12. Zapatas de freno de tambor



Fuente: Manual de automoción, Frenos ABS; A. Martí Parera

2.3.2 Frenos de disco. Este tipo de freno adoptado en la mayoría de los Vehículos de turismo, tiene la ventaja sobre el freno de tambor de que su acción de frenado es más enérgica, obteniendo, por tanto, un menor tiempo de frenado que se traduce en una menor distancia de parada (SUMBA TENEZACA, 2010).

Ello es debido a que elementos de fricción van montados al aire, al disponer de una mejor refrigeración, la absorción de energía y transformación en calor se puede realizar más rápidamente (SUMBA TENEZACA, 2010).

Los frenos de disco en la actualidad tienen grandes mejoras que prestan grandes resultados para el frenado.

Figura 13. Freno de disco



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

Otra de las ventajas de estos frenos es que en ellos no aparece el fenómeno de "fading" que suele presentarse en los frenos de tambor. Este efecto se produce cuando por un frenado enérgico o frenados sucesivos, el tambor no tiene tiempo de evacuar el calor absorbido en la transformación de energía. En estas condiciones, el tambor se dilata alejando la superficie de adherencia del contacto con las zapatas, quedando momentáneamente el vehículo sin frenos (SUMBA TENEZACA, 2010).

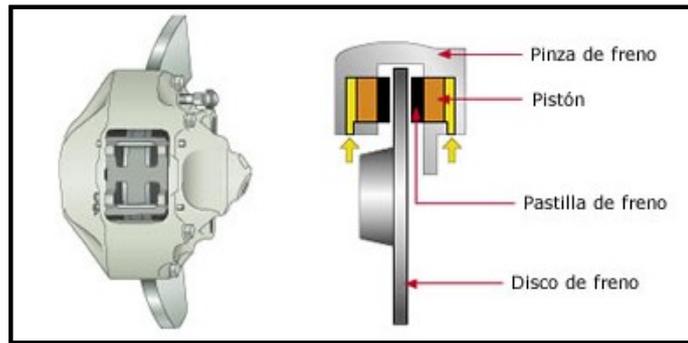
En los frenos de disco al mejorar la evacuación del calor no existe calentamiento y por tanto dilatación, pero en caso de haberla el disco se aproximaría más a las pastillas de freno, lo cual favorecería la presión y efecto de frenado (SUMBA TENEZACA, 2010).

2.3.2.1 Mordazas o calipers de freno. También conocido como pinzas de freno se clasifican en:

Freno de pinza fija. También llamada de doble acción, La acción de frenado se realiza por medio de dos o cuatro pistones de doble acción, desplazables, que se ajustan a cada una de las caras del disco (SUMBA TENEZACA, 2010).

En este tipo de pinzas, cada pistón se encuentra en cada mitad de la mordaza. Durante el proceso de frenado, actúa una presión hidráulica sobre los dos pistones y cada pistón aprieta la pastilla contra el disco, se emplea en vehículos rápidos y pesados (SUMBA TENEZACA, 2010).

Figura 14. Esquema de freno de disco con mordaza



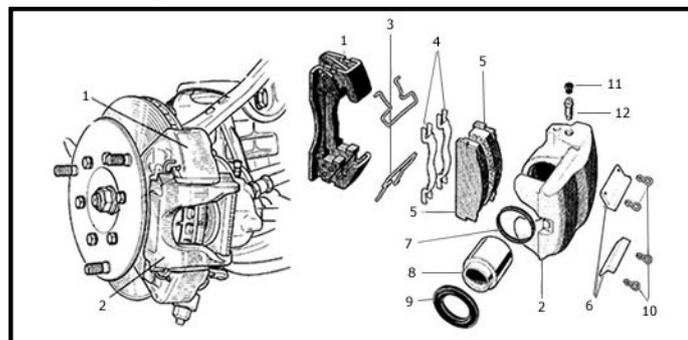
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>

Freno de pinza flotante. También llamado de reacción, el freno de disco de pinza flotante sólo utiliza un pistón, que cuando se acciona aprieta la pastilla de freno correspondiente contra el disco de freno. La fuerza con la que el pistón aprieta la pastilla contra el disco genera una fuerza opuesta o de reacción. Dentro de los frenos de pinza móvil podemos encontrar (SUMBA TENEZACA, 2010):

- Bastidor flotante
- Pinza flotante

Bastidor flotante: Está formado por un bastidor flotante (2) que se monta sobre un soporte (1) unido al porta mangueta. El bastidor flotante se fija sobre el soporte (1) mediante chavetas (6) y muelles (3), de manera que pueda deslizarse lateralmente en la acción de frenado. En el bastidor flotante (2) Está labrado el único cilindro, contra cuyo pistón (8) se acopla la pastilla (5), mientras que la otra se aloja en el lado opuesto del disco (ARROYO, y otros, 2013).

Figura 15. Esquema de un freno de disco de bastidor flotante

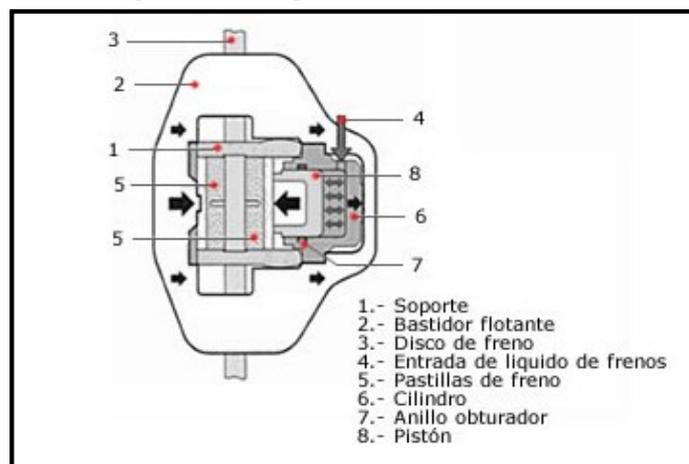


Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>

El pistón está provisto de un anillo obturador (7), que realiza estanqueidad necesaria. El guardapolvos (9) impide la entrada de suciedad en el cilindro (ARROYO, y otros, 2013).

En la acción de frenado, el pistón es desplazado hacia afuera del cilindro aplicando a la pastilla de ese lado contra el disco, mientras la pinza se desliza sobre el soporte en sentido contrario, aplicando la otra pastilla contra la cara contraria del disco, consiguiéndose con esta acción de frenado del mismo (ARROYO, y otros, 2013).

Figura 16. Esquema de funcionamiento



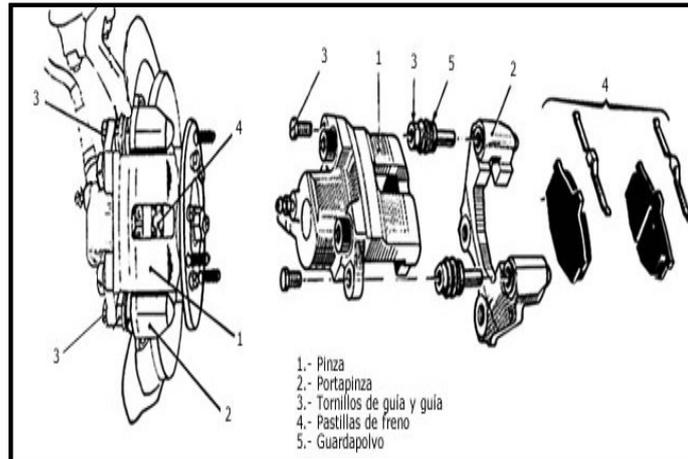
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>

Pinza flotante. Este es el sistema de frenado de disco más utilizado actualmente, debido a las ventajas que presenta con respecto al sistema de freno anterior. (ARROYO, y otros, 2013)

Estas ventajas se traducen en una menor fricción de la pinza en su deslizamiento, que supone un accionamiento más silencioso y equilibrado, que además atenúa el desgaste de las pastillas y lo reparte más uniformemente (ARROYO, y otros, 2013).

Este sistema está constituido por la pinza de frenos (1), la cual está acoplada a la porta-pinza (2) en las guías (3) fijadas por unos tornillos y protegidas de la suciedad por los guardapolvos (5). La porta-pinza, a su vez, va fijado a la porta-mangueta por medio de otros tornillos (ARROYO, y otros, 2013).

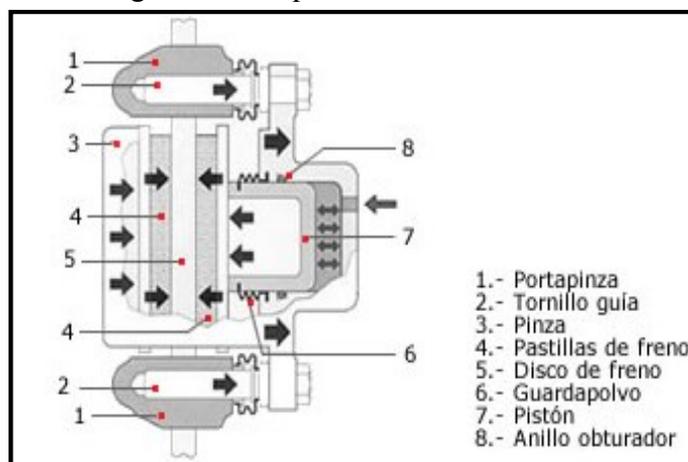
Figura 17. Despiece freno de disco de pieza flotante



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

Cuando la presión del líquido enviado por la bomba de frenos produce el desplazamiento del pistón (7) en el interior de la pinza (3), la pastilla de freno (4) se aplica contra el disco (5), mientras que la pinza es desplazada en sentido contrario aplicando la otra pastilla también contra el disco, produciéndose la acción de frenado (GARCÍA, y otros, 2014).

Figura 18. Esquema de funcionamiento



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

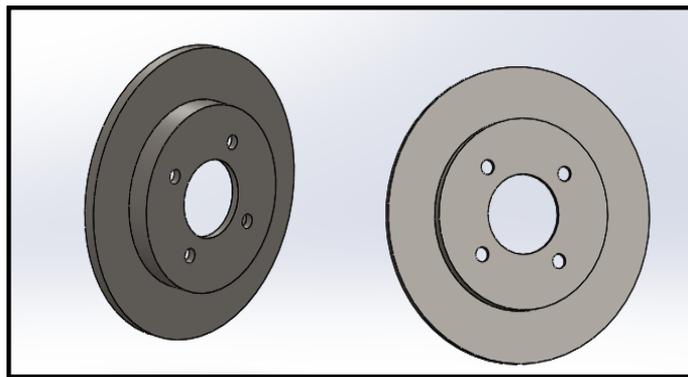
2.3.2.2 Disco de freno. El material para fabricar los discos de freno es la fundición gris nodular de grafito laminar, ya que garantiza una estabilidad de las prestaciones durante el periodo de vida de los discos. El disco puede ser macizo o con huecos (autoventilado), por donde circula el aire en forma de ventilador centrífugo (SUMBA TENEZACA, 2010).

Los discos de freno pueden ser:

- Clásicos (macizos).
- Ventilados.
- Taladrados o perforados
- Cerámicos.

Discos macizos. Estos discos poseen una superficie de fricción sólida y lisa, no poseen ningún tipo de ventilación y son muy propensos a acumular calor, suciedad y tienden a cristalizar las pastillas. Tienen la ventaja de ser económicos de fabricar y como desventaja es que tienden a recalentarse impidiendo una frenada efectiva y a cristalizar las pastillas. Se doblan bajo el estrés continuo (POZO, y otros, 2010).

Figura 19. Discos de freno macizo



Fuente: Autores

Discos ventilados. Los discos ventilados son como si se juntasen dos discos, pero dejando una separación entre ellos, de modo que circule aire a través de ellos, del centro hacia afuera, debido a la fuerza centrípeta. Con ello se consigue un mayor flujo de aire sobre los discos y por lo tanto más evacuación de calor (POZO, y otros, 2010).

Estos discos están dotados con el exclusivo sistema de ventilación por pilares, patentado, que mejora la capacidad de refrigeración y el aumento de más del 40% de la resistencia a la degradación térmica. En concreto, en la cámara de ventilación, en lugar de las aletas (solución adoptada por la mayoría de los discos en el mercado) se utilizan los pilares (POZO, y otros, 2010)

Figura 20. Discos ventilados



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

Discos perforados. Los discos perforados aumentan la superficie del disco con las perforaciones y además llevan aire fresco a la pastilla del freno. Una perforación es como un pequeño túnel, las paredes del túnel sería el aumento de superficie capaz de disipar calor, además de cuando la perforación llega a la zona de las pastillas, llega con aire fresco que las refresca evitando el calentamiento en exceso (POZO, y otros, 2010).

Figura 21. Discos perforados



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

Normalmente se usan discos ventilados en vehículos de serie de media potencia. Para altas potencias se utilizan los perforados (POZO, y otros, 2010).

Discos estriados. Estos discos se podrían clasificar dentro de los "perforados" ya que la finalidad del estriado o rayado es mejorar la refrigeración de los mismos. El estriado tiene la función principal de remover el aire caliente y de limpiar la pastilla de polvo y

crear una superficie idónea para el frenado, con la única desventaja que desgasta más rápido la pastilla en pro de una mejor y más efectiva frenada (POZO, y otros, 2010).

Discos cerámicos. Los discos de frenos Cerámicos, tienen sus orígenes en la industria de la aviación, más tarde a principio de la década de los 80 se utilizaron en las competiciones de F1, actualmente algunos automóviles muy exclusivos y de altas prestaciones también los utilizan como el Porsche 911 Turbo. Están hechos de compuesto de Carbono en una base Cerámica para darle la resistencia tan alta a las temperaturas que estos operan (POZO, y otros, 2010)

Los discos son de color negro (por el carbono) y cerámica como compuesto base, por eso a medida que se desgastan se desprende un polvo negro. Las pastillas que usan estos discos son también de carbón - cerámica o de carbono. (POZO, y otros, 2010).

Figura 22. Discos cerámicos



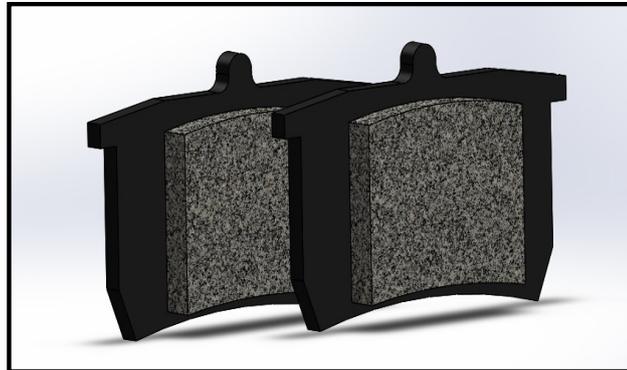
Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/frenos-3.htm>

2.3.2.3 Pastillas de freno. Las pastillas de van colocadas dentro de la mordaza dotada de un pistón como mínimo, que transforma la presión en fuerza. Las pastillas están diseñadas para producir una alta fricción con el disco. El coeficiente de rozamiento varía entre 0.35 y 0.45 (ZAPATA, 2013).

Se debe revisar regularmente cada 20000 Km el estado de desgaste midiendo el espesor, porque no se puede dar un valor exacto ya que depende de varios factores como el tipo de conducción, peso del vehículo, material de la pastilla, etc., por esto muchas están

equipadas con un sensor que alerta al conductor cuando es necesario hacerlo (ZAPATA, 2013).

Figura 23. Pastillas de freno



Fuente: Autores

Algunas tienen una pieza de metal que provoca un chirrido cuando están en su espesor mínimo, indicando que ya es momento de sustituirlas. La potencia de frenado la determina la estabilidad del factor de fricción de las pastillas. El factor de fricción tiende a disminuir con el aumento de temperatura y velocidad. Al bajar el factor de fricción se prolonga la distancia de frenado. Para cumplir con la normativa vigente de la fabricación de vehículos, la composición de las pastillas cambia dependiendo de cada fabricante. Aproximadamente 250 materiales diferentes son utilizados, y pastillas de calidad utilizan entre 16 a 18 componentes. Ejemplo de composición (POZO, y otros, 2010).

- 20% aglomerantes: Resina fenólica, caucho (POZO, y otros, 2010).
- 10% metales: Lana de acero, virutas de cobre, virutas de zinc, virutas de latón, polvo de aluminio (POZO, y otros, 2010).
- 10% fibras: Fibras de carbón, fibras orgánicas, lana mineral, fibras químicas
- 25% material de relleno: Óxido de aluminio, óxido de hierro, sulfato sódico
- 35% deslizantes: Grafito, sulfuro de cobre, sulfuro de antimonio (POZO, y otros, 2010).

2.3.3 Freno de estacionamiento y frenos auxiliares. Este sistema de freno, conocido también como freno de estacionamiento, actúa mecánicamente sobre las ruedas traseras del vehículo por medio de un sistema de varillas o cables accionados por una palanca situada en el interior de la carrocería al alcance del conductor. (POZO, y otros, 2010)

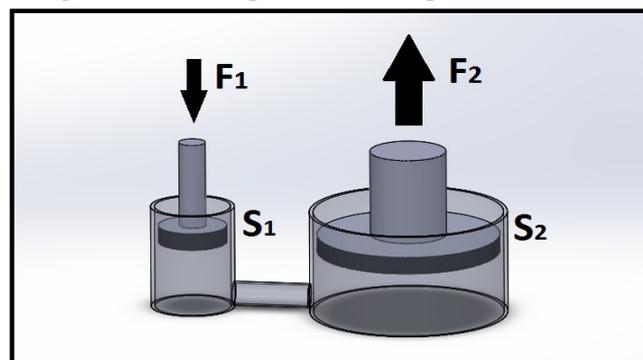
La palanca amplifica la presión de frenado y el cable compensa o equilibra las diferencias de movimiento de las varillas. Por otra parte pueden originarse presiones desiguales de frenado; para corregirlas se instalan dispositivos especiales equilibradores, los cuales actúan de forma automática, o bien por ajuste manual. (POZO, y otros, 2010)

2.4 Principio de pascal

El funcionamiento del circuito hidráulico está basado en el principio de Pascal, según el cual las moléculas de un líquido, al estar sueltas no sólo ejercen presión hacia abajo (el fondo) sino también sobre las paredes del recipiente que lo contiene. (PÉREZ, y otros, 2010)

Pascal demostró que: “La presión ejercida sobre un punto de un fluido que llena un recipiente hermético se transmite en su seno con la misma intensidad en todos los sentidos”. (PÉREZ, y otros, 2010)

Figura 24. Principio de Pascal prensa hidráulica



Fuente: Autores

2.4.1 Aplicaciones del principio de Pascal. Este principio es el fundamento de la prensa hidráulica, representada en la figura 24. Mediante un pistón de sección transversal pequeña S_1 , se ejerce una fuerza F_1 sobre un líquido. La presión se transmite

a un cilindro más ancho de sección S_2 , sobre el que ejerce una fuerza F_2 mucho mayor. (PÉREZ, y otros, 2010)

$$P_1 = P_2 \quad (1)$$

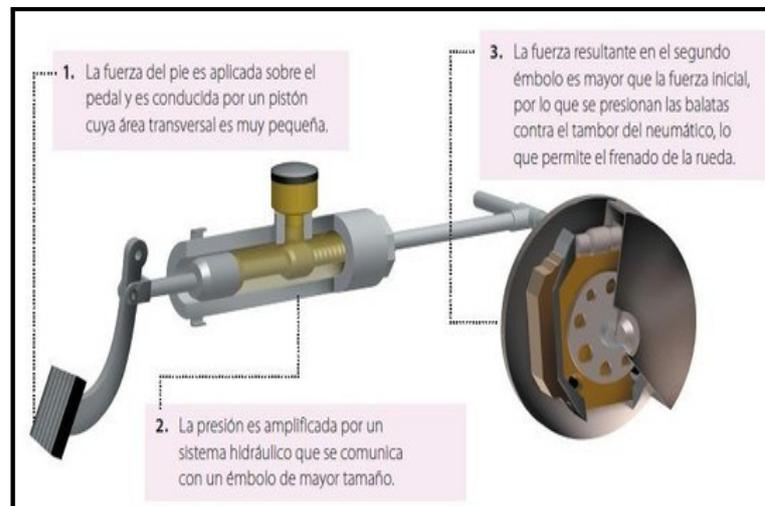
$$F_1/S_1 = F_2/S_2$$

Obteniendo en si la fuerza F_2

$$F_2 = F_1 \cdot (S_2/S_1) \quad (2)$$

Un ejemplo del principio de Pascal, se lo puede encontrar en el sistema de frenos mediante el accionamiento del pedal de frenos por el conductor, este realiza una fuerza con el pie transmitiéndola a un émbolo pequeño que empuja al fluido, según la relación de las secciones de los émbolos amplifica la fuerza.

Figura 25. Principio de Pascal en los frenos



Fuente: <http://clubcienciasbosco.jimdo.com/f%C3%ADsica-11%C2%BA/1-mec%C3%A1nica-de-fluidos/1-4-principio-de-pascal/>

2.5 Manómetro

Es un instrumento diseñado para medir los cambios en una presión y convertir estos un movimiento mecánico, indicándolos sobre una escala graduada. (SHIGUANGO, y otros, 2013)

Figura 26. Manómetros de presión



Fuente: Autores

Los elementos de medición de presión tipo tubo bourdon son comúnmente usados para medir un amplio rango de presiones. (SHIGUANGO, y otros, 2013)

El elemento de medición o tubo bourdon está hecho de un tubo de pared delgada, doblado en forma de semicírculo (tipo C) o enrollado en un espiral (tipo helicoidal). (SHIGUANGO, y otros, 2013)

Cuando la presión es aplicada al sistema de medición a través del puerto de presión o conexión, la presión causa que el tubo de bourdon intente enderezarse, causando que el tip se desplace. (SHIGUANGO, y otros, 2013)

CAPÍTULO III

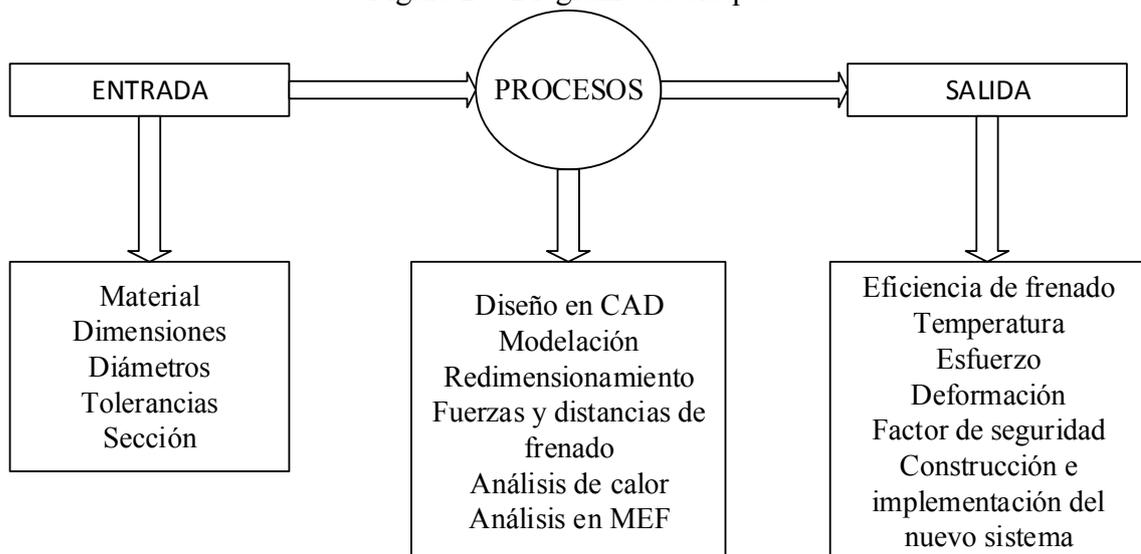
3. MODELACIÓN, CÁLCULOS TÉCNICOS DE DISEÑO Y SIMULACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS POSTERIOR.

El presente trabajo está basado en el estudio del sistema de frenos como el cambio de sistema de tambor a sistema de disco en la parte posterior dispuestos en el espacio según las dimensiones del vehículo y unidos por circuitos hidráulicos que transmitirán las presiones a la salida de las bombas de freno hasta los pistones de accionamiento de las pinzas de freno, así también, instalaremos un conjunto de freno de mano con accionamiento hidráulico ubicado en el interior del habitáculo del piloto reglado a una distancia adaptada a la morfología particular del conductor propiamente diseñado para la competición de rally.

Para ello se toma las dimensiones del área donde se requiere la implementación de los nuevos componentes en el vehículo.

3.1 Diagrama de bloques

Figura 27. Diagrama de bloques



Fuente: Autores

3.2 Descripción y modelación de las partes del sistema posterior

Para empezar con la modelación se hará un recorrido por el conjunto de elementos que constituyen el sistema de frenos, donde se presentará de forma esquemática la información de cada elemento.

Uno de los objetivos importantes del presente proyecto lo constituye la necesidad de realizar una modelización en 3D de cada uno de los componentes que forman el sistema de freno que se ha adoptado. Esto permitirá una mayor flexibilidad en el proceso de diseño y desarrollo del sistema, así como facilitará la posibilidad de realizar un ensamblaje total del sistema a través de la unión de todos sus componentes, de tal forma, que permita adquirir una visión clara de sus dimensiones, características y distribución en el espacio.

A su vez, el sistema modelado en su totalidad permitirá, también en un futuro, analizar su funcionamiento a través de procedimientos de descomposición por elementos finitos, y así, estudiar su comportamiento tanto estructural como térmico, de esta forma se puede analizar el calor emitido por el funcionamiento del disco trasero al producirse la fricción sobre sus caras de frenado y estudiar la deformación.

3.2.1 Disco de freno posterior. Es un disco sólido con cuatro orificios, es de una fundición gris de grafito laminar diseñado y fabricado por Mazacamp, utilizando catálogos de discos de freno que están presentes en el Anexo A que existentes en nuestro medio, de los cuales se extraen las siguientes características:

Datos básicos:

Diámetro externo (A)= 240mm

Altura total (B)= 35mm

Diámetro del orificio central (C)= 65mm

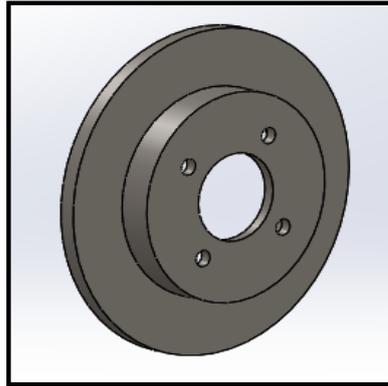
Espesor (D)= 12mm

Cantidad de orificios (E)= 4

Peso: 3,39 kg

Tempe. Máxima de funcionamiento (T)= 400-500 °C

Figura 28. Modelado disco de freno posterior



Fuente: Autores

3.2.2 Pastilla de freno. La pastilla de freno es diseñada y fabricada por Incolbest, el alma de la pastilla tiene un material de hierro fundido de grafito laminar y la fibra de roce está hecha de asbesto semiflexible sin revestimiento, utilizando catálogos de pastillas de freno Anexo B existentes en nuestro medio se extraen las siguientes características:

Datos básicos:

Altura: 50mm

Ancho de la pastilla: 88 mm

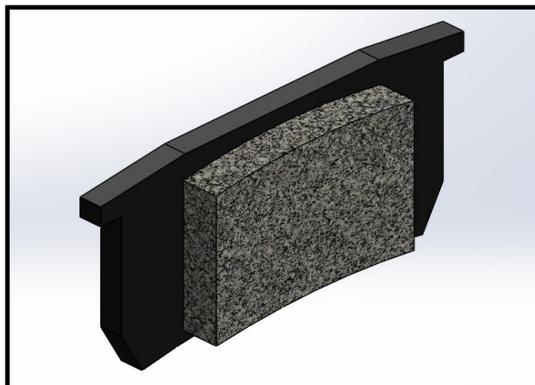
Coefficiente fricción: 0,45

Espesor material fricción: 8mm

Espesor placa de la pastilla: 5mm

Altura material fricción: 37,5mm

Figura 29. Modelación pastillas de freno Volkswagen Golf



Fuente: Autores

3.2.3 *Conjunto torre de freno de mano.* También conocida como freno de mano hidráulico se lo encuentra disponible en autopartes para vehículos de competición de rally, el freno de mano hidráulico tiene una disposición vertical acoplada a una base con un cilindro de simple efecto, a continuación se detallan las siguientes características:

Datos Básicos.

Tipo: Vertical con cilindro de simple efecto de freno

Marca: Kosda

Número de modelo: kd2003

Tamaño: 0,7 pulgadas

Longitud del mango: 300,4mm

Longitud de la base: 120mm

Diámetro del cilindro: 0,7 pulgadas

Tamaño: 300mm o 600mm

Color del cilindro: gris

Certificación: ISO 9000

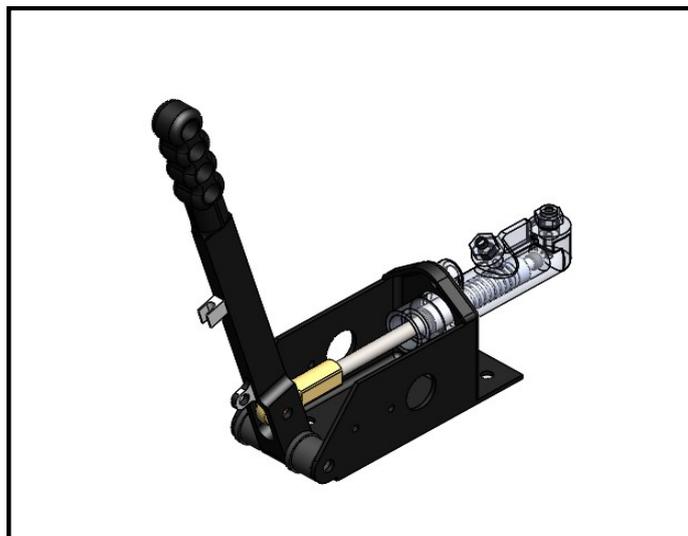
Material del cilindro: Aluminio

Material del mango: Aluminio

Material de la base: Acero

Peso: 1,3 kg

Figura 30. Modelación del conjunto torre de freno de mano



Fuente: Autores

3.2.4 *Repartidor de frenada:* También conocido como válvula dosificadora de presión, tiene una palanca de accionamiento de 6 posiciones

Datos básicos:

Marca: Wilwood.

Posiciones: 6

Entrada y salida del racord: 1/8×27 pulgada NTP.

Diámetro de agujero de montaje: 0,250 pulgadas

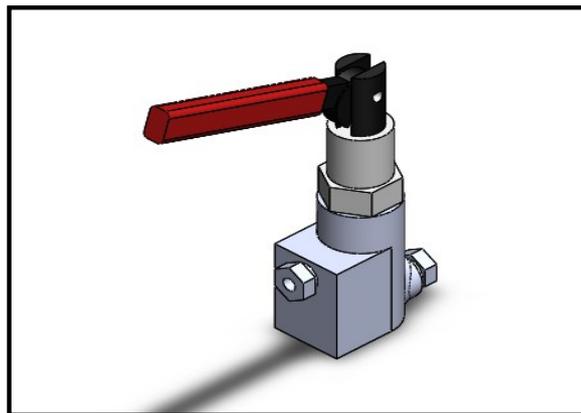
Separación de agujeros de montaje: 1 pulgada.

Altura: 115mm

Ancho: 40,9mm

Longitud del accionamiento: 100mm

Figura 31. Modelación de la válvula dosificadora de presión



Fuente: Autores

3.2.5 *Distribución cañerías y accesorios de freno.* También conocidas como tubo rígido y flexibles fabricado en aluminio y acero inoxidable flexible de una mayor ligereza, la cual ayudará a reducir significativamente el peso de la instalación. Para el resto de la instalación se emplea tubo flexible con el fin de conectar los extremos tanto a la bomba de freno principal, como a la mordaza de freno, todas las cañerías tienen un recubrimiento cobreado galvánico y además una capa plástica, para evitar que se oxiden o que al recibir cualquier tipo de golpe no se deformen. Utilizando catálogos de cañerías y acoples de freno Anexo C existentes en nuestro medio se extraen las siguientes características:

Datos básicos:

Estándar: ASTM A312-2007, ASTM A254-1997.

Recubrimiento: Cobre y Zinc.

$D_i = 4\text{mm}$

$D_e = 6\text{mm}$

Longitud de la cañería principal = 1840 mm

Longitud de la cañería posterior = 1140 mm

Longitud de la cañería de bypass = 270 mm

Cañería flexible: 3/8 pulgada de goma sintética especial.

Accesorios: Tipo NTP de bronce con rosca, código R-7340 de 1/2 pulgada.

Reparto de fluido: Ts rosca interior de soporte.

Diámetro interno de la Ts: 1/8 pulgada.

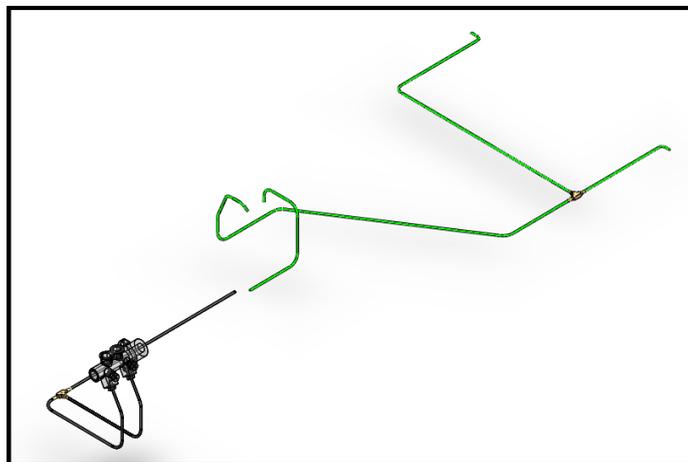
Presión de estos elementos: 3000 PSI.

Figura 32. Accesorios y uniones de cañerías



Fuente: Autores

Figura 33. Modelación de la distribución de cañerías en el sistema a implementarse



Fuente: Autores

3.2.6 *Base de la torre de freno de mano hidráulica.* La base es de un material resistente a la torcedura por lo general de acero estructural ASTM A36, utilizando catálogos de planchas estructurales Anexo D existentes en nuestro medio se extraen las siguientes características:

Características:

Calidad: 360 y 500 Brinell (T1 – T500)

Dureza: 360 Brinell >400 HB 500 Brinell 480 – 520 HB

Espesor: Desde 6mm hasta 100mm

Largo: 6000 / 12000 / Largo Variable

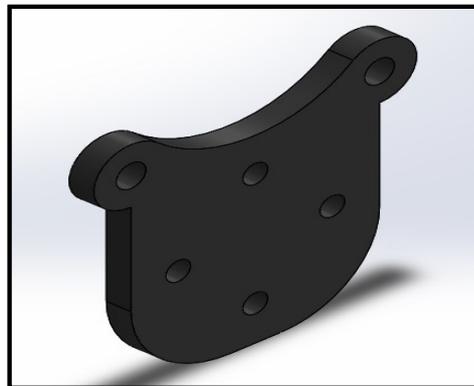
Datos básicos:

Placa de 130x120mm

Espesor de 10mm

Material: ASTM A36

Figura 34. Modelación base de sujeción de la mordaza



Fuente: Autores

3.2.7 *Base del conjunto torre freno de mano.* Esta base es construida de un perfil estructural ASTM A36. Utilizando catálogos de perfiles estructurales Anexo E existentes en nuestro medio se extraen las siguientes características:

Características:

Recubrimiento: Negro o galvanizado.

Calidad del acero: ASTM A36

Norma: NTE INEN 1623

Datos básicos:

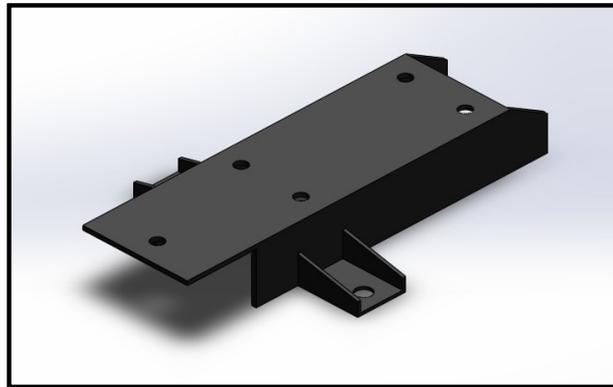
Longitud: 241 mm

Ancho: 70mm

Altura: 40mm

Espesor: 3mm.

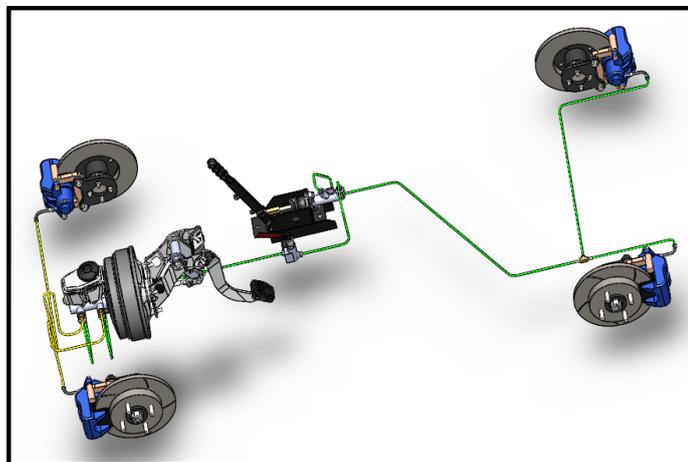
Figura 35. Modelación base del conjunto torre freno de mano



Fuente: Autores

Como se observa en la figura 36 una vez modelado todos los elementos a implementarse en el sistema se ensamblan en su totalidad todos los componentes, esto se logra a través del software CAD.

Figura 36. Ensamble total del sistema a implementarse



Fuente: Autores

3.3 Cálculos de diseño del sistema de freno posterior

Para el diseño y cálculos del sistema de freno posterior, primero se toma en cuenta la ubicación en donde se implementará el accionamiento manual, ya que la ubicación original de fábrica del freno de mano lo ubica en el centro de los asientos delanteros y esta no es la ubicación adecuada para un automóvil de competición.

Esta ubicación tiene que prestar las facilidades necesarias al piloto y su aplicación no debe ocasionar distracciones, porque puede provocar un accidente. Antes de empezar con el diseño mecánico es necesario revisar algunos conceptos que servirá en el desarrollo del mismo.

3.3.1 *Fuerzas de frenado que detiene el movimiento del automóvil.* Las fuerzas de frenado que intervienen para detener el movimiento del automóvil cuando circula por la carretera, se produce en el instante de presionar el pedal de freno principal, se ejerce las fuerzas de frenado que actúan a través de los pistones de los cilindros de rueda sobre los elementos frenantes, pastilla-disco, los cuales originan una fuerza de rozamiento entre ellas, que detienen la rueda. (MONCAYO, 2004)

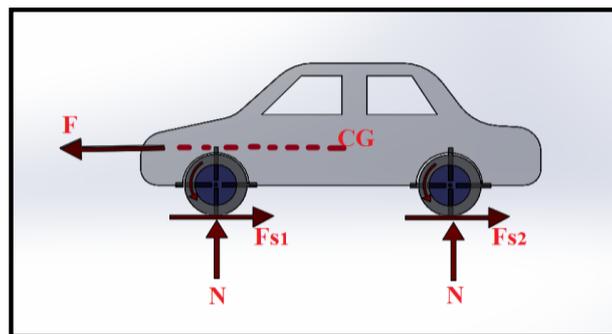
3.3.1.1 *Fuerza de fricción estática o rozamiento entre rueda y terreno.* Cuando las superficies en contacto entre dos cuerpos son perfectamente lisas la fuerza de interacción de los cuerpos siempre actúa en dirección normal a la superficie en los puntos de contacto. Sin embargo, todas las superficies son en realidad rugosas y, dependiendo de la naturaleza del problema, además se tiene que considerar la capacidad de un cuerpo para soportar fuerzas tangenciales y normales en sus superficies de contacto. (MONCAYO, 2004)

La fuerza tangencial es causada por fricción. En el automóvil la fricción, es la fuerza f_s de resistencia que actúa sobre los neumáticos cual evita o retarda su deslizamiento en relación con la superficie o terreno con el que se encuentra en contacto. Esta fuerza siempre actúa en dirección tangente a los puntos de contacto entre neumático-piso, y está dirigida de tal forma que se opone al movimiento posible o existente de la rueda en relación con estos puntos. (MONCAYO, 2004)

Las fuerzas de rozamiento que se producen por la adherencia de la rueda con el terreno permiten que los neumáticos del vehículo puedan rodar o que el automóvil pueda desplazarse sobre el terreno, ya que la fuerza F aplicada al centro de gravedad del vehículo para que circule sobre el suelo figura 37 tiene que ser mayor a la fuerza de fricción o rozamiento entre neumático-piso, es decir, que $F > fs$ el automóvil se mueve. (MONCAYO, 2004)

En el caso que $F \leq fs$. El vehículo no se mueve. En la acción de frenado, es decir, cuando se aplican los frenos a través del pedal de accionamiento ejercida por el conductor, el vehículo es retenido en su movimiento por las fuerzas de fricción $fs1$ y $fs2$ entre neumático-piso ya que la fuerza F es inferior a la de rozamiento entre la rueda y el piso. (MONCAYO, 2004)

Figura 37. Fuerza de fricción reteniendo el movimiento del automóvil



Fuente: Autores

La fuerza de rozamiento es directamente proporcional a la fuerza que somete la rueda sobre el piso y se puede calcular:

$$fs = N \times \mu_s \quad (3)$$

En dónde, el rozamiento entre las dos superficies en contacto neumático-piso se mide por el coeficiente de fricción estático μ_s , que es el cociente entre la fuerza de fricción estática fs y la normal N de la fuerza que somete el neumático sobre el terreno. (MONCAYO, 2004)

El coeficiente de adherencia depende del tipo de neumático, de su estado de desgaste y de la presión de inflado, y por otro lado, de la calidad del pavimento. En la tabla 3 se

dan los valores indicativos para diferentes materiales, pudiéndose observar como el hielo o la nieve, el barro sobre la calzada, disminuyen notablemente el coeficiente, y con él la fuerza de agarre de las ruedas sobre el suelo. (MONCAYO, 2004)

Tabla 3. Valores del coeficiente de adherencia μ_s

| Tipo de suelo | Estado | Neumáticos nuevos | Neumáticos usados |
|------------------|--------|-------------------|-------------------|
| Hormigón | Seco | 1 | 1 |
| | Mojado | 0.7 | 0.5 |
| Asfalto grueso | Seco | 1 | 1 |
| | Mojado | 0.7 | 0.5 |
| Asfalto normal | Seco | 0.6 | 0.6 |
| | Mojado | 0.5 | 0.3 |
| | Barro | 0.2 | 0.1 |
| | Hielo | 0.05 | <0.05 |
| Asfalto compacto | Seco | 0.6 | 0.6 |
| | Mojado | 0.65 | 0.3 |

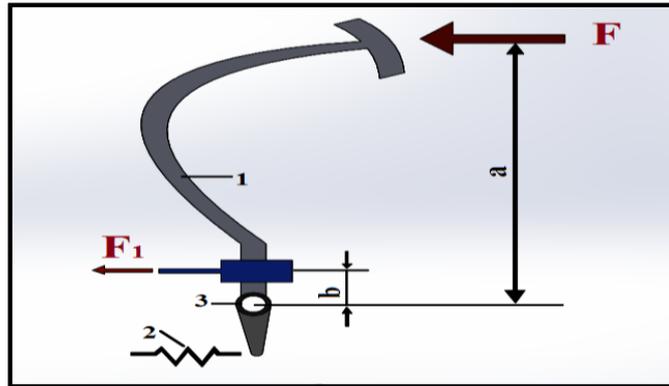
Fuente: <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1132/3/CAPITULO%20II.pdf>

3.3.1.2 Fuerzas de frenado en el sistema de frenos principal. El sistema de frenos principal del vehículo es el encargado de bloquear el giro de los neumáticos para posteriormente debido a la adherencia entre rueda-piso el automóvil se detenga. El circuito de frenos posee un sistema de mando cuyo fin es transmitir el esfuerzo desarrollado por el conductor, que puede ser producido enteramente por él, o bien con la ayuda de un sistema de asistencia. (MONCAYO, 2004)

El sistema principal de frenos es activado por un pedal situado en el interior del vehículo, por el conductor. El esfuerzo ejercido sobre el pedal es transmitido a los elementos frenantes, pastilla-disco, a través de un circuito hidráulico, en la que se dispone de un cilindro maestro o bomba de frenos donde se genera la presión en el líquido, que es transmitida por las cañerías a los cilindros de rueda que accionan las pastillas. (MONCAYO, 2004)

3.3.1.3 Fuerzas de frenado en el mando del circuito hidráulico principal de frenos. La presión que hay que realizar sobre las pastillas de los frenos se consigue, en primer lugar, por el esfuerzo mecánico mediante la palanca de pedal y bajo la presión del pie del conductor. El pedal de freno figura 38 está constituido por una palanca que al aplicar la presión del pie, gira sobre su eje transmitiendo el esfuerzo a la bomba, en sentido de *FI*, el muelle permite que el pedal regrese a su posición inicial cuando el conductor deje de presionar el pedal de freno. (MONCAYO, 2004)

Figura 38. Fuerza en el pedal de freno



Fuente: Autores

La fuerza $F1$, que se ejerce en el vástago del émbolo de la bomba de frenos se calcula a partir del esfuerzo F que realiza el conductor sobre el pedal,

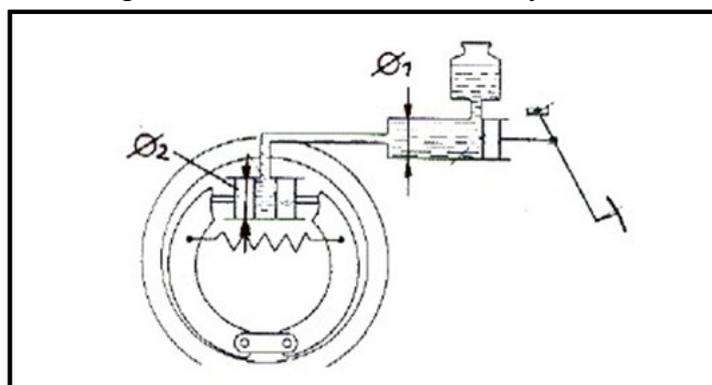
$$F1 = \frac{F \times a}{b} \quad (4)$$

Como la fuerza $F1$ actúa en el circuito hidráulico es importante determinar la presión $P1$ existente en la bomba de frenos el cual es igual a:

$$P1 = \frac{F1}{\frac{\varnothing 1^2 \times \pi}{4}} \quad (5)$$

Siendo $\varnothing 1$ el diámetro del émbolo de la bomba de frenos de la figura 39.

Figura 39. Diámetro de la bomba y bombín



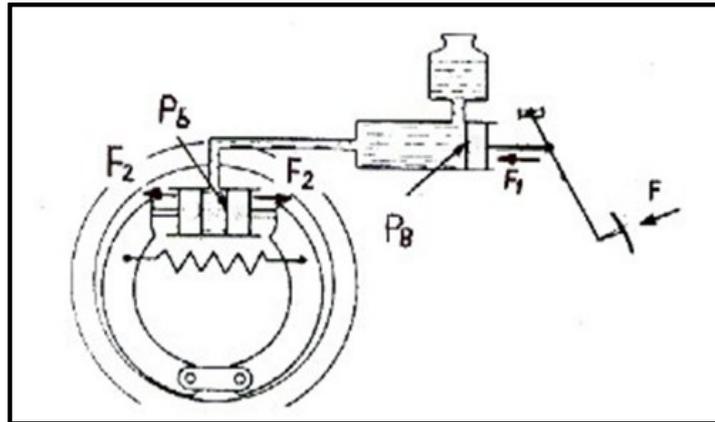
Fuente: <http://dSPACE.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1132/3/CAPITULO%20II.pdf>

La presión $P2$ figura 40 en los bombines:

$$P_2 = \frac{F_2}{\frac{\pi}{4} \times \phi_2^2} \quad (6)$$

Siendo la ϕ_2 el diámetro del émbolo del bombín y F_2 , la fuerza con la que los émbolos de los cilindros de rueda empujan a las zapatas contra el tambor o pastillas contra el disco para producir el bloqueo de las ruedas. (MONCAYO, 2004)

Figura 40. Circuito hidráulico de frenos



Fuente: <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1132/3/CAPITULO%20II.pdf>

La fuerza F_1 comunicada al vástago del cilindro, es amplificada por el sistema hidráulico el cuál se fundamenta en el hecho de que los líquidos son incompresibles y que según el principio de Pascal que dice: “la presión ejercida sobre un punto cualquiera de una masa líquida, se transmite íntegramente en todas direcciones”, entonces, la presión P_1 que se obtiene en la bomba de frenos es igual a la presión P_2 en los cilindros de rueda o bombines y por lo tanto se puede calcular la fuerza F_2 : (MONCAYO, 2004)

$$F_2 = \frac{F_1 \times \phi_2^2}{\phi_1^2} \quad (7)$$

En dónde, la fuerza con que empujan las pastillas contra el disco F_2 , es igual al producto de la fuerza F_1 , obtenida en la varilla de empuje del émbolo de la bomba de frenos por el diámetro ϕ_2 del émbolo del cilindro de rueda al cuadrado sobre el diámetro ϕ_1 del émbolo de la bomba al cuadrado. (MONCAYO, 2004)

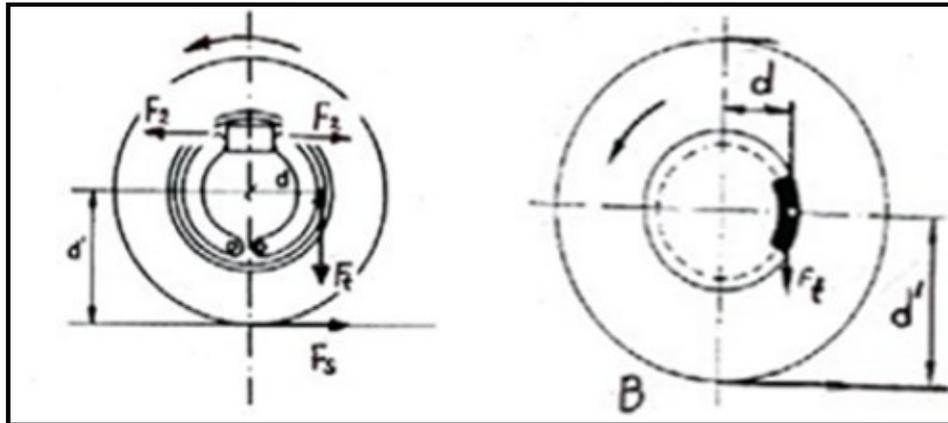
Con lo que la fuerza F_2 , depende mucho de la relación en las secciones de los pistones de los cilindros de la bomba y bombín.

3.3.1.4 Fuerzas frenantes de rozamiento en los elementos. Para detener el vehículo se utilizan los frenos, bien sean de tambor o de disco, con los que se logra el frenado mediante el frotamiento de dos piezas: una fija y otra móvil. En los frenos de tambor y disco figura 41 cuando se aplican las pastillas contra éste se obtiene un par de frenado que se opone al movimiento del disco. (MONCAYO, 2004)

$$C = Ft \times d \quad (8)$$

Es el resultado de la aplicación de una fuerza de rozamiento F_t entre la pastilla y el disco, a una distancia d , desde el centro del eje de la rueda hasta la posición de rozamiento entre elementos frenantes. (MONCAYO, 2004)

Figura 41. Fuerza de rozamiento entre los elementos frenantes de tambor y disco



Fuente: <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1132/3/CAPITULO%20II.pdf>

El par de frenado C también es igual al producto de la fuerza de frenado f_s por el radio d' , (medida desde el centro del eje de la rueda hasta la posición de rozamiento entre neumático-piso), bajo carga de la rueda, es decir: $C = f_s \times d'$ Con lo cual:

$$Ft = \frac{f_s \times d'}{d} \quad (9)$$

Donde, la fuerza de rozamiento f_t generada entre pastilla y el disco deben ser iguales al producto de la fuerza de adherencia f_s del neumático con el suelo, por la relación d'/d . Como la relación d'/d suele tomar valores próximos a 2, la fuerza de rozamiento f_t deberá valer, la mitad que la de adherencia f_s , quien a su vez depende como se ha dicho, del peso adherente que carga sobre ella en el frenado. (MONCAYO, 2004)

Para una fuerza $f_t > f_s$ se obtendría el bloqueo de la rueda, lo que no es conveniente en ningún caso, puesto que produciría un patinaje o derrapado del automóvil.

La fuerza de rozamiento f_t se obtiene mediante la aplicación de una presión de la zapata contra el tambor, produciéndose el rozamiento entre ambos. Si F_2 de la figura 41 es la fuerza de acoplamiento entre ambos, tenemos; (MONCAYO, 2004)

$$F_t = F_2 \times \mu \quad (10)$$

Siendo μ , el coeficiente de rozamiento entre la pastilla y el disco que suele ser 0.3. Así pues, para obtener una fuerza de rozamiento elevada, es necesario que la fuerza F_2 sea importante (lo que puede lograrse con facilidad con la relación en las secciones de los pistones de los cilindros de la bomba y bombín) y que los materiales utilizados tengan un coeficiente de rozamiento entre si elevado. (MONCAYO, 2004)

En la acción de frenado, la energía cinética que posee el vehículo es transformada en calor mediante el rozamiento entre pastilla y disco. Cuando se frena bruscamente a una velocidad elevada, la temperatura de superficie en el disco alcanza rápidamente un valor elevado (del orden de 400°C) y en frenadas sucesivas aumenta progresivamente. (MONCAYO, 2004)

En estas condiciones, el desgaste de las guarniciones se acentúa grandemente, una vez sobrepasada la llamada temperatura crítica, que se sitúa sobre los 200°C . Por esta razón deberán refrigerarse convenientemente los sistemas de freno. (MONCAYO, 2004)

3.3.2 *Esfuerzos de frenado.*

3.3.2.1 *Distancia de parada.* Es el espacio recorrido por el vehículo desde que se accionan los frenos hasta que se detiene completamente se conoce como la distancia de parada. (MONCAYO, 2004)

La distancia de parada depende de la presión o fuerza que se ejerza sobre el pedal del freno (fuerza entre elementos frenantes), de la fuerza de adherencia del neumático con el piso, de la velocidad con que marcha el vehículo en el momento de frenar, de la fuerza y dirección del viento, etc. (MONCAYO, 2004)

Como algunos factores son variables y difíciles de determinar, la distancia exacta de parada no puede ser obtenida más que por una medida directa. Sin embargo, puede ser calculada de una manera más o menos precisa. (MONCAYO, 2004)

Un cuerpo en movimiento posee una energía cinética $mv^2/2$ siendo [m] la masa del vehículo, que representa el cociente de dividir su peso total por la aceleración de la gravedad, y [v] la velocidad del mismo antes de pisar el pedal del freno. Para detenerlo hay que aplicar una fuerza de frenado fs entre neumático-piso que efectúe en el espacio [e] que recorre el vehículo hasta pararse, un trabajo igual a la energía cinética que tiene que absorber. A continuación se expresa la fuerza de rozamiento en función de la distancia de parada: (MONCAYO, 2004)

$$Fs \times e = \frac{mv^2}{2} \quad (11)$$

De dónde que:

$$e = \frac{v^2}{2 \times g \times \mu} \quad (12)$$

Como puede verse, la distancia de parada es independiente del resto del vehículo, estando solamente en función de la velocidad del mismo, de la eficacia de los frenos y condiciones de adherencia entre los neumáticos con el piso y además, la deceleración depende del coeficiente de adherencia y como el máximo valor de éste es de 1 entre piso y neumáticos en óptimas condiciones, entonces la deceleración máxima que se puede obtenerse es de $9,81 \text{ m/s}^2$. (MONCAYO, 2004)

Otra manera de calcular la distancia de parada del automóvil luego de aplicar los frenos es utilizando la fórmula simplificada, sin tener en cuenta la resistencia del viento, suponiendo una buena adherencia del neumático con el suelo y ejerciendo la máxima presión sobre el pedal del freno, es:

$$e = \frac{v^2}{E \times 254} \quad (13)$$

En la que [e] es la distancia de parada en metros, [v] la velocidad del automóvil, y [E] la eficacia de los frenos; 254 es una constante para que las distancias vengan expresadas en metros. (MONCAYO, 2004)

Como puede apreciarse, la distancia de parada no depende para nada del peso del vehículo, sino del cuadrado de la velocidad y de la eficacia de los frenos. Por ello, la distancia de parada es igual para un vehículo pesado que para un turismo, siempre que la velocidad y eficacia de los frenos sean las mismas. (MONCAYO, 2004)

3.3.2.2 Tiempo de frenado. Es evidente que la detención de un vehículo consume un determinado tiempo, durante el cual se desplaza con velocidad decreciente. A continuación se examinan los conceptos relacionados con la cinemática del frenado. Si a un automóvil se le aplica una fuerza de sentido contrario al movimiento, se producirá en él una deceleración (aceleración negativa). (MONCAYO, 2004)

Por tanto, si a un vehículo que está en movimiento se le aplica una fuerza de frenado f_s entre neumático con el piso, se origina una deceleración en su movimiento que será proporcional a la fuerza aplicada, al ser constante la masa [m] del mismo. (MONCAYO, 2004)

Según esto, la deceleración [ds] producida en el vehículo es:

$$ds = \frac{f_s}{m} = \frac{v}{t} \quad (14)$$

El tiempo de frenado t_f es:

$$t_f = \frac{v}{ds} \quad (15)$$

Obteniendo el tiempo de frenado en función del coeficiente de adherencia entre neumático con el piso μ es:

$$t_f = \frac{v}{\mu ad \times g} \quad (16)$$

En el efecto de frenado hay que tener en cuenta que, desde que el conductor ve el obstáculo hasta que pisa el freno, transcurre un cierto tiempo, llamado tiempo de reacción t_r que, en condiciones normales de reflejos, suele ser de un segundo; luego el tiempo de parada real t_p en segundos de un vehículo es: (MONCAYO, 2004)

$$t_p = t_f + t_r \quad (17)$$

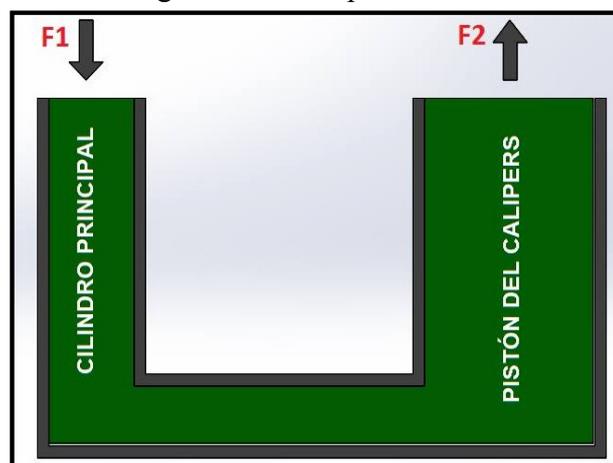
Es decir que, para que el vehículo se detenga es necesario que transcurra aproximadamente un segundo que tarda el conductor desde que ve el obstáculo hasta aplicar los frenos más el tiempo que se necesite para que el automóvil decelere por consecuencia de la adherencia neumático con el piso. (MONCAYO, 2004)

3.4 Cálculos en el sistema original del vehículo

Para realizar los cálculos de fuerzas en el sistema, se toma datos de presiones originales del automóvil, esto permitirá realizar los respectivos cálculos. La medida de presión en las mordazas de las ruedas delanteras son de 800 a 1000 PSI, y la presión en el bombín de las ruedas posteriores son de 280 a 300 PSI.

3.4.1 *Cálculo de las fuerzas en el sistema original del vehículo.* Para realizar los cálculos de las fuerzas en el sistema original del vehículo, se toma en cuenta el esquema del principio de Pascal, el cual es la base para todo diseño de frenos hidráulicos.

Figura 42. Principio de Pascal



Fuente: Autores

Área del cilindro del freno principal.

$$\phi 1 = 0,8125in$$

$$A1 = \frac{\pi \times \phi 1^2}{4} \tag{18}$$

$$A1 = \frac{\pi \times (0,8125in)^2}{4}$$

$$A1 = 0,518in^2$$

Fuerza en el cilindro principal de freno.

$$F1 = P \times A1 \tag{19}$$

$$F1 = 1000 \frac{lb}{in^2} \times 0,518in^2$$

$$F1 = 518lbf = 235,5kgf = 2307,5N$$

Cálculo de la fuerza en el punto de accionamiento.

$$r1 = 300,5mm$$

$$r = 100mm$$

$$r = 118mm \text{ disco}$$

$$b = 100mm$$

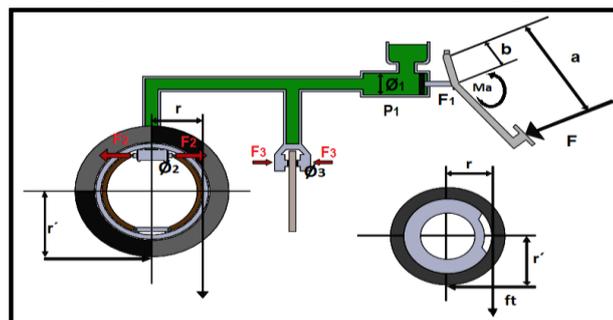
$$a = 300mm$$

$$\phi 1 = 20,63MM$$

$$\phi 2 = 19.05MM$$

$$\phi 3 = 48MM$$

Figura 43. Diagrama de fuerzas del sistema original del vehículo



Fuente: Autores

$$M = F \times a \quad (20)$$

$$M = F1 \times b \quad (21)$$

$$F \times a = F1 \times b \quad (22)$$

$$F = \frac{F1 \times b}{a} \quad (23)$$

$$F = \frac{2307,5N \times 100mm}{300mm}$$

$$F = 769,17N$$

Fuerza en el bombín del tambor.

$$P1 = P2 = P3$$

$$\frac{F1}{\emptyset 1^2 \times \frac{\pi}{4}} = \frac{F2}{\emptyset 2^2 \times \frac{\pi}{4}}$$

$$F2 = \frac{F1 \times \emptyset 2^2}{\emptyset 1^2}$$

$$F2 = \frac{2307,5N \times 19,05mm^2}{20,63mm^2}$$

$$F2 = \frac{43957,88Nmm^2}{20,63mm^2}$$

$$F2 = 1967,6N$$

Fuerza en el pistón en la mordaza

$$F3 = \frac{F1 \times \emptyset 3^2}{\emptyset 1^2} \quad (24)$$

$$F3 = \frac{2307,5N \times 48mm^2}{20,63mm^2}$$

$$F3 = \frac{110760Nmm^2}{20,63mm^2}$$

$$F3 = 12491,8N$$

Fuerza de fricción entre elementos frenantes (tambor - zapata).

$$ft = F2 \times \mu$$

$$ft = 1967,6N \times 0,3$$

$$ft = 590,28N \times 2$$

$$f_t = 1180,56N$$

Fuerza de fricción entre elementos frenantes (disco - pastilla).

$$f_t = F_3 \times \mu$$

$$f_t = 12491,8N \times 0,3$$

$$f_t = 3747,54N \times 2$$

$$f_t = 7495,08N$$

Fuerza de fricción en el sistema (tambor - zapata).

$$r \times f_t = r_1 \times f_s \quad (25)$$

$$f_s = \frac{r \times f_t}{r_1} \quad (26)$$

$$f_s = \frac{100mm \times 1180,56N}{300,5mm}$$

$$f_s = 392,9N$$

Fuerza de fricción en el sistema (disco - pastilla).

$$f_s = \frac{r \times f_t}{r_1}$$

$$f_s = \frac{118mm \times 7495,08N}{300,5mm}$$

$$f_s = 2943,2N$$

Fuerza de fricción total de frenado.

$$f_T = f_{sp} + f_{sd} \quad (27)$$

$$f_T = 392,9N + 2943,2N$$

$$f_T = 3336,1N$$

3.4.2 *Cálculo del tiempo de parada del sistema original.* Para realizar el cálculo del tiempo de parada se toma la máxima velocidad del vehículo que es de *140 Km/h*, se toma en cuenta también un coeficiente de adherencia entre neumático - piso, se

selecciona este coeficiente con los parámetros dados en tablas, en este caso en asfalto normal en estado seco y con neumáticos nuevos que es de 0,6

$$Vmáx = 140 \frac{Km}{h}$$

$$Vmáx = 38,9 \frac{m}{s}$$

$$tf = \frac{Vmáx}{\mu ad \times g}$$

$$tf = \frac{38,9 \frac{m}{s}}{0,6 \times 9,81 \frac{m}{s^2}}$$

$$tf = 6,61s$$

$$tp = tf + tr$$

$$tp = 6,61s + 1s$$

$$tp = 7,61s$$

Con el vehículo a los 140 Km/h, desde que el conductor observa el obstáculo y pisa el pedal del freno hasta que el vehículo se detenga completamente ha transcurrido 7,61s.

3.4.3 *Cálculo de la fuerza de empuje del automóvil en el instante de frenado.* Se calcula la F_e pero en el instante que el conductor mantiene el pedal de freno pisado, para ello se empieza calculando el tiempo que ha transcurrido de frenado a 140 Km/h.

$$t = tp - tf \tag{28}$$

$$t = 7,61s - \left(\frac{38,9 \frac{m}{s}}{0,6 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$t = 1s$$

Después se realiza el cálculo de la desaceleración ds transcurrida por la velocidad de 140 Km/h en el instante de tiempo t determinado anteriormente, se tiene:

$$ds = \frac{v}{tr}$$

$$ds = \frac{38,9 \frac{m}{s}}{1s}$$

$$ds = 38,9 \frac{m}{s^2}$$

Después se realiza el cálculo de la fuerza de empuje Fe del automóvil en el instante de frenado, con una desaceleración de $38,9 m/s^2$ sabiendo que el vehículo cuenta con una masa de $975kg$:

$$Fe = m \times ds \tag{29}$$

$$Fe = 975Kg \times 38,9 \frac{m}{s^2}$$

$$Fe = 37927,5N$$

Se llega a la condición ya mencionada que " $Fe > fT$ el automóvil se mueve".

3.5 Cálculo de la distancia de parada del vehículo original

Para obtener la distancia de parada se toma en cuenta la velocidad máxima de $140Km/h$, con una eficacia de frenado de 70% , este dato se extrae del manual técnico del vehículo.

$$e = \frac{v^2}{E \times 254} \tag{30}$$

$$e = \frac{\left(38,9 \frac{m}{s}\right)^2}{0,7 \times 254}$$

$$e = 8,50m$$

Luego de pisar el pedal de freno hasta que el automóvil se detiene completamente ha transcurrido una distancia de parada de $8,50m$

En la siguiente tabla 4 se calcula la fuerza y la distancia de parada para diferentes valores de velocidad tomando en cuenta el tiempo en la que el conductor aplica el pedal del freno hasta que el vehículo se detiene completamente.

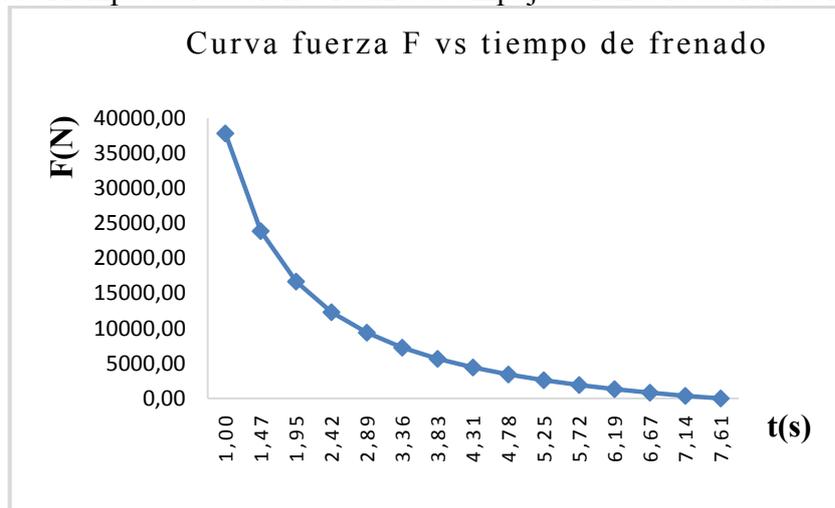
Tabla 4. Análisis de fuerza y distancia de parada en el sistema original

| Velocidad [km/h] | Tiempo [s] | Desaceleración [m/s ²] | Fuerza [N] | Tiempo de frenado [s] | Distancia de parada [m] |
|------------------|------------|------------------------------------|------------|-----------------------|-------------------------|
| 140 | 1,00 | 38,77 | 37803,81 | 6,61 | 8,51 |
| 130 | 1,47 | 24,48 | 23871,43 | 6,14 | 7,33 |
| 120 | 1,95 | 17,12 | 16693,68 | 5,66 | 6,25 |
| 110 | 2,42 | 12,63 | 12316,85 | 5,19 | 5,25 |
| 100 | 2,89 | 9,61 | 9369,11 | 4,72 | 4,34 |
| 90 | 3,36 | 7,43 | 7248,78 | 4,25 | 3,52 |
| 80 | 3,83 | 5,80 | 5650,36 | 3,78 | 2,78 |
| 70 | 4,31 | 4,52 | 4402,27 | 3,30 | 2,13 |
| 60 | 4,78 | 3,49 | 3400,70 | 2,83 | 1,56 |
| 50 | 5,25 | 2,65 | 2579,19 | 2,36 | 1,08 |
| 40 | 5,72 | 1,94 | 1893,18 | 1,89 | 0,69 |
| 30 | 6,19 | 1,35 | 1311,71 | 1,42 | 0,39 |
| 20 | 6,67 | 0,83 | 812,56 | 0,94 | 0,17 |
| 10 | 7,14 | 0,39 | 379,42 | 0,47 | 0,04 |
| 0 | 7,61 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |

Fuente: Autores

Como se observa en la tabla 4 a medida que crece el tiempo de frenado la velocidad a la que está transitando el vehículo va disminuyendo junto con la fuerza y la distancia de parada hasta llegar al instante de tiempo de 7,61s, la fuerza y la distancia con valores de 0N.

Figura 44. Tiempo de reacción – fuerza de empuje durante la acción de los frenos

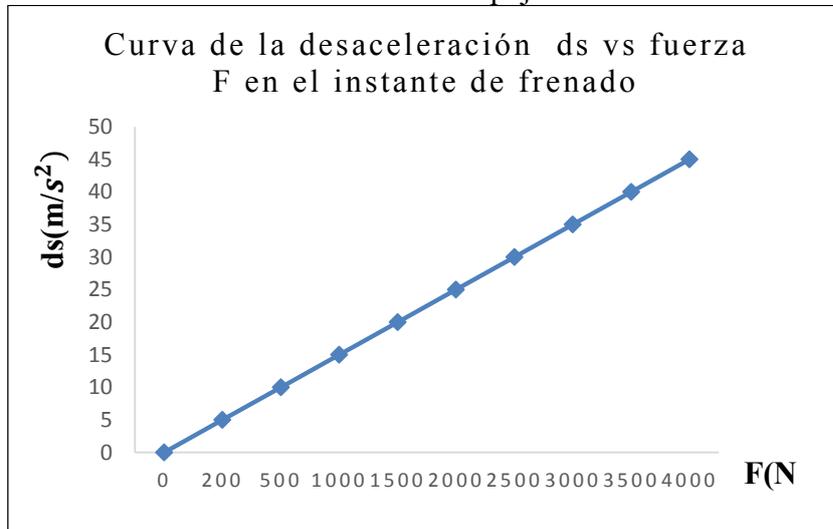


Fuente: Autores

En esta curva F vs. Tiempo de frenado, se aprecia con claridad a medida que el conductor mantiene pisado el pedal del freno transcurre el tiempo de frenado y por ende

va disminuyendo la fuerza de impulsión del automóvil hasta que el tiempo llega a $7,61s$, es decir el vehículo termina por detenerse debido a que la F llega $0N$.

Figura 45. Desaceleración – fuerza de empuje en el instante de los frenos



Fuente: Autores

En la curva ds vs. F , mientras se mantiene pisado el pedal de freno por el conductor se puede observar que la aceleración del vehículo va disminuyendo conforme va pasando el tiempo de frenado y la fuerza también va bajando, hasta encontrarse en las coordenadas $(0,0)$ punto de la curva en la que el vehículo se detiene completamente.

3.6 Cálculos del sistema posterior con accionamiento freno de mano hidráulico

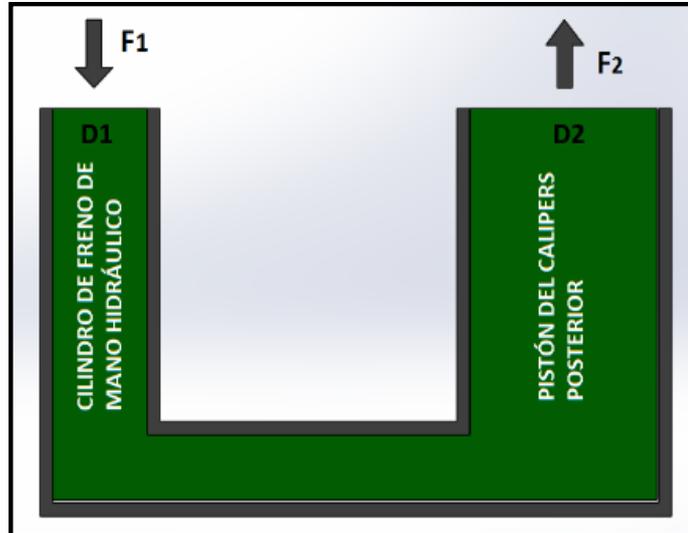
Para realizar los cálculos de fuerzas en el sistema de freno de mano con accionamiento hidráulico se toma el dato de presión del sistema posterior ya modificado, la medida de presión en la mordaza de las ruedas posteriores es de $1000 \pm 0,05$ PSI, esto da a notar que la presión determinada anteriormente en el sistema posterior original es menor a la ya modificada, esto se logra haciendo los respectivos cambios en el circuito por donde circula el líquido de frenos, obteniendo con esto una presión igual al sistema delantero de disco ya determinada anteriormente, es decir las presiones se equiparan tanto en la parte delantera como en la parte posterior del vehículo.

3.6.1 Cálculo de fuerzas en el sistema posterior con accionamiento freno de mano.

Para obtener la fuerza en el punto de accionamiento de la palanca de freno de mano con

accionamiento hidráulico se toma el esquema de principio de pascal al igual que en el caso anterior.

Figura 46. Principio de pascal (Accionamiento freno de mano hidráulico)



Fuente: Autores

Área del cilindro de freno de mano hidráulico.

$$D1 = 0,7in$$

$$A1 = \frac{\pi \times D1^2}{4}$$

$$A1 = \frac{\pi \times (0,7in)^2}{4}$$

$$A1 = 0,385in^2$$

Fuerza en el cilindro de freno de mano hidráulico.

$$F1 = P \times A1$$

$$F1 = 1000 \frac{lb}{in^2} \times 0,385in^2$$

$$F1 = 385lbf = 175kgf = 1715N$$

Cálculo de la fuerza en el punto de accionamiento de la palanca.

Datos:

$$r_1 = 300,5mm$$

$$r = 120mm$$

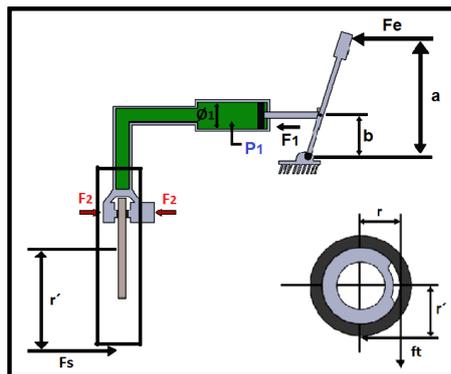
$$b = 35mm$$

$$a = 304mm$$

$$\varnothing_1 = 17,78mm$$

$$\varnothing_2 = 35mm$$

Figura 47. Diagrama de fuerzas del sistema de freno de mano hidráulico



Fuente: Autores

$$MA = Fp \times a$$

$$MA = F1 \times b$$

$$Fp \times a = F1 \times b$$

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

$$Fp = \frac{1715N \times 35mm}{304mm}$$

$$Fp = 197,45N$$

Fuerza en el pistón de la mordaza posterior.

$$P1 = P2$$

$$\frac{F1}{\varnothing_1^2 \times \frac{\pi}{4}} = \frac{F2}{\varnothing_2^2 \times \frac{\pi}{4}}$$

$$F2 = \frac{F1 \times \varnothing_2^2}{\varnothing_1^2}$$

$$F2 = \frac{1715N \times 35mm^2}{17,78mm^2}$$

$$F2 = 6645,6N$$

Fuerza de fricción entre elementos frenantes (disco - pastilla) posterior.

$$\begin{aligned}ft &= F2 \times \mu \\ft &= 6645,6N \times 0,3 \\ft &= 1993,68N \times 2 \\ft &= 3987,36N\end{aligned}$$

Fuerza de fricción en el sistema de disco posterior.

$$\begin{aligned}r \times ft &= r1 \times fs \\fs &= \frac{r \times ft}{r1} \\fs &= \frac{120mm \times 3987,36N}{300,5mm} \\fs &= 1592,3N\end{aligned}$$

Fuerza de fricción total de frenado en el sistema implementado.

$$\begin{aligned}fT &= fs \\fT &= 1592,3N\end{aligned}$$

3.7 Cálculo en el sistema modificado

En este sistema se realiza el cálculo de fuerzas con disco en las cuatro ruedas para verificar si hay o no un incremento de fuerzas entre el sistema original del vehículo y el modificado.

3.7.1 Cálculo de fuerzas en el sistema modificado.

Datos:

$$F = 769,17N$$

$$r1 = 300,5mm$$

$r = 118\text{mm}$ delantero

$r = 120\text{mm}$ posterior

$b = 100\text{mm}$

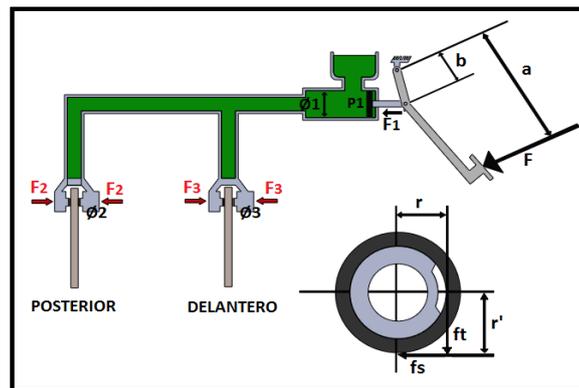
$a = 300\text{mm}$

$\phi_1 = 20,63\text{mm}$

$\phi_2 = 35\text{mm}$

$\phi_3 = 48\text{mm}$

Figura 48. Diagrama de fuerzas del sistema modificado



Fuente: Autores

Fuerza en el cilindro principal de freno.

$$MA = F \times a$$

$$MA = F_1 \times b$$

$$F \times a = F_1 \times b$$

$$F_1 = \frac{F \times a}{b}$$

$$F_1 = \frac{769,17\text{N} \times 300\text{mm}}{100\text{mm}}$$

$$F_1 = \frac{230751\text{Nmm}}{100\text{mm}}$$

$$F_1 = 2307,5\text{N}$$

Fuerza en el pistón de la mordaza posterior modificado.

$$P_1 = P_2 = P_3$$

$$\frac{F1}{\phi 1^2 \times \frac{\pi}{4}} = \frac{F2}{\phi 2^2 \times \frac{\pi}{4}}$$

$$F2 = \frac{F1 \times \phi 2^2}{\phi 1^2}$$

$$F2 = \frac{2307,5N \times 35mm^2}{20,63mm^2}$$

$$F2 = 6641,7N$$

Fuerza en el pistón de la mordaza delantero.

$$F3 = \frac{F1 \times \phi 3^2}{\phi 1^2}$$

$$F3 = \frac{2307,5N \times 48mm^2}{20,63mm^2}$$

$$F3 = 12491,8N$$

Fuerza de fricción entre elementos frenantes (disco – pastilla) posterior modificado.

$$ft = F2 \times \mu$$

$$ft = 6641,7N \times 0,3$$

$$ft = 1992,5N \times 2$$

$$ft = 3985N$$

Fuerza de fricción entre elementos frenantes (disco - pastilla) delantero.

$$ft = F3 \times \mu$$

$$ft = 12491,8N \times 0,3$$

$$ft = 3747,54N \times 2$$

$$ft = 7495,08N$$

Fuerza de fricción en el sistema posterior modificado.

$$r \times ft = r1 \times fs$$

$$fs = \frac{r \times ft}{r1}$$

$$f_s = \frac{120\text{mm} \times 3985\text{N}}{300,5\text{mm}}$$

$$f_s = 1591,3\text{N}$$

Fuerza de fricción en el sistema delantero.

$$f_s = \frac{r \times f_t}{r_1}$$

$$f_s = \frac{118\text{mm} \times 7495,08\text{N}}{300,5\text{mm}}$$

$$f_s = 2943,2\text{N}$$

Fuerza de fricción total de frenado.

$$f_T = f_{sp} + f_{sd}$$

$$f_T = 1591,3\text{N} + 2943,2\text{N}$$

$$f_T = 4534,5\text{N}$$

3.8 Cálculo del tiempo de parada del sistema de freno modificado

Para realizar el cálculo del tiempo de parada se toma en cuenta la máxima velocidad del vehículo que está en competición de rally, cabe mencionar que el vehículo corsa estándar tiene una velocidad máxima de 140 Km/h y en competición alcanza una velocidad máxima de 160 Km/h , se toma en cuenta también un coeficiente de adherencia entre neumático – piso, se selecciona este coeficiente con los parámetros dados en tablas mencionadas anteriormente, este caso en asfalto grueso en estado seco y con neumáticos nuevos que es de 1

$$V_{\text{máx}} = 160 \frac{\text{Km}}{\text{h}} = 44,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$t_f = \frac{V_{\text{máx}}}{\mu_{ad} \times g}$$

$$t_f = \frac{44,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{1 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$t_f = 4,53\text{s}$$

$$\begin{aligned}
 t_p &= t_f + t_r \\
 t_p &= 4,53s + 1s \\
 t_p &= 5,53s
 \end{aligned}$$

Con el vehículo de competición a los 160 Km/h , desde que el piloto observa el obstáculo y pisa el pedal del freno hasta que el vehículo se detenga completamente ha transcurrido $5,53s$, obteniendo con este valor un mejor tiempo de frenado, que ha comparación con el tiempo de frenado del vehículo original se tarda más tiempo en parar con una diferencia de $2,08s$.

3.8.1 *Cálculo de la fuerza de empuje del sistema modificado en el instante de frenado.* Se calcula la F_e pero en el instante que el piloto mantiene el pedal de freno pisado, para ello se empieza calculando el tiempo que ha transcurrido de frenado a los 160 Km/h .

$$\begin{aligned}
 t &= t_p - t_f \\
 t &= 5,53s - \left(\frac{44,44 \frac{m}{s}}{1 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} \right) \\
 t &= 5,53s - 4,53s \\
 t &= 1s
 \end{aligned}$$

Después se realiza el cálculo de la desaceleración ds transcurrida por la velocidad de 160 Km/h en el instante de tiempo t determinado anteriormente, se tiene:

$$\begin{aligned}
 ds &= \frac{v}{t} \\
 ds &= \frac{44,44 \frac{m}{s}}{1s} \\
 ds &= 44,44 \frac{m}{s^2}
 \end{aligned}$$

Después se realiza el cálculo de la fuerza de empuje F_e del automóvil en el instante de frenado, con una desaceleración de $44,44 \text{ m/s}^2$ sabiendo que el vehículo en competición cuenta con una masa de 995 Kg :

$$ds = 44,44 \frac{m}{s^2}$$

$$Fe = m \times ds$$

$$Fe = 995Kg \times 44,44 \frac{m}{s^2}$$

$$Fe = 44217,8N$$

En este caso se llega a la condición anteriormente mencionada que “ $Fe > fT$ el automóvil se mueve”.

3.9 Cálculo de la distancia de parada del vehículo con cuatro discos

Para obtener la distancia de parada se toma en cuenta la velocidad máxima del vehículo en competición ya modificado que es de 160 Km/h , con una eficacia de frenado de 90% , cabe mencionar que para un sistema de disco el porcentaje de eficacia de los frenos es del 90% y para un sistema a tambor la eficacia de los frenos es de 70% , estos datos de eficacia se extraen del manual técnico del vehículo.

$$e = \frac{v^2}{E \times 254}$$

$$e = \frac{(44,44 \frac{m}{s})^2}{0,9 \times 254}$$

$$e = \frac{(44,44 \frac{m}{s})^2}{228,6}$$

$$e = 8,64m$$

Luego de pisar el pedal de freno hasta que el automóvil se detiene completamente ha transcurrido una distancia de parada de $8,64m$.

En la siguiente tabla 5 se calcula la fuerza y la distancia de parada para diferentes valores de velocidad tomando en cuenta el tiempo en la que el conductor aplica el pedal del freno hasta que el vehículo se detiene completamente.

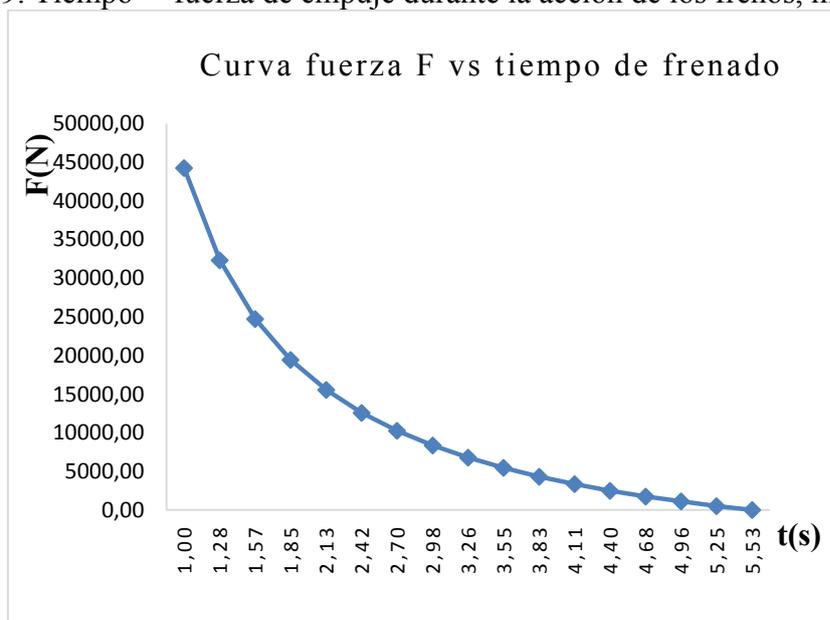
Tabla 5. Análisis de fuerza y distancia de parada en el sistema modificado

| Velocidad [km/h] | Tiempo [s] | Desaceleración [m/s ²] | Fuerza [N] | Tiempo de frenado [s] | Distancia de parada [m] |
|------------------|------------|------------------------------------|------------|-----------------------|-------------------------|
| 160 | 1,00 | 44,47 | 44245,42 | 4,53 | 8,64 |
| 150 | 1,28 | 32,49 | 32322,82 | 4,25 | 7,59 |
| 140 | 1,57 | 24,84 | 24712,39 | 3,96 | 6,62 |
| 130 | 1,85 | 19,53 | 19432,96 | 3,68 | 5,70 |
| 120 | 2,13 | 15,63 | 15555,82 | 3,40 | 4,86 |
| 110 | 2,42 | 12,65 | 12587,76 | 3,11 | 4,08 |
| 100 | 2,70 | 10,29 | 10242,61 | 2,83 | 3,38 |
| 90 | 2,98 | 8,38 | 8342,89 | 2,55 | 2,73 |
| 80 | 3,26 | 6,81 | 6772,71 | 2,27 | 2,16 |
| 70 | 3,55 | 5,48 | 5453,15 | 1,98 | 1,65 |
| 60 | 3,83 | 4,35 | 4328,66 | 1,70 | 1,22 |
| 50 | 4,11 | 3,38 | 3358,95 | 1,42 | 0,84 |
| 40 | 4,40 | 2,53 | 2514,13 | 1,13 | 0,54 |
| 30 | 4,68 | 1,78 | 1771,52 | 0,85 | 0,30 |
| 20 | 4,96 | 1,12 | 1113,64 | 0,57 | 0,14 |
| 10 | 5,25 | 0,53 | 526,77 | 0,28 | 0,03 |
| 0 | 5,53 | 0,00 | 0,00 | 0,00 | 0,00 |

Fuente: Autores

Como se observa en la tabla 5 a medida que crece el tiempo de frenado la velocidad del vehículo va disminuyendo junto con la fuerza y la distancia de parada hasta llegar al instante de tiempo de 5,53s, la fuerza y la distancia con valores de 0N.

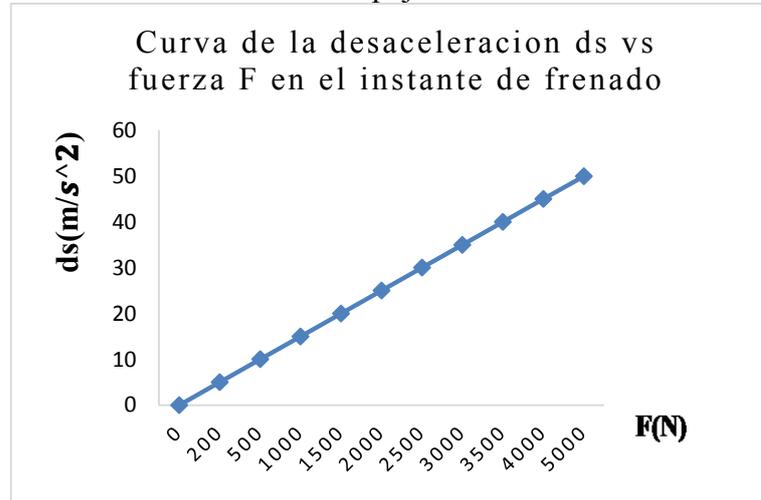
Figura 49. Tiempo – fuerza de empuje durante la acción de los frenos, modificado



Fuente: Autores

En esta curva F vs. Tiempo de frenado, se aprecia con claridad a medida que el conductor mantiene pisado el pedal del freno transcurre el tiempo de frenado y por ende va disminuyendo la fuerza de impulsión del automóvil hasta que el tiempo llega a $5,53s$, es decir el vehículo termina por detenerse debido a que la F llega $0N$.

Figura 50 Desaceleración – fuerza de empuje en el instante de los frenos, modificado



Fuente: Autores

En la curva ds vs. F , mientras se mantiene pisado el pedal de freno por el conductor se puede observar que la aceleración del vehículo va disminuyendo conforme va pasando el tiempo de frenado y la fuerza también va bajando, hasta encontrarse en las coordenadas $(0,0)$ punto de la curva en la que el vehículo se detiene completamente.

3.10 Comparación de distancias de parada entre el sistema original y modificado

Una vez terminado el cálculo y el análisis correspondiente de cada sistema se procede a realizar una comparación de distancias de parada ya que esto permite ver la mejora de distancia entre los dos sistemas esto dependiendo de su eficacia y la velocidad en la que se encuentra el vehículo.

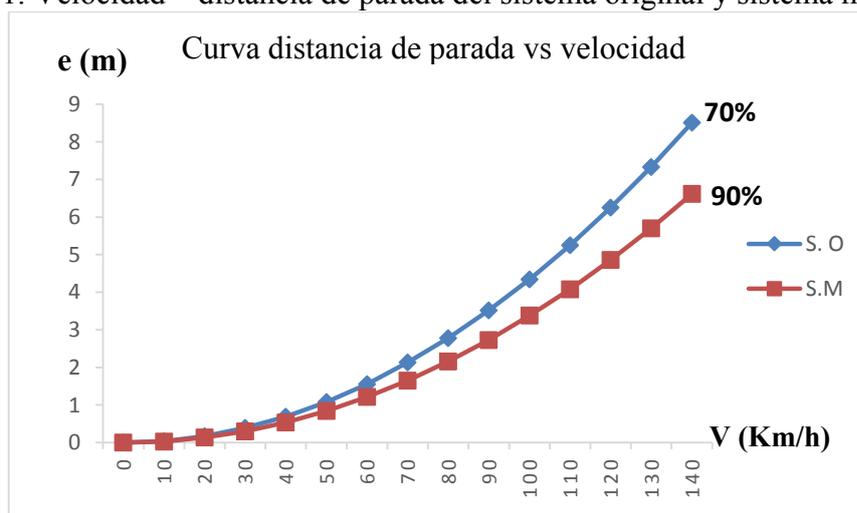
En la tabla 6 y la figura 51 se observa la comparación de distancias de parada donde se verifica que el sistema modificado tiene menor distancia, esto debido a la mejora que se realiza en el sistema, es decir en términos de efectividad entre los frenos de disco y de tambor se puede verificar fácilmente que los frenos de disco son más eficientes.

Tabla 6. Comparación de distancias de parada

| Velocidad [km/h] | Sistema original | Sistema modificado | Error porcentual [%] |
|------------------|------------------|--------------------|----------------------|
| | e [m] | e [m] | |
| 140 | 8,51 | 6,62 | 29 |
| 130 | 7,33 | 5,70 | 28 |
| 120 | 6,25 | 4,86 | 28 |
| 110 | 5,25 | 4,08 | 28 |
| 100 | 4,34 | 3,38 | 28 |
| 90 | 3,52 | 2,73 | 28 |
| 80 | 2,78 | 2,16 | 28 |
| 70 | 2,13 | 1,65 | 29 |
| 60 | 1,56 | 1,22 | 27 |
| 50 | 1,08 | 0,84 | 28 |
| 40 | 0,69 | 0,54 | 27 |
| 30 | 0,39 | 0,30 | 30 |
| 20 | 0,17 | 0,14 | 21 |
| 10 | 0,04 | 0,03 | 33 |
| 0 | 0,00 | 0,00 | 0 |

Fuente: Autores

Figura 51. Velocidad – distancia de parada del sistema original y sistema modificado



Fuente: Autores

3.11 Estudios estáticos (tensión)

Los estudios estáticos calculan desplazamientos, fuerzas de reacción, deformaciones unitarias, tensiones y la distribución del factor de seguridad. El material falla en ubicaciones donde las tensiones exceden cierto nivel. Los cálculos del factor de seguridad están basados en el criterio de fallos. MEF ofrece algunos criterios de fallos. (RIOFRIO PERÉZ, 2009)

Debido a que los materiales a utilizar son dúctiles para este proyecto el diseño de los elementos mecánicos se basara en el criterio Von Mises. Los estudios estáticos pueden ayudarle a evitar fallos ocasionados por altas tensiones. Un factor de seguridad menor que la unidad indica produce un fallo del material de acuerdo a la energía de distorsión. (RIOFRIO PERÉZ, 2009)

Factores de seguridad elevados en una región contigua indican tensiones bajas y la posibilidad de eliminar algún material de esta región. (RIOFRIO PERÉZ, 2009)

3.11.1 *Criterio de tensión de Von Mises.* El criterio de máxima tensión de Von Mises Von Mises se basa en la teoría de Von Mises-Hencky, también conocida como teoría de la energía de distorsión máxima. (RIOFRIO PERÉZ, 2009)

En términos de las tensiones principales σ_1 , σ_2 y σ_3 , la tensión de Von Mises se expresa de la siguiente manera:

$$\sigma_{\text{VonMises}} = \left\{ \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 \right] / 2 \right\}^{1/2} \quad (31)$$

La teoría expone que un material dúctil comienza a ceder en una ubicación cuando la tensión de von Mises es igual al límite de tensión. En la mayoría de los casos, el límite de fluencia S_y se utiliza como el límite de tensión. Sin embargo, el software le permite utilizar el límite de tensión de tracción/ruptura o establecer su propio límite de tensión $\sigma_{\text{VonMises}} \geq \sigma_{\text{limit}}$. El límite de fluencia es una propiedad dependiente de la temperatura. Este valor especificado del límite de fluencia debe considerar la temperatura del componente. El factor de seguridad en una ubicación se calcula a partir de: (RIOFRIO PERÉZ, 2009)

$$\text{Factor de seguridad} = \sigma_{\text{limit}} / \sigma_{\text{VonMises}} \quad (32)$$

3.11.2 *Definición del factor de seguridad.* Para verificación de diseño se evalúa el factor de seguridad en cada nodo, según el criterio de fallos. Se puede realizar el trazado de la distribución del factor de seguridad en todo el modelo se puede realizar únicamente el trazado de regiones del modelo con un factor de seguridad inferior al valor especificado para identificar las áreas débiles del diseño. Los factores de

seguridad altos indican que puede quitar material de dicha región. Muchos códigos de diseño requieren un factor de seguridad mínimo entre 1.5 y 3. (RIOFRIO PERÉZ, 2009)

3.11.2.1 Interpretación de factores de seguridad.

- Un factor de seguridad inferior a 1 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación ha fallado.
- Un factor de seguridad de 1 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación ha empezado a fallar.
- Un factor de seguridad superior a 1 en una ubicación significa que el material que se encuentra en esa ubicación es seguro.
- El material que se encuentra en una ubicación empezará a fallar si aplica nuevas cargas iguales a las actuales multiplicadas por el factor de seguridad resultante. (RODRÍGEZ, 2014)

3.12 Análisis de transferencia de calor en el sistema modificado

La transferencia de calor se da en los elementos del freno, durante el proceso de frenado aquí se producen los fenómenos térmicos estos varían con el tiempo y la posición por la particularidad de ser inestable o transitorio.

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

3.12.1 Mecanismos de transferencia de calor. La transferencia de energía que se manifiesta como calor se produce desde un medio de temperatura más elevada hacia otro con temperatura más baja, y dicha transferencia cesa cuando los dos medios igualan su temperatura. Existen tres maneras de transferir el calor: conducción, convección y radiación, siempre que haya una diferencia de temperatura entre dos cuerpos, a continuación se describe cada uno de ellos (GARCÍA LEÓN, 2014).

Conducción: La conducción se da en los sólidos, líquidos o gases, y no es más que la transmisión de energía de las partículas más energéticas hacia las menos energéticas siempre y cuando se encuentre juntas (GARCÍA LEÓN, 2014 pág. 66).

Convección: Es la transmisión de energía entre un sólido, líquido o gas que estén en movimiento. Esta se relaciona con el movimiento de fluidos y la conducción. La transferencia de calor será más rápida mientras el fluido se mueva más rápido, si el fluido no se mueve existirá conducción pura (GARCÍA LEÓN, 2014 pág. 66).

Radiación: La radiación se presenta en forma de ondas electromagnéticas o fotones debido a los cambios eléctricos de los átomos o moléculas de un cuerpo. La transmisión de energía por radiación se da a velocidad de la luz a diferencia de la conducción y convección la radiación no requiere de un medio interpuesto para transmitir energía (GARCÍA LEÓN, 2014 pág. 66).

3.12.2 *Análisis térmico y energía disipada por el disco de freno.* Para obtener este cálculo se toma una serie de datos con el fin de determinar la energía a disipar en el disco de freno con la energía cinética que poseen los automóviles al encontrarse en movimiento (GARCÍA LEÓN, 2014).

- Velocidad inicial [v_0]: $80 \text{ km/h} = 22,22 \text{ m/s}$.
- Factor para masas rodantes ($1,05 \leq i \leq 1,5$): $1,25$ para vehículos que se desplazan a velocidad intermedia (adimensional). (LILLO HARÚN, 2006)
- Masa del vehículo en competencia [m]: 995 kg .

$$Ef = \frac{i \times m \times (v_0^2 - vf^2)}{2} \quad (33)$$

Dónde:

Ef = Energía a disipar por el sistema de freno. [*Joule*]

Vf = Velocidad final del vehículo. [*m/s*]

$$E_f = \frac{1,25 \times 995 \text{ kg} \times (22,22 \text{ m/s}^2 - 0^2)}{2}$$

$$E_f = 614074,7 \text{ J}$$

El resultado dado es la energía total a disipar por el freno con el vehículo a una velocidad de 80 km/h , pero se toma en cuenta que el vehículo se distribuye dinámicamente su peso en los ejes delantero con el 70% y el eje posterior con 30% , entonces se tiene:

Distribución de energía eje delantero.

$$E_d = E_f \times 0,70 \tag{34}$$

$$E_d = 614074,7 \times 0,70$$

$$E_d = 429852,3 \text{ J}$$

Distribución de energía eje posterior.

$$E_p = E_f \times 0,30 \tag{35}$$

$$E_p = 614074,7 \times 0,30$$

$$E_p = 184222,4 \text{ J}$$

Además se sabe que el tambor absorbe un 80% de la energía y la zapata un 20% , en cambio el disco absorbe aproximadamente un 90% de la energía y la pastilla un 10% , esta relación se toma en base a las masas de estos dos elementos, entonces la energía es: (GARCÍA LEÓN, 2014)

$$E_{d1} = E_d \times 0,90$$

Absorción de calor en el disco delantero.

$$E_{d1} = E_d \times 0,90$$

$$E_{d1} = 429852,3 \text{ J} \times 0,90$$

$$E_{d1} = 386867,1 \text{ J}$$

$$E_{Td} = \frac{E_{d1}}{2} \tag{36}$$

$$ETd = \frac{386867,1 J}{2}$$

$$ETd = 193433,6 J$$

Absorción de calor en el disco posterior.

$$Ep1 = Ep \times 0,90$$

$$Ep1 = 184222,4 J \times 0,90$$

$$Ep1 = 165800,2 J$$

$$ETp = \frac{Ep1}{2} \tag{37}$$

$$ETp = \frac{165800,2 J}{2}$$

$$ETp = 82900,1 J$$

3.12.3 Análisis térmico en el disco. Para realizar un análisis térmico en los discos de freno posterior del sistema implementado se toman las propiedades físicas y térmicas de la fundición gris de grafito laminar el cual tiene una composición de silicio y manganeso, estas fueron obtenidas de la tabla A.2 del libro de transferencia de calor de J.P. Holman, presente en el Anexo F.

Conductividad térmica: $k = 45 W/m \text{ } ^\circ C$

Calor específico: $Cp = 482,5 J/kg \text{ } ^\circ C$

Densidad: $\rho = 7300 kg/m^3$

Se evalúa aproximadamente la elevación de temperatura del conjunto de un freno con la siguiente expresión:

$$\Delta T = \frac{ETp}{m \times Cp} \tag{38}$$

Dónde:

ΔT = Diferencia de temperatura entre el disco y el medio ambiente. [$^\circ C$]

ETp = Energía cinética absorbida por el disco. [*Joule*]

m = Masa del disco de freno. [Kg]

$$\Delta T = \frac{82900,1 J}{3,39 kg \times 482,5 J/kg^{\circ}C}$$

$$\Delta T = \frac{82900,1 J}{1635,68 kgJ/kg^{\circ}C}$$

$$\Delta T = 50,68^{\circ}C$$

Luego se calcula la temperatura superficial del disco posterior de freno con la siguiente expresión:

$$\Delta T = T1 - T_{\infty}$$

$$T1 = \Delta T + T_{\infty} \quad (39)$$

$$T1 = 50,68^{\circ}C + 30^{\circ}C$$

$$T1 = 80,68^{\circ}C$$

Este cálculo indica que un vehículo con una masa de $995 kg$ y una velocidad de $80 km/h$, circulando en un ambiente de $30^{\circ}C$, la temperatura que se genera en el disco de freno hasta detenerse es aproximadamente de $80,68^{\circ}C$.

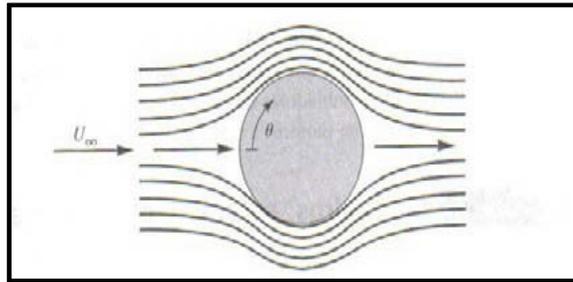
3.13 Tipos de convección que afectan a los discos de freno macizos

- Convección frontal. (LILLO HARÚN, 2006)
- Convección lateral. (LILLO HARÚN, 2006)
- Convección por efecto rotatorio. (LILLO HARÚN, 2006)

3.13.1 Convección frontal en el disco. Este tipo de convección afecta la periferia del disco de freno, los patrones de flujo alrededor de cilindros sufren una serie de cambios a medida que se incrementa el número de Reynolds (LILLO HARÚN, 2006).

Como la transferencia de calor depende en gran medida del flujo, se considera primero el efecto del número de Reynolds sobre el flujo y luego se interpretaran los datos de transferencia de calor (LILLO HARÚN, 2006).

Figura 52. Flujo alrededor de un cilindro



Fuente: <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfci1729c/doc/bmfci1729c.pdf>

Es posible determinar el coeficiente local de transferencia de calor en función del ángulo “ θ ”. Según HILPERT (1933): “no es de gran relevancia conocer el coeficiente de transferencia de calor local, ya que solo basta con conocer el coeficiente promedio que viene dado por la ecuación” (LILLO HARÚN, 2006 págs. 63-64):

$$Nu_D = \frac{h_f \times D}{\lambda} = C \left(\frac{U_{\infty} \times D}{\nu} \right)^m \times Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \quad (40)$$

Dónde:

Nu_D = Número de Nusselt. (Adimensional). (LILLO HARÚN, 2006)

h_f = Coeficiente de convección periférica. [$W/m^2 \text{ } ^\circ K$]. (LILLO HARÚN, 2006)

D = Diámetro exterior del disco de freno. [m]. (LILLO HARÚN, 2006)

λ = Conductividad térmica del aire. [$W/m \text{ } ^\circ K$] (LILLO HARÚN, 2006)

U_{∞} = Velocidad del aire. [m/s]. (LILLO HARÚN, 2006)

m, n, C = Coeficientes obtenidos a partir del Reynolds y Prandtl (LILLO HARÚN, 2006).

Pr_s = Coeficiente de Prandtl en función del disco de freno. (Adimensional) (LILLO HARÚN, 2006)

ν = Viscosidad cinemática del aire. [m^2/s]. (LILLO HARÚN, 2006)

Factores C, m están en función del número de Reynolds [Re]: (LILLO HARÚN, 2006)

Tabla 7. Factores en función del número de Reynolds

| Re | C | m |
|-----------------------------------|-------|-----|
| 1 – 40 | 0,75 | 0,4 |
| 40 – 1×10^3 | 0,51 | 0,5 |
| 1×10^3 – 2×10^5 | 0,26 | 0,6 |
| 2×10^5 – 1×10^6 | 0,076 | 0,7 |

Fuente: <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfci1729c/doc/bmfci1729c.pdf>

Para números de Prandtl menores a 10, $n=0,37$ y con números de Prandtl superiores a 10, $n=0,36$. El número de Reynolds está determinado por la ecuación (LILLO HARÚN, 2006):

$$Re = \frac{U_{\infty} \times D}{\nu} \quad (41)$$

Para obtener el cálculo de la convección periférica se toman los datos anteriores: la velocidad del vehículo a 80 Km/h , la temperatura ambiente 30°C y la temperatura superficial del disco $80,68^{\circ}\text{C}$ entonces se tiene:

$$T_f = \frac{T_1 + T_{\infty}}{2} \quad (42)$$

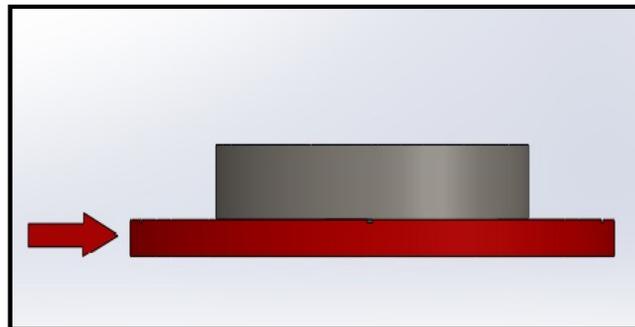
Dónde:

T_f = Temperatura periférica. [$^{\circ}\text{C}$]

T_{∞} = Temperatura ambiente. [$^{\circ}\text{C}$]

T_1 = Temperatura superficial del disco. [$^{\circ}\text{C}$]

Figura 53. Convección periférica



Fuente: Autores

$$T_f = \frac{80,68^{\circ}\text{C} + 30^{\circ}\text{C}}{2}$$

$$T_f = 55,34^{\circ}\text{C}$$

Con la temperatura calculada del disco se encontraron las propiedades del aire en la tabla A.5 del libro de transferencia de calor J. P. Holman, presente en el Anexo G.

Tabla 8. Propiedades del aire a 55,34 °C

| Disco | Propiedades |
|---|------------------------|
| ν = Viscosidad cinemática del aire. [m^2/s] | $15,69 \times 10^{-6}$ |
| λ = Conductividad térmica del aire. [$W/m \text{ } ^\circ K$] | 0,02624 |
| Pr = Coeficiente de Prandtl (Adimensional) | 0,708 |

Fuente: Transferencia de calor J. P. Holman

Se tiene en cuenta que la velocidad del aire es la velocidad del vehículo menos el 12% por las constantes aerodinámicas, es decir se resta el 3% por resistencia aerodinámica, el 5% por carga aerodinámica y el 4% por el choque del aire con el neumático, 80Km/h - 12% será 70,4km/h. (J.P.HOLMAN, 2010)

$$Re = \frac{U_\infty \times D}{\nu}$$

$$Re = \frac{19,55m/s \times 0,240m}{15,69 \times 10^{-6}m^2/s}$$

$$Re = \frac{4,692m^2/s}{15,69 \times 10^{-6}m^2/s}$$

$$Re = 299043,98$$

Luego se calcula la convección periférica en el sistema implementado del disco de freno posterior con los parámetros mencionados anteriormente en la tabla de factores.

$$h_f = C \left(\frac{U_\infty \times D}{\nu} \right)^m \times Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \times \frac{\lambda}{D} \quad (43)$$

$$h_f = 0,076(299043,98)^{0,7} \times 0,708^{0,37} \left(\frac{0,708}{0,7} \right)^{0,25} \times \frac{0,02624 W/m \text{ } ^\circ K}{0,240m}$$

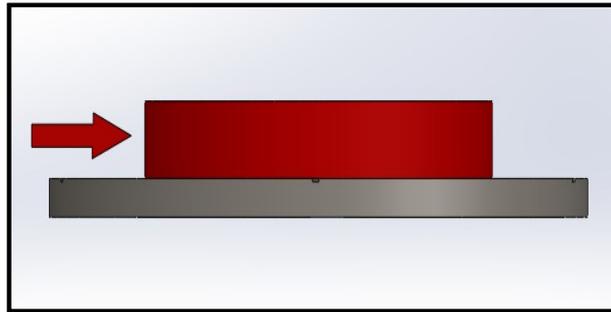
$$h_f = 517,4 \times 0,708^{0,37} \left(\frac{0,708}{0,7} \right)^{0,25} \times \frac{0,02624 W/m \text{ } ^\circ K}{0,240m}$$

$$h_f = 517,4 \times 0,883 \times 0,11$$

$$h_f = 49,8 W/m^2 \text{ } ^\circ K$$

Para el cálculo de la convección en la campana del disco se toma el número de Prandtl a 48,17°C de temperatura la cual es de 0,697.

Figura 54. Convección en la campana



Fuente: Autores

$$Re = \frac{U_{\infty} \times D}{\nu}$$

$$Re = \frac{19,55m/s \times 0,155m}{15,69 \times 10^{-6}m^2/s}$$

$$Re = 193132,57$$

Como el número de “ Re ” ya calculado se encuentra en este intervalo se selecciona los datos mencionados anteriormente.

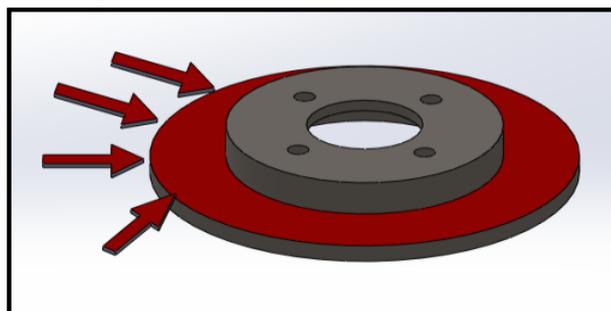
$$h_c = C \left(\frac{U_{\infty} \times D}{\nu} \right)^m \times Pr^n \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,25} \times \frac{\lambda}{D} \quad (44)$$

$$h_c = 0,26(193132,57)^{0,6} \times 0,708^{0,37} \left(\frac{0,708}{0,7} \right)^{0,25} \times \frac{0,02624 W/m^{\circ}K}{0,240m}$$

$$h_c = 37,13 W/m^2 \text{ } ^{\circ}K$$

3.13.2 Convección lateral en el disco. Esta afecta a los dos lados laterales del disco de freno, la convección lateral es producida por el desplazamiento lineal del disco producto de la velocidad y esta se determina con la teoría de placas planas.

Figura 55. Convección lateral del disco



Fuente: Autores

Para el flujo de una capa suele considerarse que la transición de un flujo laminar a turbulento ocurre en el número crítico de Reynolds. (J.P.HOLMAN, 2010)

$$Re_{cr} = 5 \times 10^5$$

Para un flujo laminar:

$$Nu_D = \frac{h_l \times L}{\lambda} = 0,664 \left(\frac{U_\infty \times L}{\nu} \right)^{0,5} \times Pr^{1/3} \quad (45)$$

$$Re < 5 \times 10^5$$

Para un flujo turbulento:

$$Nu_D = \frac{h_l \times L}{\lambda} = 0,36 \left(\frac{U_\infty \times L}{\nu} \right)^{0,5} \times Pr^{1/3} \quad (46)$$

$$5 \times 10^5 \leq Re \leq 1 \times 10^7$$

Calculamos Reynolds con los parámetros mencionados.

$$Re = \frac{U_\infty \times L}{\nu}$$

$$Re = \frac{19,55 \text{ m/s} \times 0,240 \text{ m}}{15,69 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re = \frac{4,69 \text{ m}^2/\text{s}}{15,69 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re = 299043,98$$

Con este valor dado se determina que es menor al número crítico de Reynolds por lo tanto es un flujo laminar, la convección lateral se calcula con la ecuación dada.

$$h_l = 0,664 \left(\frac{U_\infty \times L}{\nu} \right)^{0,5} \times Pr^{1/3} \times \frac{\lambda}{L} \quad (47)$$

$$h_l = 0,664(299043,98)^{0,5} \times 0,708^{1/3} \times \frac{0,02624 \text{ W/m}^\circ\text{K}}{0,240 \text{ m}}$$

$$h_l = 35,38 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$$

3.13.3 Convección por efecto giratorio. Afecta las caras laterales del disco de freno, producto de la velocidad angular “ ω ” (LILLO HARÚN, 2006). Se calcula a partir del número de Reynolds, las propiedades siguen siendo las mismas. (GARCÍA LEÓN, 2014)

$$Re_g = \frac{D^2 \times \omega}{\nu} \quad (48)$$

Donde:

Re_g = Numero de Reynolds por efecto giratorio.

D = Diámetro del disco. (m)

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

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

Para obtener el dato de la velocidad angular se empieza calculando el radio interior de la llanta del vehículo la cual está dada por la siguiente ecuación: (GARCÍA LEÓN, 2014)

$$r_i = \frac{1}{2} (2 \times RNA \times b_n) \quad (49)$$

Donde:

r_i = Radio interior de la llanta. [mm].

RNA = Relación nominal de aspecto.

b_n = Ancho del neumático. (mm)

Figura 56. Geometría del neumático



Fuente: Autores

Tabla 9. Designación del neumático

| Disco | Datos |
|-----------------------------|---------------------------|
| Designación del neumático | <i>175/70 R14</i> |
| Relación nominal de aspecto | <i>70% = 0,7</i> |
| Rin del neumático | <i>14 pulg = 355,60mm</i> |
| Ancho del neumático | <i>175mm</i> |

Fuente: Autores

Entonces se tiene:

$$r = \frac{1}{2} (2 \times 0,70 \times 175mm)$$

$$r = 122,5mm$$

$$r = 0,1225m$$

$$\phi = 0,245m$$

Luego se procede a calcular el perímetro de la rueda dada por la siguiente expresión:

$$Pe = \pi \times \phi \tag{50}$$

$$Pe = \pi \times 0,245m$$

$$Pe = 0,77m$$

Se empieza a calcular las revoluciones por segundo de la rueda a una velocidad de *22,22m/s*

$$Rev/s = \frac{L}{Pe}$$

$$Rev/s = \frac{22,22m/s}{0,77m}$$

$$Rev/s = 28,86$$

$$RPM = 1731,6$$

Entonces la velocidad angular es:

$$\omega = \left(\frac{RPM \times 2\pi}{60} \right) \tag{51}$$

$$\omega = \left(\frac{1731,6RPM \times 2\pi}{60} \right)$$

$$\omega = 181,3rad/s$$

Luego se determina Re_g :

$$Re_g = \frac{D^2 \times \omega}{\nu}$$

$$Re_g = \frac{(0,240m)^2 \times 181,3rad/s}{15,69 \times 10^{-6}m^2/s}$$

$$Re_g = 665575,53$$

Como el número de Reynolds es mayor al punto crítico se tiene un flujo turbulento y está dada por la ecuación ya determinada anteriormente.

$$Nu_D = \frac{h_g \times L}{\lambda} = 0,36 \left(\frac{U_\infty \times L}{\nu} \right)^{0,5} \times Pr^{1/3}$$

$$h_g = 0,36 \left(\frac{U_\infty \times L}{\nu} \right)^{0,5} \times Pr^{1/3} \times \frac{\lambda}{L} \quad (52)$$

$$h_g = 0,36(665575,53)^{0,5} \times 0,708^{1/3} \times \frac{0,02624 W/m^\circ K}{0,240m}$$

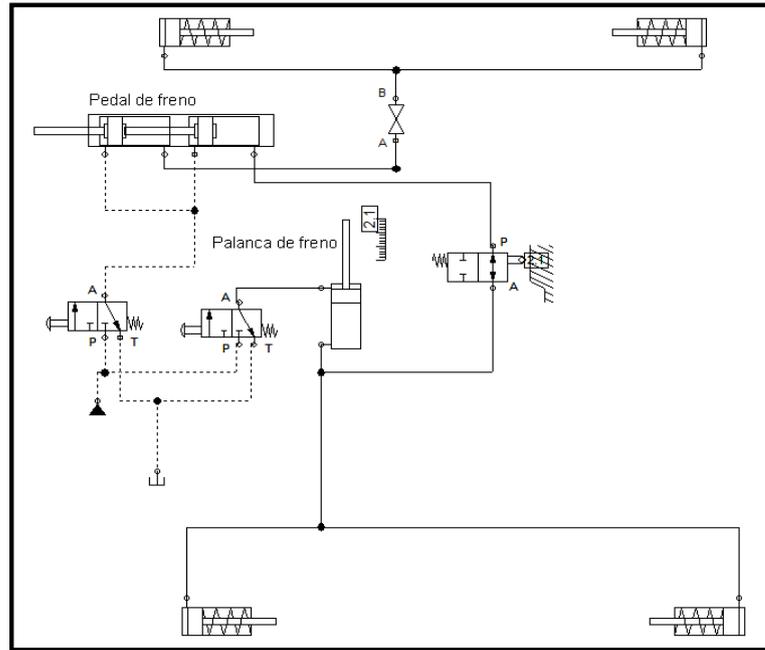
$$h_g = 28,62 W/m^2 \circ K$$

3.14 Simulación del sistema implementado

Para simular el diseño del circuito hidráulico se utilizara una serie de softwares como: FESTO HIDRAULIC, CAD Y MEF ya que cuenta con todas las herramientas necesarias para dicho diseño.

A continuación en la figura 57 se puede apreciar la simulación del funcionamiento hidráulico del sistema de frenos a implementarse, esto se logra utilizando las herramientas del FESTO HIDRAULIC. Logrando ver la activación de los mandos de accionamiento como el pedal de freno y el freno de mano hidráulico observando la detención respectiva en las cuatro ruedas y las dos ruedas posteriores mediante los cilindros de simple efecto.

Figura 57. Esquema hidráulico del sistema de frenos



Fuente: Autores

3.14.1 *Parámetros para la simulación.* Los parámetros para la simulación son únicamente datos calculados y características propias de cada elemento detallado en secciones anteriores, las cuales se da a notar por medio de tablas aquí especificadas.

Tabla 10. Parámetros de los elementos a simular

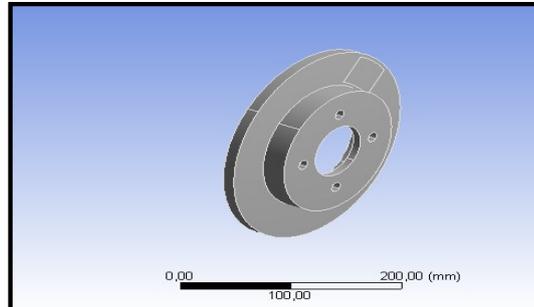
| Disco | Pastilla | Base de la torre | Base del calipers |
|---|---|------------------|-------------------|
| $\phi_e=238\text{mm}$ | $50\text{mm}\times 88\text{mm}$ | $b=120\text{mm}$ | $l=241\text{mm}$ |
| $\phi_i=65\text{mm}$ | $\mu=0,45$ | $a=130\text{mm}$ | $a=40\text{mm}$ |
| $e=12\text{mm}$ | $e=8\text{mm}$ | $e=10\text{mm}$ | $b=70\text{mm}$ |
| $m=3,39\text{kg}$ | $T=82^\circ\text{C}$ | ASTM A 36 | $e=3\text{mm}$ |
| $T=80,68^\circ\text{C}$ | $h_f= 81,17 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ | HB = 400 | ASTM A36 |
| $h_f= 49,8 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ | $h_l= 79,5 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ | | INEN 1623 |
| $h_c= 37,13 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ | | | |
| $h_l= 35,38 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ | | | |
| $h_g= 28,62 \text{ W/m}^2 \text{ }^\circ\text{K}$ | | | |

Fuente: Autores

3.14.2 *Análisis estructural estático y térmico del disco.* Para realizar un análisis estático estructural del sistema implementado de disco de freno posterior se hace a partir del cálculo de las partículas sin movimiento, lo cual permite obtener las condiciones de deformaciones, esfuerzos, el factor de seguridad y temperatura a la que están sometido el disco de freno. La geometría y planos del disco de freno se modelan en el software

CAD con los parámetros mencionados anteriormente y luego se transporta al software de elementos finitos para realizar el respectivo procedimiento y análisis.

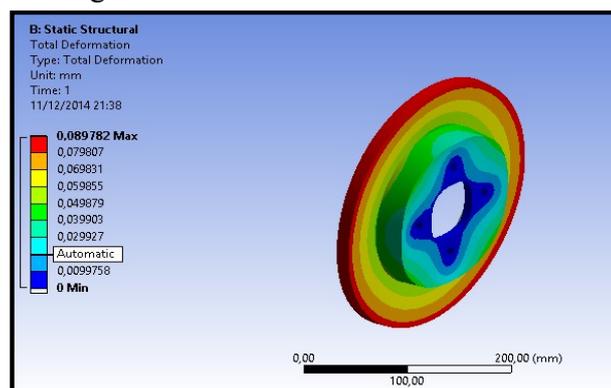
Figura 58. Geometría del disco de freno



Fuente: Autores

Mediante este análisis estático estructural que se realiza en el disco se puede observar el comportamiento más amplio del disco de freno en la distribución de toda su geometría con sus valores máximos y mínimos, tanto de deformación, esfuerzos y factores de seguridad. A continuación en la figura 59 se puede observar la simulación del disco y su deformación más grande que se presenta en los extremos del mismo con valores milimétricos, esto es a causa del desgaste generado por el área de contacto de las pastillas de freno, su deformación total máxima es de $0,089782 \text{ mm}$.

Figura 59. Deformación total en el disco

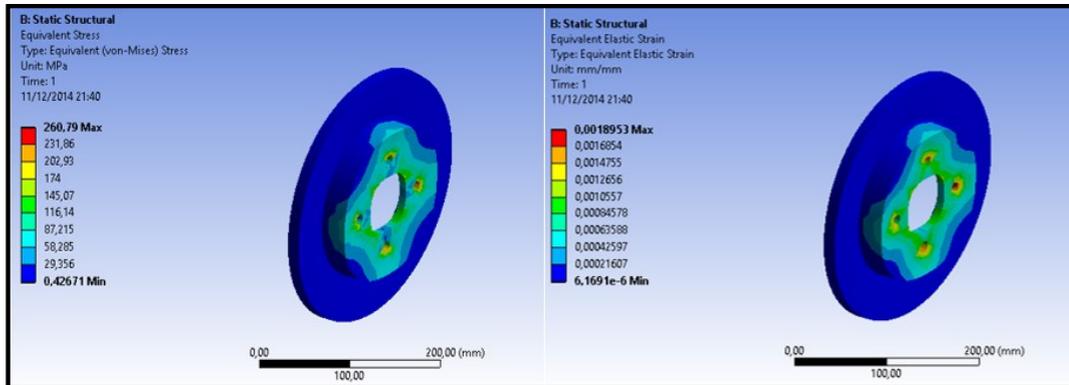


Fuente: Autores

Luego se observa el esfuerzo de Von - Mises con un valor máximo de $260,79 \text{ MP}$ y el estrés elástico con un valor máximo de $0,0018953 \text{ mm/mm}$ en la parte lateral de la campana, es decir sufre estos fenómenos en los soportes fijos de dicha geometría ver figura 60, resultan ser mínimos y milimétricos sobre el área de contacto con las

pastillas del sistema de frenado, de tal manera se produce la uniformidad de área en esta parte del disco de freno.

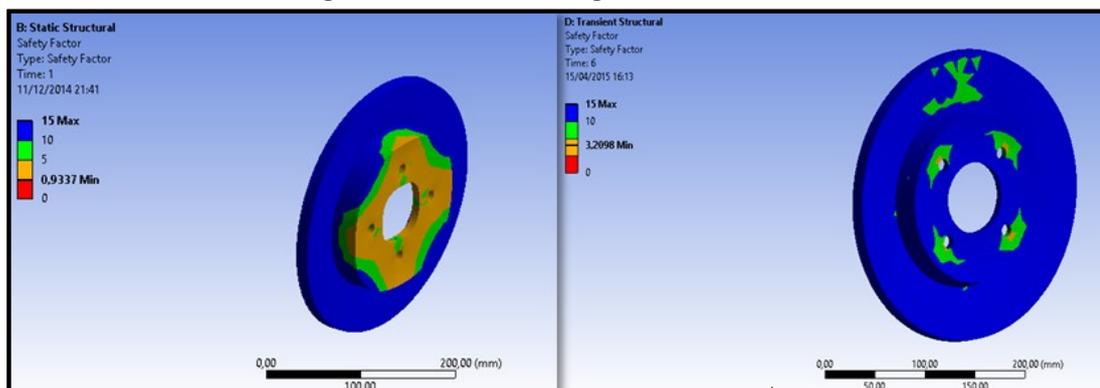
Figura 60. Tensión de Von - Mises y deformación elástica en el disco



Fuente: Autores

Además en la figura 61 el factor de seguridad se hace máximo en el mismo punto que en las deformaciones y tenciones obtenidas anteriormente y mínimo en la campana donde está sujeto al eje, efecto que produce que el sistema de frenado sea optimo en lo que respecta la seguridad operacional, dando como resultado un valor máximo de 15 y un valor mínimo de 0,9337 en estado estático y en estado transitorio 3,2098

Figura 61. Factor de seguridad en el disco

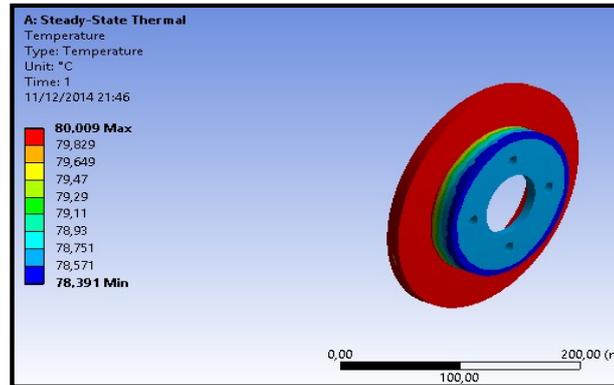


Fuente: Autores

Para obtener el análisis térmico del disco de freno se realiza su respectiva importación al software de elementos finitos en donde se obtiene como resultado la distribución de temperatura, el flujo de calor y la dirección de flujo, esto se realiza tomando en cuenta las condiciones de funcionamiento calculadas anteriormente, la cual nos permite observar el estrés térmico durante la frenada. Como se observa en la figura 62 en este

caso la distribución de temperatura se hace máxima en el área de contacto con las pastillas de freno con un valor de $80,009\text{ }^{\circ}\text{C}$, esta temperatura alcanzada fue calculada matemáticamente mediante transferencia de calor tomando en cuenta las variables de masa del vehículo, la velocidad de operación y el tipo de material del disco.

Figura 62. Distribución de temperatura en el disco

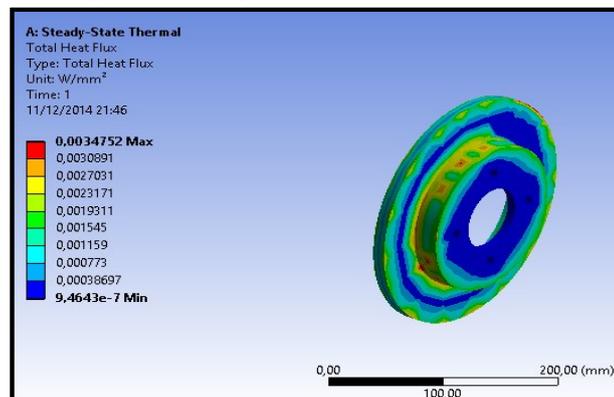


Fuente: Autores

En cuanto al flujo de calor, se hace máximo o total en el filtro térmico con un valor de $0,0034752\text{ W/mm}^2$ proceso de mecanizado por el cual son sometidos los discos de freno para separar el área de contacto de la pastilla y reducir el calor que pasa hacia la campana y de esta manera evitar el calentamiento excesivo de la llanta, como se puede observar en la figura 63.

Este análisis térmico que determina el software de elementos finitos da a notar que las temperaturas que soportan estos discos son muy elevadas, llegando a soportar temperaturas de hasta $400\text{ }^{\circ}\text{C}$ en discos macizos y $700\text{ }^{\circ}\text{C}$ en discos ventilado.

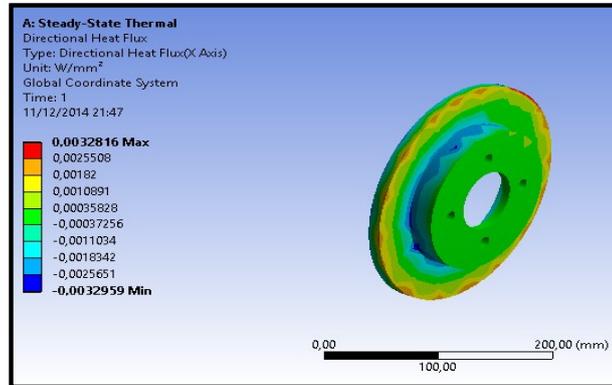
Figura 63. Flujo de calor total en el disco



Fuente: Autores

Simultáneamente la dirección del flujo de calor se genera en dirección axial en el eje x como se observa en la figura 64 en donde se evacua la cantidad de calor generado por la fricción más eficientemente en el disco.

Figura 64 Dirección de flujo de calor en el disco



Fuente: Autores

Una vez analizado en estado estático y observado el comportamiento del disco se hace un estudio más minucioso, es decir se analiza la temperatura del disco en estado transitorio, porque en este caso el vehículo va a estar en movimiento y con una temperatura diferente a medida que el conductor ejerza una fuerza sobre el pedal del freno.

Para este estudio se toma el dato de temperatura calculado con transferencia de calor y el dato del tiempo de parada que fueron determinados anteriormente. Luego se ingresan los datos y los intervalos de tiempo al software de elementos finitos de la siguiente manera como se observa en la tabla 11:

Tabla 11. Tiempo, controles de paso y temperatura

| | |
|-----------------------|-----------|
| Número de pasos | 1, |
| Corriente número paso | 1, |
| Paso tiempo final | 6, s |
| Tiempo inicial paso | 6,e-002 s |
| Tiempo mínimo paso | 6,e-003 s |
| Tiempo máximo de paso | 0,6 s |
| Temperatura | 80°C |

Fuente: Autores

Tabla 12. Intervalos de tiempo y temperatura

| Paso | Tiempo [s] | Temperatura [°C] |
|------|------------|------------------|
| 1 | 0, | 0, |
| | 2, | 26, |
| | 4, | 52, |
| | 6, | 80, |

Fuente: Autores

Una vez ingresado los datos al software se manda a analizar con las condiciones mencionadas anteriormente obteniendo la siguiente solución y resultados con sus respectivas graficas en la cual se detallan a continuación.

Tabla 13. Temperatura, flujo de calor y dirección de calor del disco en estado transitorio

| Definición | | | |
|----------------------------|-------------|-------------------------------|--------------------------------|
| Tipo | Temperatura | Flujo de calor total | Flujo de calor direccional |
| Por | Tiempo | | |
| Resultado | | | |
| Mínimo | 73,612 °C | 1,5371e-005 W/mm ² | -8,5126e-003 W/mm ² |
| Máximo | 80, °C | 9,3561e-003 W/mm ² | 4,354e-003 W/mm ² |
| Mínimo valor con el tiempo | | | |
| Mínimo | 0,78 °C | 1,0499e-006 W/mm ² | -2,8853e-002 W/mm ² |
| Máximo | 73,612 °C | 1,6768e-005 W/mm ² | -1,0259e-003 W/mm ² |
| Máximo valor con el tiempo | | | |
| Mínimo | 8,9362 °C | 1,4583e-003 W/mm ² | 1,0701e-003 W/mm ² |
| Máximo | 80, °C | 4,7965e-002 W/mm ² | 4,569e-002 W/mm ² |

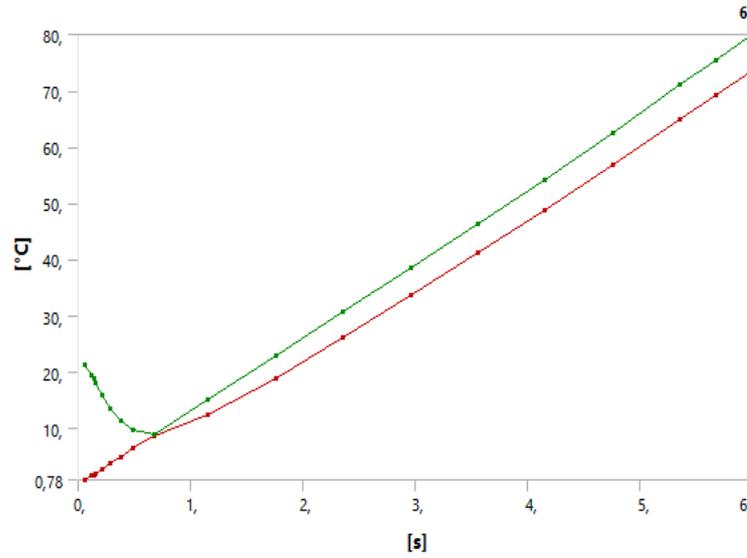
Fuente: Autores

Tabla 14. Temperatura y tiempo transitorio

| Tiempo [s] | Mínimo [°C] | Máximo [°C] |
|------------|-------------|-------------|
| 6,e-002 | 0,78 | 21,154 |
| 0,12 | 1,5312 | 19,418 |
| 0,14 | 1,7137 | 18,751 |
| 0,16 | 1,967 | 18,015 |
| 0,2154 | 2,6986 | 15,885 |
| 0,28963 | 3,6757 | 13,41 |
| 0,37906 | 4,8482 | 11,223 |
| 0,49217 | 6,3269 | 9,5981 |
| 0,67304 | 8,5868 | 8,9362 |
| 1,1586 | 12,281 | 15,073 |
| 1,7586 | 18,82 | 22,861 |
| 2,3586 | 26,091 | 30,661 |
| 2,9586 | 33,585 | 38,461 |
| 3,5586 | 41,146 | 46,261 |
| 4,1586 | 48,818 | 54,22 |
| 4,7586 | 56,79 | 62,62 |
| 5,3586 | 64,897 | 71,02 |
| 5,6793 | 69,25 | 75,51 |
| 6, | 73,612 | 80, |

Fuente: Autores

Figura 65. Temperatura Máxima y mínima



Fuente: Autores

Luego se observa en la tabla 15 el comportamiento del disco en un estado transitorio la máxima temperatura tenemos en la parte del área de contacto con la pastilla producido por el rozamiento de estos elementos con una temperatura de 80°C y un tiempo de 6s , su total flujo de calor también sigue siendo máximo en el filtro térmico pero con un valor más exacto que en el caso anterior y su dirección de flujo de calor sigue generándose en dirección axial en el eje x con un valor mayor y es en la parte más rojiza de acuerdo con el código de colores del software en donde se evacua la cantidad de calor generado por la fricción de disco - pastilla.

Tabla 15. Comportamiento del disco en estado transitorio

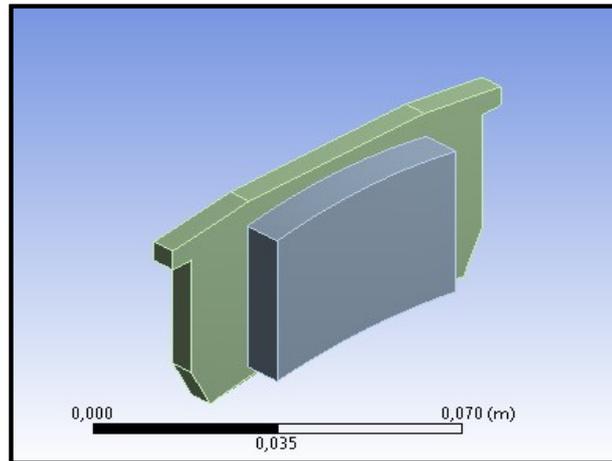
| Disco | Temperatura | Total flujo de calor | Dirección flujo de calor |
|----------------|-------------|----------------------|--------------------------|
| Comportamiento | | | |

Fuente: Autores

3.14.3 *Análisis estructural estático y térmico de la pastilla de freno.* Para realizar un análisis estático estructural de la pastilla de freno posterior se hace a partir del cálculo de las partículas sin movimiento, lo cual nos permite obtener las condiciones de

deformaciones, esfuerzos, el factor de seguridad y temperatura a la que está sometida la pastilla de freno. Al igual que en el caso anterior la geometría de la pastilla de freno se modelan en el software CAD y luego se transporta al software de elementos finitos para realizar el respectivo procedimiento y análisis.

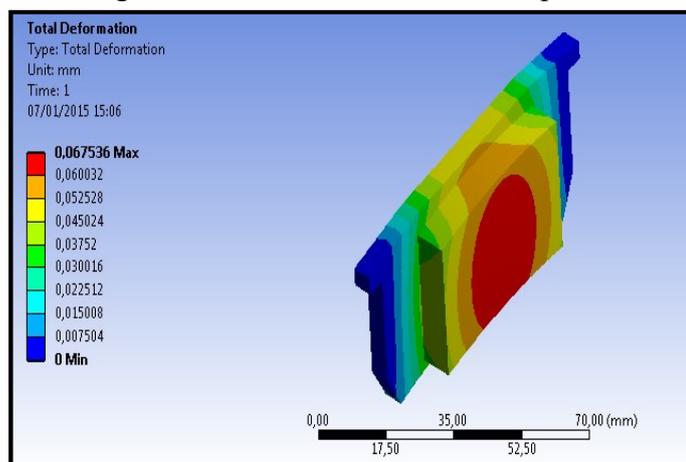
Figura 66. Geometría de la pastilla de freno



Fuente: Autores

A continuación en la figura 67 se puede observar la simulación de la pastilla y su deformación total se presenta en la parte central del mismo con valores milimétricos, esto es a causa del desgaste generado por el área de contacto del disco de freno, su deformación total máxima es de $0,067536\text{mm}$.

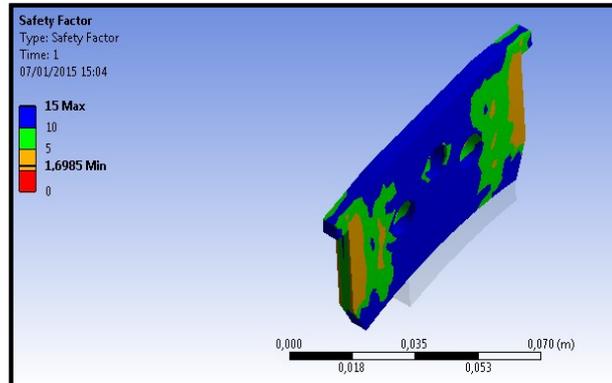
Figura 67. Deformación total en la pastilla



Fuente: Autores

Además en la figura 68 se observa el del factor de seguridad en el alma de la pastilla y se presenta con pequeños desgastes en los extremos donde está el soporte fijo con un valor mínimo de 1,6985, es decir el material va a soportar cualquier carga o presión.

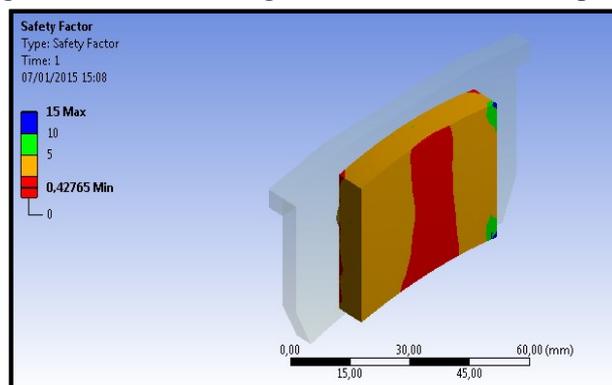
Figura 68. Factor de seguridad en el alma de la pastilla



Fuente: Autores

A continuación en la figura 69 el factor de seguridad la fibra de la pastilla se hace mínimo en el mismo punto de la deformación obtenida anteriormente con un valor de 0,42765 dando a notar que el asbesto sufre mayor desgaste por efecto del rosamiento entre elementos frenantes.

Figura 69 Factor de seguridad en el alma de la pastilla

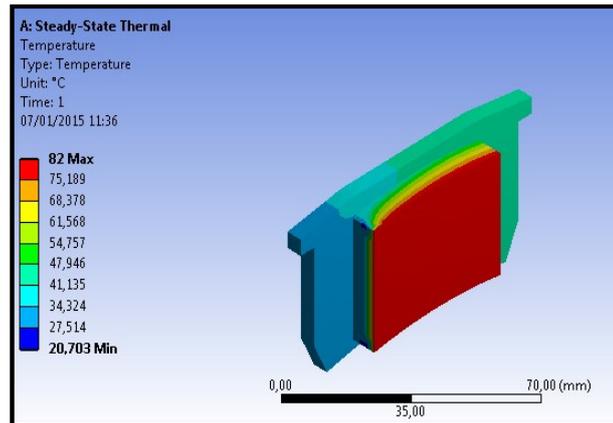


Fuente: Autores

Para obtener el análisis térmico de la pastilla de freno se realiza su respectiva importación al software de elementos finitos en donde se obtiene como resultado la distribución de temperatura, el flujo de calor y la dirección de flujo la cual nos permite observar el estrés térmico durante la frenada.

Como se observa en la figura 70 en este caso la distribución de temperatura se hace máxima en el área de contacto con el disco de freno con un valor de 82°C , esta temperatura alcanzada fue calculada matemáticamente mediante transferencia de calor tomando en cuenta las variables de masa del vehículo, la velocidad de operación y el tipo de material de la pastilla.

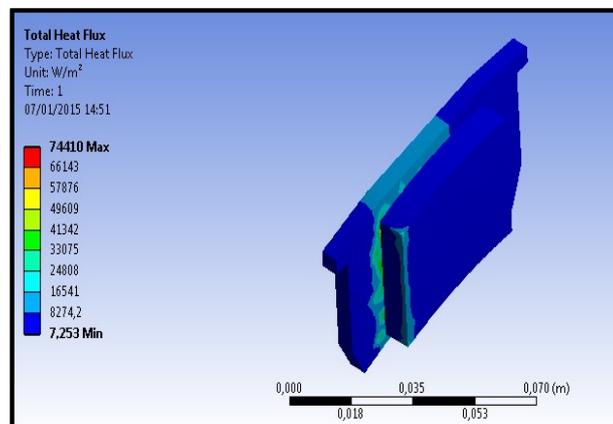
Figura 70. Distribución de temperatura en la pastilla



Fuente: Autores

En cuanto al flujo de calor, se hace máximo o total en la sección como se observa en la figura 71 con un valor de $0,07441 \text{ W/mm}^2$, se da en esta sección porque el proceso de unión por el cual esta sometida la pastilla de freno, compone una capa de material que se coloca entre la pastilla y el soporte, esto fija el material de fricción en el soporte, y reduce el calor que llega de la pastilla al caliper de freno evitando también el calentamiento de la llanta.

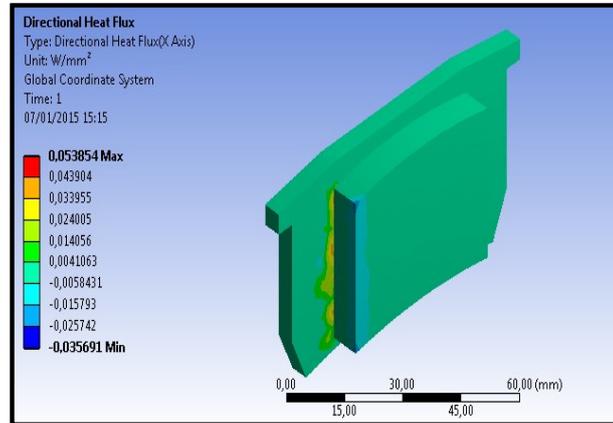
Figura 71. Flujo de calor total en la pastilla



Fuente: Autores

Simultáneamente la dirección del flujo de calor se genera en dirección axial en el eje x en la misma sección al igual que el flujo de calor total como se observa en la figura 72 en donde se evacua la cantidad de calor generado por la fricción.

Figura 72. Dirección de flujo de calor en la pastilla

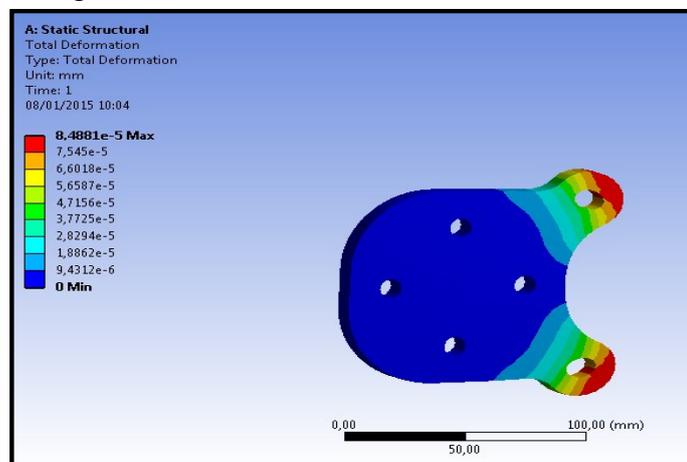


Fuente: Autores

3.14.4 *Análisis estructural estático de la base de la mordaza de freno.* Al igual que en los casos anteriores se realiza un análisis estático estructural de la base, lo cual nos permite obtener las condiciones de deformaciones, esfuerzos, el factor de seguridad a la que está sometida la base.

En la figura 73 se observa la deformación total de la base, esta deformación se da en los puntos fijos donde se acopla la mordaza con un valor máximo $8,4881 \times 10^{-5} mm$ esto se da por el peso generado de la mordaza.

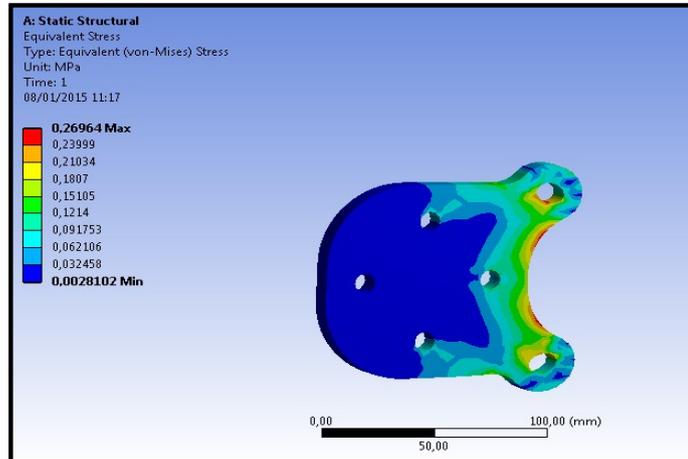
Figura 73. Deformación de la base de la mordaza



Fuente: Autores

El máximo esfuerzo de von mises para la base de la mordaza es de $0,26964\text{MPa}$ y se presenta en la sección donde se acoplará todo el conjunto mordaza y pastilla como se observa en la figura 74.

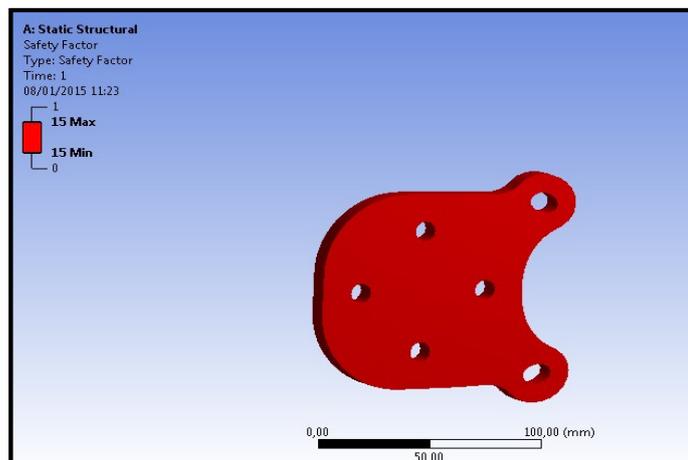
Figura 74. Tención de Von – Mises de la base de la mordaza



Fuente: Autores

El factor de seguridad es de 15 como se muestra en la figura 75 por lo tanto podremos decir que la base diseñada será capaz de someterse a esfuerzos y cargas, y resistirá con seguridad, como el valor es mayor al rango mencionado anteriormente podríamos decir que existe un desperdicio de material y si en caso exista un valor menor que uno la base puede fallar con poco esfuerzo.

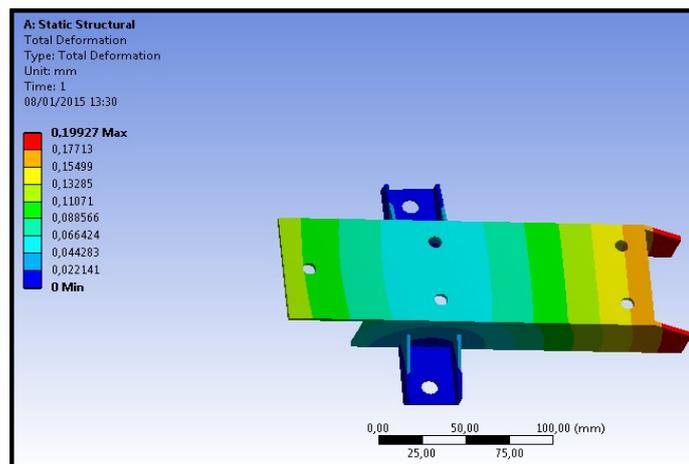
Figura 75. Factor de seguridad de la base de la mordaza



Fuente: Autores

3.14.5 *Análisis estructural estático de la base del freno de mano hidráulico.* Se utiliza el mismo criterio de diseño porque se realiza el estudio de las partículas sin movimiento, lo cual nos permite obtener las condiciones de deformaciones, esfuerzos, el factor de seguridad, esto permitirá ver a que esfuerzos está sometido dicho elemento diseñado. Como se observa en la figura 76 su deformación total se presenta en la parte posterior del elemento debido a su fuerza ejercida por el conductor con un valor de deformación de $0,19927\text{mm}$.

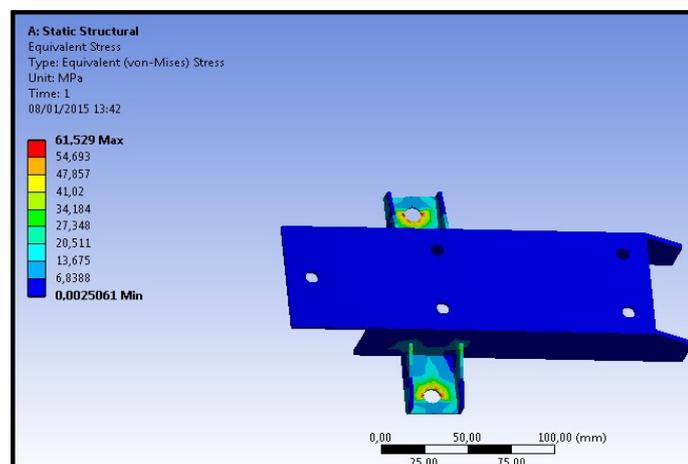
Figura 76. Deformación total de la base de la torre de freno de mano hidráulico



Fuente: Autores

El esfuerzo de Von Mises se presenta en los puntos de empotramiento del elemento que estará fijado a la carrocería, esta tensión se presenta en la figura 77 con un valor máximo de $61,529\text{MPa}$.

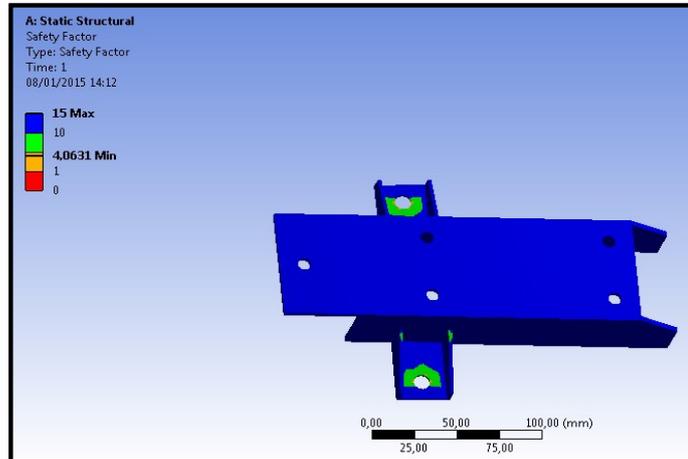
Figura 77. Tensión de Von - Mises de la base de la torre de freno de mano hidráulico



Fuente: Autores

En la siguiente figura 78 indica un factor mínimo de seguridad de la base de la torre de freno de 4,0631 por lo tanto está en el rango de 1-5, es decir este elemento soportara todos los esfuerzos al ala que está sometido.

Figura 78. Factor de seguridad de la base de la torre de freno de mano hidráulico



Fuente: Autores

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN E IMPLEMENTACIÓN DEL SISTEMA DE FRENOS DE DISCO POSTERIORES CON FRENO DE MANO HIDRÁULICO.

Realizado el análisis y comprobaciones mediante los programas de CAD, MEF y Festo Hidráulic se procede a realizar la implementación de los elementos para el funcionamiento del sistema de frenos de disco posteriores con freno de mano hidráulico para el vehículo de rally. Para ello se recomienda por seguridad usar ropa adecuada de trabajo para dar la debida precaución puesto a que se está tratando elementos nocivos como el líquido de frenos además de materiales para la construcción de nuevos elementos el uso de overol, guantes y gafas es indispensable.

4.1 Diagrama de desarrollo

Por medio del presente diagrama se tomara paso a paso la realización del proyecto con el fin de realizar un orden respectivo en la actividad a realizar.

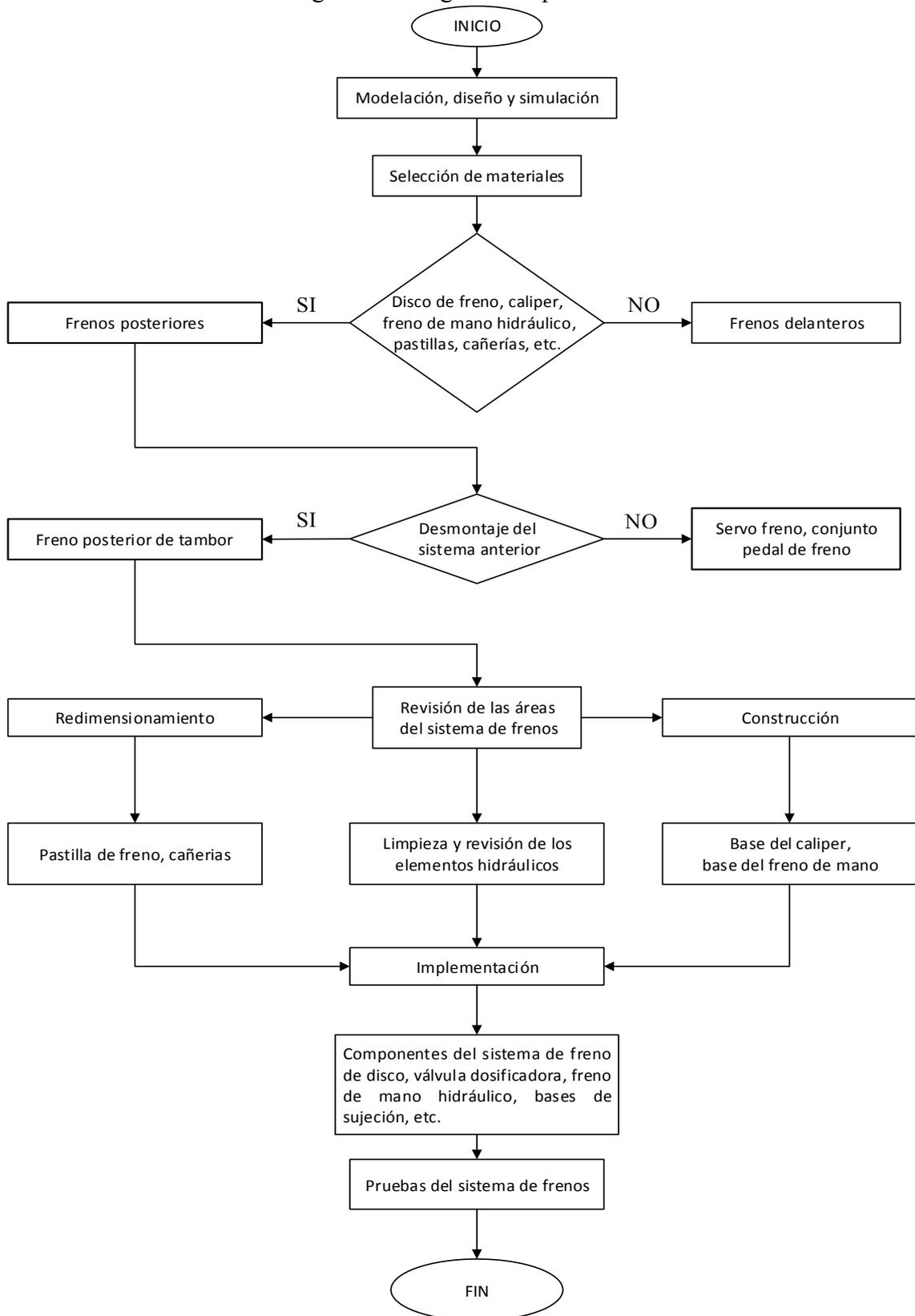
Figura 79. Implementación del nuevo sistema



Fuente: Autores

4.2 Diagrama de procesos

Figura 80. Diagrama de procesos



Fuente: Autores

4.3 Selección de herramientas, materiales y elementos

A continuación se realizara la selección de los materiales y herramientas y equipo de trabajo para realizar el proyecto de tesis, teniendo en cuenta la seguridad industrial para evitar algún contacto con elementos químicos nocivos para la salud.

4.3.1 Selección de herramientas.

Manómetro

Cinta métrica

El Flexómetro

Pulidora

Martillo

Diferentes llaves

Llaves de cañería

Llaves de rueda

Gato hidráulico.

Brocas

Soldadura Smaw

Taladro de mano

Prensa

Escuadra

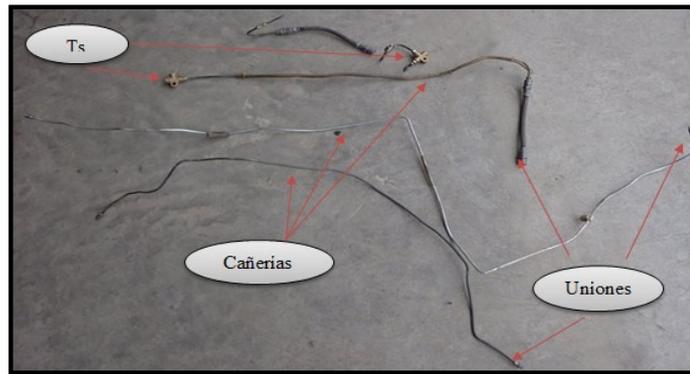
Destornilladores

Alicate

Elevadores

4.3.2 Selección de cañerías. La selección de la cañería de acero inoxidable flexible se lo hizo a partir de las cañerías originales del vehículo porque estas son de buena calidad para el funcionamiento del sistema, tomando en cuenta los diámetros porque si se cambia el diámetro tendremos una pérdida de presión en el sistema hidráulico dando baja eficiencia y eficacia al momento de frenado, todas las cañerías tienen un recubrimiento cobreado galvánico y además una capa plástica, para evitar que se oxiden o que al recibir cualquier tipo de golpe no se deformen ver Anexo C.

Figura 81. Cañerías y accesorios Chevrolet corsa Opel B



Fuente: Autores

4.3.3 Selección de Accesorios. Los accesorios son la parte indispensable para unir las cañerías y la respectiva repartición o distribución del líquido de freno hacia las distintos elementos que lo conforma, los accesorios de este sistema está compuesto por uniones de bronce con rosca NTP las cuales se utilizan para la conexión de la válvula dosificadora de presión de freno así como en los extremos de las cañerías ver anexo C.

Figura 82. Uniones



Fuente: Autores

4.3.4 Selección para la distribución del fluido hidráulico Se seleccionara un par de Ts para repartir el fluido a cada rueda, las cuales tienen un diámetro interno de 1/8 de pulgada al igual que las cañerías de freno ver anexo C.

Figura 83. Ts de reparto de fluido



Fuente: Autores

4.3.5 Selección del cilindro de doble efecto. Se seleccionó el cilindro de doble efecto original del automóvil, ya que este es de muy buena calidad y presta todas las características necesarias para la implementación del sistema, además el cilindro de doble efecto presta mejores características que los cilindros de simple efecto; dando por ello mayor seguridad al realizar un frenado actuando como cilindro principal.

Figura 84. Cilindro de doble efecto



Fuente: Autores

4.3.6 Selección del cilindro de simple efecto. Para la selección de cilindro de simple efecto se tomaron algunos factores importantes que rigen para la implementación del freno de mano hidráulico en este sistema:

- Espacio disponible que se tiene en el habitáculo.
- Carrera total necesaria del vástago del cilindro para bloquear las ruedas posteriores.
- Presión necesaria para bloquear las ruedas.

Además de los elementos hidráulicos se selecciona para implementar el mecanismo de accionamiento del freno de mano hidráulico, dado que este diseño existe en el mercado, bajo la certificación de la norma ISO 9000.

Figura 85. Cilindro de simple efecto



Fuente: Autores

4.3.7 *Selección de la torre de freno de mano.* La torre de freno de mano se toma la selección mediante consideraciones apropiadas para el conductor y el vehículo según el espacio donde se lo realiza la implementación.

Figura 86. Torre de freno de mano



Fuente: Autores

La torre de freno de mano se la puede encontrar en el mercado y con las condiciones apropiadas, estandarizadas y homologadas dependiendo las condiciones necesarias que requiere un piloto.

4.3.8 *Selección de la mordaza (caliper) de frenos posterior.* Se selecciona las mordazas de un vehículo Volkswagen golf ya que estas cumplen con las características y dimensiones requeridas para implementación en el vehículo Chevrolet Corsa Opel B de rally. Entre las características que se requería es la de disipar el calor más rápido, el mismo que es producido por la fricción el disco con las pastillas en el momento del frenado.

Figura 87. Pistón de la mordaza posterior



Fuente: Autores

La mordaza se puede apreciar en la figura 88, y es utilizado en vehículos de alta gama como los del Volkswagen Gold para la parte posterior y delantera, estas mordazas se las puede encontrar en el mercado nacional.

Figura 88. Mordaza Volkswagen Gold para la parte posterior.



Fuente: Autores

4.3.9 *Selección de discos de frenos posterior.* En este vehículo se utiliza los discos en base a las condiciones de uso que se requiere para un vehículo que adquiere altas velocidades en cuestión de segundos, estos discos cumplen con las características y dimensiones requeridas para implementación en el vehículo Chevrolet corsa Opel B de rally. Las características necesarias las encontramos en catálogos ver Anexo A.

Figura 89. Discos de frenos posteriores



Fuente: Autores

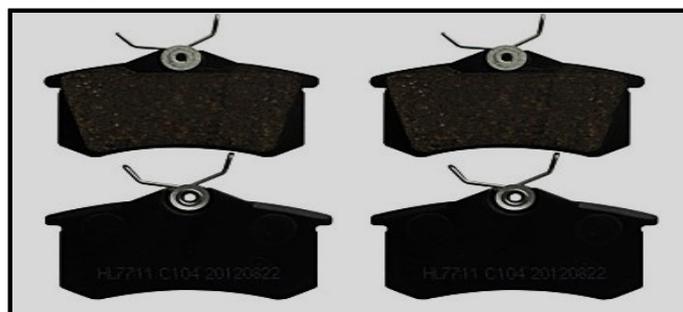
4.3.10 *Selección de la pastilla de freno.* Las pastillas de freno posterior fueron seleccionadas de un vehículo Volkswagen Golf, cumpliendo con las características y dimensiones requeridas para implementación en el vehículo Chevrolet Corsa Opel B de rally.

Al seleccionar estas pastillas se debe de tener en consideración el material de elaboración, los requerimientos básicos del material de fricción.

- Presentar un coeficiente de fricción adecuado y estable a cualquier rango de temperatura y presión (VELÁSQUEZ, y otros, 2012).
- Mantener un equilibrio entre abrasión y resistencia al desgaste (VELÁSQUEZ, y otros, 2012).
- Una cierta compresibilidad, tanto en frío como en caliente, que haga que el material absorba vibraciones e irregularidades de la otra superficie con la que entra en contacto (VELÁSQUEZ, y otros, 2012).
- Una buena resistencia al choque y al cizallamiento (VELÁSQUEZ, y otros, 2012).

Utilizando catálogos de pastillas de freno Anexo B existentes en nuestro medio se selecciona las pastillas.

Figura 90. Pastillas de freno Volkswagen Golf



Fuente: Autores

4.3.11 Selección de la manzana para freno de disco. Al igual que los demás elementos la manzana se selecciona de la marca Volkswagen Golf, coincidiendo con las dimensiones de la punta de eje del Chevrolet Corsa Opel B en el que se implementa el proyecto de tesis

Esta manzana tiene que ser de material ligero como también resistente ya que la va hacer el soporte del disco y rueda.

Figura 91. Manzana del eje posterior de disco



Fuente: Autores

4.3.12 Selección de la punta de eje. Se selecciona la punta de eje del sistema anterior de frenos que viene en el vehículo, tomando en cuenta su rigidez, en la cual es capaz de soportar el peso y los esfuerzos que se producen al momento de frenar, además se toma en cuenta las dimensiones y características determinadas por el fabricante.

Figura 92. Punta de eje posterior



Fuente: Autores

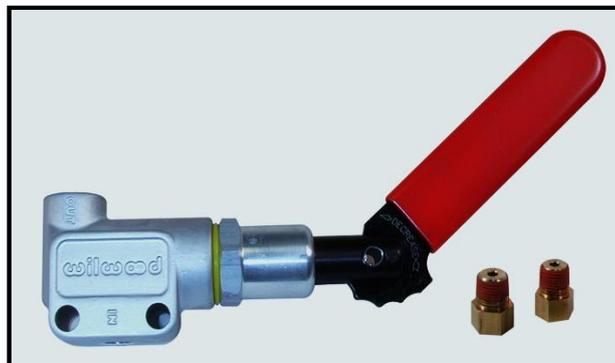
4.3.13 Selección de la válvula dosificadora de presión para frenos. Para la selección de la válvula reguladora de presión se debe tener en cuenta algunos factores importantes, como la distribución de la masa del vehículo y la posición etc.

Es decir cuando el vehículo se encuentra estático, la masa del vehículo se reparte entre el eje trasero y el eje delantero, con los valores de diseño del vehículo, ya que en casi todos los vehículos comerciales la parte delantera es la zona más pesada que la parte de la zona trasera, esto es porque se encuentra ubicado el motor, la caja de cambios el diferencial y a las transmisiones.

El menor peso del eje trasero implica que el diseño del reparto de fuerzas sea fundamental para no alcanzar el bloqueo de las ruedas traseras cuando se accione el freno de servicio. Además, cuando se frena aparece un momento de cabeceo alrededor del centro de gravedad, que genera una transferencia de carga del eje trasero al eje delantero.

La válvula dosificadora tiene como función controlar la presión de los frenos en la parte posterior sean estos de tambor o de disco, para evitar que las ruedas traseras se bloqueen durante un frenado brusco, cabe mencionar que esta válvula dosificadora es de 6 posiciones y de fácil manipulación para el piloto.

Figura 93. Válvula dosificadora de presión hidráulica



Fuente: Autores

4.3.14 Selección del material para la construcción de las bases de las mordazas. Las bases tiene que ser de un material resistente, es por eso que se selecciona el acero estructural A 36 mencionado en el capítulo anterior, dicho esto se procede a su construcción de la misma tomando en cuenta los parámetros de la simulación.

Figura 94. Placa para elaboración de la bases de la mordaza



Fuente: Autores

4.3.15 Selección del material para la base del freno de mano hidráulico. Se selecciona un material apropiado para realizar la construcción del soporte del freno de mano esto se lo hace de un perfil en acero estructural A36 considerando los parámetros de la simulación.

Figura 95. Perfil de acero estructural A36



Fuente: Autores

4.4 Revisión de la bomba hidráulica principal

La bomba hidráulica principal; o conocida comúnmente como bomba maestra es la encargada de reducir los esfuerzos que realiza el conductor al momento de frenar, permitiendo así detener el vehículo. Se realiza la revisión respectiva y se comprueba que no existan fugas de líquido de frenos, también se verifica que esté en perfecto estado de funcionamiento.

Figura 96. Bomba hidráulica principal



Fuente: Autores

La bomba hidráulica maestra de este automóvil preparado para competencias de rally es de doble efecto dando mejor seguridad de frenado por la distribución de las canalizaciones hacia las cuatro ruedas.

Figura 97. Bomba maestra principal de freno



Fuente: Autores

4.5 Redimensionamiento de elementos mecánicos

Para obtener un buen funcionamiento en el nuevo sistema de frenos de disco posterior se toma en cuenta el redimensionamiento de las pastillas de freno y cañerías.

4.5.1 Redimensionamiento de las pastillas de frenado. Luego de algunos pruebas realizadas mediante las comprobaciones en el sistema nuevo, se toma en cuenta la longitud de la fibra de pastilla, donde la longitud de la fibra original es 88 mm y la redimensionada tiene una longitud de 48 mm esto permite que tenga una mayor disipación de calor en el sistema de frenos de disco posterior cuando se utiliza el freno de mano, evitando con esto el recalentamiento de la pastilla y disco, a su vez regulando mecánicamente el exceso de frenado en las ruedas posteriores.

Figura 98. Pastillas de freno redimensionadas



Fuente: Autores

4.5.2 Redimensionamiento de las cañerías. Se redimensiona las cañerías para permitir la implementación de nuevos elementos en el sistema de frenos como el freno de mano hidráulico y acoples, tomando en cuenta las modificaciones necesarias tanto en el tren delantero como en el tren posterior del vehículo de rally, con esta modificación se puede obtener un buen funcionamiento en todo el sistema a implementarse.

Figura 99. Cañerías redimensionadas



Fuente: Autores

4.6 Construcción de elementos mecánicos

4.6.1 Construcción de la base de sujeción de la mordaza (caliper). Luego de haber diseñado en el software de CAD y MEF se construye la base de sujeción de la mordaza, con las dimensiones tomadas respecto al tren de rodaje posterior, la punta del eje y los pernos de soporte de la mordaza, para ello necesitamos como herramientas un taladro para hacer los orificios en la placa una cortadora, esmeril y suelda Smaw; para la construcción se necesita también material una plancha de acero A36 de 130x120mm con espesor de 10mm para realizar el modelo deseado.

Figura 100. Corte realizado a la pieza mecánica



Fuente: Autores

A continuación se muestra la base ya construida para formar parte del nuevo sistema de frenos de disco para este vehículo de rally.

Figura 101. Base de sujeción de la mordaza



Fuente: Autores

4.6.2 *Construcción de la base de la palanca de freno de mano.* La construcción de la base de freno de mano se lo realizó tomando las medidas del soporte de la bomba de simple efecto y la palanca del freno de mano como también las dimensiones en la que permite el área de la implementación, mediante en software CAD se lo hizo el diseño para poder realizar la construcción. Para su construcción se necesita un perfil de acero A36 rectangular con las dimensiones de 241 mm de largo, ancho 70mm, altura 40mm con espesor de 3mm, se debe tomar las precauciones necesarias para la construcción así como también usar una vestimenta adecuada como overol, guantes, gafas y todo lo necesario para comenzar a construir los elementos necesarios para implementar el nuevo sistema de frenos.

Figura 102. Perfil estructural en proceso de corte



Fuente: Autores

Luego de realizar el corte y una vez soldado los soportes con la suelda Smaw en sus extremos se procede por último paso el taladrado para hacer los agujeros donde se va a sujetar la base con la torre de freno y la carrocería.

Figura 103. Taladrado de base



Fuente: Autores

Una vez realizado todas las perforaciones en el taladro la base del freno de mano queda de la siguiente forma como se puede apreciar en la siguiente figura 104.

Figura 104. Terminación de la base del freno de mano



Fuente: Autores

4.7 Desmontaje del sistema de frenos de tambor

Para empezar con la implementación del sistema de frenos de disco posteriores se tiene que realizar el desmontaje del sistema de frenos originales del vehículo en la parte posterior que viene con frenos de tambor y a su vez en la parte delantera viene con frenos de disco proporcionados por el vehículo, con las herramientas necesarias y poniendo en práctica la seguridad industrial procedemos al desmontaje de los frenos de tambor.

Figura 105. Sistema de frenos de tambor



Fuente: Autores

A continuación se procede a desmontar las ruedas, para ello se embanca con soportes en la costura del vehículo por los dos extremos, luego se observa el desmontaje del sistema de frenos de tambor en la figura 106 que se ve con todos los componentes, además se puede observar la punta del eje necesariamente requerida para implementación del nuevo sistema de frenos de disco posteriores.

Figura 106. Desmontaje de los frenos de tambor



Fuente: Autores

4.8 Implementación del sistema de frenos de disco

Una vez con los elementos seleccionados y construidos se empieza con la implementación del nuevo sistema de frenos para dar una mejor eficiencia con los frenos de disco a implementar.

Figura 107. Elementos del sistema de frenos de disco posterior



Fuente: Autores

4.8.1 *Implementación de los elementos mecánicos e hidráulicos.* Los elementos mecánicos automotrices a implementar es para dar una mejoría al anterior sistema de frenos de tambor, quedando en si incorporado al vehículo con en el sistema de frenos de disco y freno de mano hidráulico que es necesario para las competiciones de rally, aquí se empieza a implementar y ensamblar los mecanismos que formaran parte del nuevo sistema de frenos de disco.

4.8.2 *Implementación de la base de sujeción de mordaza con la punta de eje.* Posteriormente se procedio a implementar la base de sujeción de la mordaza conjuntamente con la punta en el tren de rodaje posterior la punta de eje es tomada del sistema anterior de este tipo de automovil que coincide con las dimensiones requeridas para acoplarse a los demas componentes que conforma el sistema de frenado que posteriormente sea implementado.

Figura 108. Implementacion de la base y la punta de eje conjuntamente



Fuente: Autores

En la figura 109 se observa el procedimiento de implementación de las partes mecánicas la base del caliper y la punta de eje las cuales van a soportar las condiciones de la carretera y los esfuerzos al momento de frenado conjuntamente con el peso del vehículo y sus ocupantes; los elementos deben estar debidamente empotrado al tren de eje posterior con el ajuste necesario en los pernos.

Figura 109. Implementación de la base de la mordaza y el eje



Fuente: Autores

4.8.3 Implementación de la manzana. Seguidamente se realizó la implementación de la manzana en el eje que se sujeta a la base de la suspensión del vehículo, para ello en primer lugar se tiene que tener en cuenta el lavado las piezas o elementos que van en conjunto con la manzana como son los rodamientos, eje, tuerca, y la vincha de sujeción, en segundo punto se debe dar el respectivo engrase a los rodamientos en este caso rodamientos cónicos; se debe tomar un poco de grasa necesaria para que cubra todos las partes del engrase y empujarle con las palma de la mano logrando así engrasar todo el rodamiento como se demuestra en la figura 110 por ultimo los rodamientos en el interior de la manzana ya debidamente engrasada para posteriormente poner en la punta de eje.

Figura 110. Engrase de los rodamientos de la manzana



Fuente: Autores

A continuación se procedió a implementar la manzana en la punta de eje formando parte de los demás elementos.

Figura 111. Implementación de la manzana



Fuente: Autores

La manzana tiene una regulación para el giro esto depende del apreté que se realiza en la tuerca del eje, para encontrar el punto necesario en la regulación se recomienda apretar por completo la tuerca y regresarla un cuarto de vuelta a la misma comprobando en si el giro de la manzana.

Figura 112. Sujeción de la manzana en el eje



Fuente: Autores

4.8.4 Implementación de discos. Una vez seleccionados los discos de freno para la parte posterior se lo realiza la implementación de los mismos en las manzanas haciéndolo coincidir con los espárragos, observando si las pastillas están bien colocadas en la parte interna de las mordazas y que no exista obstrucción alguna para su correcto funcionamiento. En la figura 113 se observa el disco ya colocado en los espárragos de la manzana.

Figura 113. Implementación de los discos de freno



Fuente: Autores

4.8.5 *Implementación de las pastillas de freno.* Las pastillas de freno una vez redimensionadas de tamaño se procede con la implementación de las mismas, esto se lo realiza colocándolas en las mordazas posteriores respectivos y a la vez verificando la correcta posición de la pastilla.

Figura 114. Implementación de las pastillas



Fuente: Autores

4.8.6 *Implementación de las mordazas.* La implementación de las mordazas o caliper se lo realiza conjuntamente con las pastillas como se muestra detalladamente en la figura 115.

La mordaza tiene que estar bien sujeto a su base respectiva y elaborado de un material que disipe rápidamente el calor en este caso es de aluminio además presenta una forma aerodinámica para ayudar al enfriamiento.

Figura 115. Implementación de la mordaza



Fuente: Autores

En la figura 116 se puede ver la sujeción de la mordaza a la base construida quedando ya sujeta mediante los pernos de sujeción.

Figura 116. Ajuste de los pernos en la base con la mordaza



Fuente: Autores

4.8.7 Implementación de cañerías. En las cañerías de freno se realiza el redimensionamiento para la implementación del freno de mano hidráulico, las cañerías se utilizan para conducir el líquido hacia las cuatro ruedas del vehículo y sobre otros componentes.

Sus extremos y uniones son de cobre; también se utiliza latiguillos flexibles los cuales son fabricados con goma de neopreno protegida con un revestimiento metálico o textil, estos latiguillos flexibles son utilizados en la parte de la suspensión del vehículo.

Figura 117. Implementación de las cañerías



Fuente: Autores

Las cañerías con las uniones, Ts y latiguillos flexibles, ayudan para la implementación de los frenos de disco, además las cañerías se utiliza para la implementación de la torre de freno de mano hidráulico como se puede apreciar en la figura 120.

Las canalizaciones en la parte posterior se ven a continuación ensambladas mediante una Ts y uniones.

Figura 118. Canalizaciones y distribución de cañerías



Fuente: Autores

4.8.8 *Implementación de la torre de freno de mano.* Una vez seleccionado el mecanismo de accionamiento de freno de mano se procede a la instalación en el lugar donde ubicar en la carrocería para la implementación y la sujeción de la misma figura 119.

Figura 119. Inspección del área de la torre de freno de mano



Fuente: Autores

La implementación del freno de mano (torre de freno de mano) y la válvula dosificadora debe ser para el piloto de fácil acceso debido a la velocidad que lleva el vehículo cuando él lo requiera para el sobre viraje en las curvas.

Figura 120. Implementación de la torre de freno de mano



Fuente: Autores

Freno de mano hidráulico. El freno de mano hidráulico consiste en un mecanismo de accionamiento hidráulico que en este caso es un cilindro de simple efecto, accionado desde el interior del vehículo de forma que las ruedas queden bloqueadas según el piloto lo requiera en la competencia y como también sirve para evitar el deslizamiento cuando el vehículo este parado, este mecanismo es aplicado a las ruedas traseras.

4.8.9 *Implementación de la válvula dosificadora.* La válvula dosificadora forma parte esencial en el sistema para poder regular las presiones hacia las ruedas posteriores a comodidad de los conductores pilotos experimentados para la conducción de acuerdo a las condiciones de la carretera o circunstancias climatológicas, en la figura 120.se puede observar la válvula implementada en el sistema.

CAPÍTULO V

5. ANALISIS COMPARATIVO DEL SISTEMA DE FRENOS POSTERIOR.

5.1 Delimitaciones para la comprobación del sistema de frenos

Se realiza las pruebas en el sistema de frenos tomando en cuenta algunos factores necesarios para la verificación como se observa en la siguiente tabla 16.

Tabla 16. Delimitaciones para realizar las pruebas

| | Factores | Si | No | Condiciones |
|----------------------------|----------------------|----|----|--|
| Neumático: | Estado | | x | Para asfalto en buen estado |
| | Temperatura | | x | |
| | Presión de aire | | x | |
| | Labrado | x | | |
| Carretera: | Asfalto | x | | Seco, todo la pista |
| | Adoquín | | x | |
| | Hormigón | | x | |
| | Lastre | | x | |
| | Tierra | | x | |
| Fuerzas: | Pedal de freno | | x | Calculadas con fórmulas de diseño |
| | Torre de freno | x | | |
| Presión líquido de frenos: | Ruedas delanteras | x | | Manómetro de presión marca Winters con tolerancia de error de 0.05 |
| | Ruedas posteriores | x | | |
| | Válvula dosificadora | x | | |
| Instrumentos: | Flexómetro | x | | |
| | Manómetro | x | | |
| | Dinamómetro | | x | |
| | Tacómetro | x | | |
| | Cronometro | | x | |

Fuente: Autores

5.2 Materiales para las pruebas en el sistema y la distancia de parada

Cámaras de audio y video.

Conos de seguridad

Flexómetro

Banderines

Realizado la implementación en el sistema de frenos en el vehículo de competición de rally se realiza las pruebas pertinentes según los parámetros establecidos

en la tabla 16; para ver la efectividad del proyecto realizado mediante investigación se procede a comparar los diferentes sistemas, los anteriores frenos de tambor con los modificados frenos de disco, además de implementar la torre de freno accionado hidráulicamente; comprobando las mejoras en el sistema así como también las ventajas y desventajas que se presentó.

5.3 Verificación y comprobación en el sistema modificado

Se debe tomar en cuenta algunas consideraciones necesarias, esto es debidamente la comprobación del sistema de frenos en el vehículo para garantizar la seguridad del y el funcionamiento del sistema esto se lo realiza por medio de las siguientes recomendaciones:

1. Revisar en todo el sistema que no exista fugas tanto en cañerías como en los componentes.
2. Verificar el funcionamiento presionando varias veces el pedal de freno.
3. La revisión de la presión del sistema de frenos se lo hace con la ayuda de un manómetro colocado en la entrada del cilindro de la mordaza.
4. Se procede a purgar el sistema de frenos en caso que el sistema se encuentre con aire o burbujas de aire.
5. Accionar el pedal de freno en su totalidad, observando el aumento de presión en el manómetro.
6. Retirar el manómetro y purgar nuevamente el sistema.
7. Comprobar el nivel de líquido en el depósito.

5.3.1 Comprobación del sistema de frenos. La comprobación del sistema modificado se lo hace mediante las presiones en el sistema con un manómetro instalado en la entrada de la mordaza (calipers) o en cualquier punto, porque la presión del fluido en un circuito cerrado viene a ser la misma en todos los puntos. Se realiza la medición

suspendiendo una rueda, para ello se lo hizo en una rueda posterior como también en una de las ruedas delanteras.

Figura 121. Comprobación de la presión



Fuente: Autores

En esta toma de medición el manómetro muestra un valor de presión $P = 1000 \pm 0,05 PSI$ que es tomada de la rueda delantera, se considera que el manómetro tiene un error del $\pm 0,05$ la cual se determina un valor máximo $P_{m\acute{a}x} = 1000,05 PSI$ y un valor mínimo de $P_{m\acute{i}n} = 999,95 PSI$, esta medición se realiza con la válvula dosificadora de presión abierta motivo por el cual la presión viene a ser la misma para las cuatro ruedas ya que el sistema de frenos es un sistema cerrado y en un sistema cerrado la presión de un fluido viene hacer la misma en todos los puntos.

Figura 122. Comprobación de presión en la cañería de la rueda posterior



Fuente: Autores

Con el instrumento de medición que es el manómetro de presión se procede a tomar datos a diferentes posiciones de la válvula dosificadora, y se realiza el cálculo de error en toma de medidas con la siguiente expresión:

$$\varepsilon_r = \frac{\Delta_x}{x} \times 100\% \quad (53)$$

ε_r = Es el error relativo porcentual

Δ_x = Es el error disperso 0,05

x = Es el valor medido

Tabla 17. Comprobación de presión de la válvula dosificadora

| Apertura de la válvula dosificadora [%] | Presión [PSI] | Error relativo porcentual [%] |
|---|---------------|-------------------------------|
| 100 | 1000± 0,05 | 0,005 |
| 85 | 850± 0,05 | 0,006 |
| 68 | 680± 0,05 | 0,007 |
| 50 | 500± 0,05 | 0,01 |
| 34 | 340± 0,05 | 0,02 |
| 17 | 170± 0,05 | 0,03 |

Fuente: Autores

La válvula dosificadora implementada en el vehículo consta de 6 posiciones de regulación al estar totalmente abierta al 100% la presión hacia las cuatro ruedas del vehículo sería la misma es decir 1000 Psi con un error porcentual de 0,005%.

Cerrando la válvula al 25% de apertura vendrá a tener una presión hidráulica de 250 Psi con un error porcentual 0,02%, dando al vehículo un funcionamiento óptimo de frenado compensando así a todas las cuatro ruedas.

En la tabla 18 se observan los valores de presión tomados con el manómetro de presión tanto en el sistema original del vehículo como en el sistema modificado.

Tabla 18. Medidas de presión del sistema anterior y el modificado

| | Ruedas posteriores [Psi] | Ruedas delanteras [Psi] |
|---------------------------------------|--------------------------|-------------------------|
| Sistema de frenos de tambor antiguo | 600 ± 0,05 | 1000 ± 0,05 |
| Sistema de frenos de disco modificado | 1000 ± 0,05 | 1000 ± 0,05 |

Fuente: Autores

Nota: La toma de datos se realizó con manómetro de presión con glicerina marca Winter con un error disperso de 0,05, además se tiene en cuenta que se encuentra en el sistema modificado abierto la válvula dosificadora al 100% estos datos son tomados con mando de los frenos o pedal de freno.

5.4 Comprobación del mecanismo de accionamiento

Se ha comprobado el sistema de accionamiento hidráulico con el pedal de freno y el freno de mano hidráulico de acuerdo con la comodidad del conductor al accionarlo en el momento requerido y bajo circunstancias de carretera para realizar giros en curvas, como se lo puede observar en la figura 123.

Figura 123. Comprobación de los mecanismos de accionamiento



Fuente: Autores

En la figura 123 se observa que el piloto puede alcanzar el freno de mano con facilidad.

5.5 Pruebas de ruta

Antes de realizar las pruebas en carretera o de ruta para la comprobación del frenado se debe revisar las posibles averías encontradas en el sistema y efectuando los reglajes correspondientes, de esta manera se procederá a la prueba en carretera de los mismos, eligiendo los diferentes tipos de terreno por las cuales se realizan las competencias de rally.

Para comprobar la eficacia de los frenos implementados se toma datos de la distancia recorrida por el vehículo desde que se activan los frenos hasta que el vehículo se

detiene. Por tanto, se pondrá el vehículo a prueba con poca velocidad y se frenara varias veces, observando el comportamiento de los frenos, si el vehículo está en funcionamientos estables con el nuevo sistema de frenos implementado se procederá a dar más velocidad como por ejemplo (100km/h) cabe recordar que por seguridad la toma de datos se realiza a menor velocidad que la mencionada.

Tabulando las medidas tomadas en las pruebas realizadas a distintas velocidades y diferentes tipos de carretera por donde corre los vehículos de rally se tiene, ver tabla 19.

Tabla 19. Velocidad y distancia de parada

| Velocidad [km/h] | Teórico | Práctico | Error porcentual [%] |
|------------------|----------------------------|----------------------------|----------------------|
| | Distancia de parada en [m] | Distancia de parada en [m] | |
| 20 | 0,14 | 0,20 | 30 |
| 40 | 0,54 | 0,70 | 23 |
| 60 | 1,22 | 1,55 | 21 |
| 80 | 2,16 | 2,50 | 14 |

Fuente: Autores

Esta toma de datos se lo realizo en carretera de asfalto en estado seco. Las velocidades que se observa en la tabla 19 son con las cuales se realizó las pruebas de ruta no llegando a velocidades extremas para evitar cualquier accidente que se presenta en la carretera. Los valores tomados en condiciones reales varían en cuanto a los valores teóricos, esto se da porque en condiciones reales hay que tomar en cuenta muchos factores externos que se presentan, como el estado de los neumáticos, lluvias e irregularidades del terreno determinando el error entre el dato calculado teóricamente y el dato real, esta mejora en la distancia de parada es del 20%.

5.6 Comparación entre el freno de tambor e implementado freno de disco

Los dos sistemas de frenado conviven entre los autos de gama media, cada uno tiene cosas buenas y malas en vehículos de altas prestaciones, el uso de frenos de disco es imprescindible, pero en vehículos más modestos, los frenos de tambor pueden dar un buen resultado a un coste muy inferior y en el caso que se requiera mayores prestaciones se necesita frenos de disco por ello se vio en la necesidad de modificar el sistema de este automóvil pensando en las condiciones que ofrece el motor en velocidad por ello se requiere un sistema de frenos más eficiente.

5.6.1 *Ventajas y desventajas del freno de tambor.*

Ventajas:

Efecto autofrenante.

Mayor superficie de frenado.

Posibilidad de usar material de fricción más blando.

Posibilidad sencilla de freno de estacionamiento.

Costo reducido.

Es un sistema cerrado que impide que ingrese agua en su interior.

Desventajas:

No tiene mucha eficacia.

Al estar el conjunto “cerrado” es más fácil que aparezca el fenómeno *fading*.

Mayor posibilidad de bloqueo de ruedas.

Operaciones de mantenimiento más costosas.

Mayor cantidad de partes.

Mucho más peso.

Menor estabilidad de freno.

5.6.2 *Ventajas y desventajas del freno de disco.*

Ventajas:

Frenado progresivo.

Estabilidad de frenado.

La dilatación del disco favorece la frenada.

Se autoajustan, son mecánicamente más sencillos que los de tambor.

Se enfrían más rápido, más seguridad.

Se realiza el mantenimiento con mayor rapidez.

Desventajas:

Mayor esfuerzo en el pedal.

Material de fricción más duro.

Menor eficacia en frío.

Mayor costo.

5.7 Causas más frecuentes de una falla en el sistema de frenos

Calentamiento excesivo. Cuando se utiliza el freno al bajar por una pendiente pisando el freno de forma excesiva o con una frenada brusca provocando un sobrecalentamiento de los frenos causando en si la perdida de los frenos en el vehículo.

Aire en el sistema de frenos. Al provocar un sobrecalentamiento en los frenos el líquido de frenos tiende a aumentar su temperatura esto ocasiona que se produzca burbujas de aire debido a este fenómeno que se produce se va a sentir que el pedal al llegar al fondo como esponjoso.

Perdida de líquido. Se puede comprobar la perdida de líquido de frenos observando en el deposito el nivel si se encuentra entre el máximo y mínimo; otra de las maneras de verificar si hay fuga de líquido en el sistema es de presionar el pedal y si este llega hasta el fondo sin presentar resistencia esto quiere decir que hay perdida de líquido de frenos.

Humedad excesiva. En condiciones climáticas por lluvia o por charcos en la carretera suelen mojarse los frenos y por ende perder eficacia.

Desgaste. Con el uso se desgastan los elementos frenantes, si al pisar el pedal de freno se observa que hay que apretar mucho para frenar, es que las pastillas están desgastadas normalmente se oye un ruido al frenar.

Frenado desigual. Esto se debe al reglaje de los frenos más ocurrentes en las zapatas además de esto se debe a los neumáticos que puede encontrarse a distinta presión o desgastados de manera desigual.

5.8 Mantenimiento del sistema de frenos

Los sistemas de frenado están sometidos a un desgaste por su uso, por ello necesitan un mantenimiento de todos sus componentes mecánicos e hidráulicos.

El mantenimiento del sistema de frenos lo podemos dividir en dos apartados: elementos hidráulicos (la bomba, los émbolos o bombines y las canalizaciones y latiguillos) y elementos mecánicos (los discos y pastillas)

5.8.1 *Mantenimiento de elementos mecánicos.* Para el sistema implementado en este vehículo se debe tener en cuenta las siguientes revisiones para dar un mantenimiento adecuado en los elementos mecánicos.

Discos de freno. Los puntos a tener en cuenta en el mantenimiento de los discos de freno y las pastillas son que las medidas se encuentran dentro de los valores del fabricante. También habrá que prestar atención a que los discos no presenten grietas o ralladuras. En caso de que los resultados obtenidos se salgan de las tolerancias especificadas o haya desperfectos se procede a la sustitución de los discos y las pastillas. Otra comprobación será medir el espesor del disco. En caso de estar por debajo de un límite indicado por el fabricante, procederemos a su sustitución.

Pastillas de freno. Las pastillas de freno son el elemento consumible de los sistemas de freno debido al rozamiento con el disco, se van desgastando hay que comprobar ese desgaste para cambiarlas por unas nuevas.

5.8.2 *Mantenimiento de elementos hidráulicos.* Las averías más frecuentes en este sistema son fallos de hermeticidad, oxidación, pérdidas de líquido y roturas de componentes. Hay que tener en cuenta que siempre que se realice un trabajo sobre el sistema hidráulico hay que purgar el circuito.

Líquido de frenos. Comprobaremos el nivel y su punto de ebullición, ya que estos líquidos absorben humedad, esta nos va a variar el punto de ebullición y aumentar la oxidación en el circuito hidráulico. Su periodo de sustitución suele ser de 2 años o 100.000 Km.

Bomba de freno. Se deberán comprobar los retenes que garantizan la estanqueidad de la bomba. Si están rotos, la bomba no generará la presión suficiente en el circuito. En este caso, se sustituirán los retenes o se colocara una nueva bomba.

Latiguillos y canalizaciones. En las canalizaciones, se deberá hacer una comprobación visual, con el fin de observar si presentan golpes o deformaciones. En ese caso, deberán ser sustituidas por unas nuevas, nunca reparadas, enderezadas etc.

En la figura 124 se puede observar los elementos utilizados para los mantenimientos mecánicos e hidráulicos del sistema de frenos.

Figura 124. Elementos de mantenimiento



Fuente: Autores

5.9 Posibles averías, causas y soluciones

Tabla 20. Averías, causas y soluciones en los frenos

| Diagnóstico de averías. | Posibles causas | Soluciones |
|---|---|---|
| Ruidos extraños al frenar. | Pastillas desgastadas o de excesiva dureza. | Sustituir los elementos desgastados. |
| Vibraciones en el volante al pisar el pedal. | Discos con alabeo superior al permitido. | Sustituir los discos. |
| | Holguras en la fijación de elementos, pinzas, discos. | Revisar y apretar las fijaciones a su par de apriete. |
| Pedal con mucho recorrido para conseguir frenar, siendo necesario incluso pisar varias veces. | Servofreno y varilla de mando de la bomba. | Sustituir el servofreno si no funciona correctamente. |
| | Aire en el circuito | Purgar el circuito. |
| | Fugas por los retenes de la bomba. | Revisar la bomba y sustituir los retenes o la bomba completa. |
| Pedal muy elástico. | Aire en el circuito. | Purgar el circuito. |
| | Latiguillos defectuosos, envejecidos y muy elásticos. | Sustituir latiguillos. |
| | Líquido de frenos inadecuado o viejo. | Sustituir el líquido |
| | Fugas por los retenes de la bomba. | Revisar la bomba y sustituir los retenes o la bomba completa. |

| Diagnóstico de averías. | Posibles causas | Soluciones |
|--|--|---|
| Pedal duro y baja eficacia de los frenos. | El servofreno no toma depresión, el pedal se endurece. | Revisar la bomba de vacío o la depresión del colector de admisión y la válvula de cierre. |
| | Pastillas desgastadas que no apoyan bien en los discos y tambores. | Revisar los discos, y pastillas. Componente defectuoso se procede a su sustitución. |
| Frenado desigual (desequilibrado), el vehículo tiende a salirse de la trayectoria al frenar. | Émbolo de la pinza agarrotado. | Revisar los recorridos de los émbolos y pastillas. Sustituir en caso necesario. |
| | Correctores de frenada. | Verificar el funcionamiento del corrector. |
| | Válvulas dosificadoras de presión al eje trasero. | Verificar las válvulas y sustituir las defectuosas. |
| Pedal duro retraso aparente en la ayuda del servo con el motor en marcha. | Falta de vacío. Tubería obstruida. Fugas en las conexiones de las tuberías. Toma de aire del servo bloqueada. | Revisar y sustituir las tuberías |
| Acción lenta del servo. | Filtro o toma de aire obstruido. Conexiones o tuberías de vacío averiadas. | Revisar las conexiones de las tuberías. |
| Falta de ayuda en fuertes frenadas. | Escape de aire en el servo. Fugas de aire en el sistema. Válvula de retención averiada. | Revisar y sustituir la válvula de retención. |
| Perdidas de líquido. | Avería de las juntas o retenes del servofreno. Paredes interiores ralladas. | Reparar las juntas y sustituir los retenes. |
| El pedal retrocede. | Tuberías de entrada y salida conectadas erróneamente. Servofreno defectuoso. | Revisar las entradas y salidas de las tuberías del servo freno. |

Fuente: Autores

CAPÍTULO VI

6. PRESUPUESTO DE COSTOS.

Es un proceso mediante el cual se identifica los recursos necesarios para la realización de un proyecto. Con este análisis se determina la calidad y cantidad de los recursos necesarios. El análisis de costos no solo ayuda a determinar el costo del proyecto y su mantenimiento sino que sirve para para tomar la decisión de si es factible el proyecto.

6.1 Costos directos

Se pueden identificar directamente con un objeto de costos, es decir son los valores que se invirtieron en la implementación de los nuevos elementos en el vehículo en el cual se va a realizar la reingeniería, estos corresponden a materiales, la mano de obra, todos los equipos y maquinaria necesarios para la realización del proyecto.

Tabla 21. Costos directos

| Cantidad | Descripción | Costo Unitario [S] | Costo Total [S] |
|----------|--|--------------------|-----------------|
| 2 | Discos de freno | 45,00 | 90,00 |
| 2 | Mordaza Volkswagen Golf | 90,00 | 80,00 |
| 2 | Juegos de pastilla de freno | 25,00 | 50,00 |
| 2 | Manzana posterior | 45,00 | 90,00 |
| 2 | Puntas de eje | 30,00 | 60,00 |
| 2 | Construcción base del mordaza | 35,00 | 70,00 |
| 1 | Construcción base del freno de mano hidráulico | 30,00 | 30,00 |
| 1 | Cañerías, Ts y uniones | 60,00 | 60,00 |
| 1 | Freno de mano hidráulico | 150,00 | 150,00 |
| 1 | Válvula dosificadora | 80,00 | 80,00 |
| 1 | Galón de pintura (negro) | 30,00 | 30,00 |
| 1 | Manómetro de presión de 3000 psi | 85,00 | 85,00 |
| 4 | Neumáticos | 80,00 | 240,00 |
| 1 | Mano de obra | 800,00 | 800,00 |
| Total | | | 2 015,00 |

Fuente. Autores

6.2 Costos indirectos

Son aquellos costos que afectan al proceso productivo, por lo que no se puede asignar directamente, pero que no se incorporan físicamente al producto final, dichos costos

están vinculados al periodo productivo y no al producto terminado en nuestro caso el taller móvil.

Tabla 22. Costos indirectos

| Descripción | Costo [\$] |
|-------------------------------|-------------------|
| Documentación e investigación | 300,00 |
| Movilización y transporte | 200,00 |
| Total | 500,00 |

Fuente. Autores

6.3 Costos totales

Estos gastos son el resultado de la suma de todos los gastos que intervinieron en la realización del presente proyecto de tesis.

Tabla 23. Costos totales

| Descripción | Costo [\$] |
|--------------------|-------------------|
| Costos Directos | 2.015,00 |
| Costos Indirectos | 500,00 |
| Total | 2.515,00 |

Fuente. Autores

Luego de realizar en su totalidad el proyecto de tesis y respectivo análisis de costos se determinó que se obtuvo un ahorro de \$1 735,00 con respecto a lo planteado en el ante proyecto, debido a la optimización de materiales y equipos utilizados.

CAPITULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

7.1 Conclusiones

- Se ha realizado el redimensionamiento, la construcción y la implementación de un sistema de frenos posteriores de disco con freno de mano hidráulico para un vehículo de rally, mejorando la distancia de parada en un 20%, para obtener mayor maniobrabilidad y estabilidad del vehículo.
- Se realizó los respectivos cálculos en el sistema de frenos y las partes de redimensionamiento del sistema mediante fórmulas de diseño, en la cual se establecieron fuerzas, tiempos y distancias de parada que permitirán hacer una comparación de estos datos tanto en el sistema original como en el sistema modificado.
- Se verificó con el software MEF el estudio del comportamiento de los elementos del sistema implementado, para determinar si los elementos construidos y seleccionados soportan las cargas, esfuerzos, deformaciones y temperaturas a los que están sometidos, el disco con un factor de seguridad de 3,2098, la base de la mordaza con 15 y la base de la torre de freno de mano con 4,0631.
- Se construyó, implementó y ensambló todas las partes que conforman el sistema de frenos con mucha precaución, tomando en consideración los aprietes y torques exactos para cada elemento, quedando dicho sistema en óptimas condiciones para su desarrollo en competiciones de categoría rally.
- Se realizó y se verificó las pruebas de ruta en carretera de asfalto para determinar la distancia de parada, eficacia y eficiencia en el frenado, brindando absoluta seguridad y confiabilidad para el piloto, lo cual es muy indispensable en una competencia.

7.2 Recomendaciones

- Tomar las debidas precauciones necesarias, al momento de implementar el nuevo sistema de frenos usando ropa adecuada y tener precaución con el líquido de frenos ya que algunos son productos tóxicos cancerígenos y puede provocar una enfermedad laboral.
- Tener constancia que en vehículos de competición que son de velocidades altas el líquido de frenos pierde sus propiedades por la transferencia de calor, se aconseja dar revisiones periódicamente y seguir el mantenimiento del sistema de frenos después de cada competencia por seguridad.
- No trate de operar el vehículo hasta que el sistema se ha probado completamente en condiciones controladas en un lugar seguro después de hacer el proceso de purga, comprobar que no exista fugas en el sistema.
- Utilizar el sistema de frenos de mano solo cuando se lo requiera, ya que un uso excesivo derivará en un desgaste prematuro del disco y las pastillas.
- Difundir el proyecto a la colectividad universitaria y comunidad en general con el fin de que conozcan una alternativa valedera, y analizar la posibilidad de mejorar el mecanismo que reemplazará los sistemas de freno de tambor a sistemas de freno de disco, para reducir con esto aún más la distancia de parada.
- Para un futuro proceso similar al expuesto en este trabajo se recomienda tomar en cuenta el estudio profundo de las normas para la división del sistema de frenos y dar un paso más allá a la investigación y se estudie más a fondo temas que se ha resumido y que son muy importantes dentro del funcionamiento del prototipo.

BIBLIOGRAFÍA

ALONSO Cesár, Ferrero Miguel Angel. Electromecanica, Nuevas generaciones en los sistemas de frenado de los turismo (Equipo B). [En línea] Los Sauces, Benantes. [Citado el: 12 de 04 de 2014.]

<http://www.google.com.ec/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&ved=0CBwQFjAA&url=http%3A%2F%2Fwww.comforp.net%2Findex.php%2Fcomponent%2Frsfiles%2Fdescargar-archivo%2Farchivos.html%3Fpath%3Deditex%252Felectromecanica%252FSTF%252F2009-155-01-b.pdf&ei=BMA>.

ARROYO, Samuel y CORTES, Arturo. 2013. View/Open - Instituto Politécnico Nacional. [En línea] 17 de 10 de 2013. [Citado el: 10 de 12 de 2013.] tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/12641/1938%202013.pdf?...1.

CEAC, Grupo Editorial. 2003. *Manual Ceac del automóvil*. s.l. : Grupo Editorial Ceac, S.A, 2003.

GARCÍA LEÓN, Ricardo Andrés. 2014. Evaluacion del comportamiento de los frenos de disco de los vehículos a partir del análisis de la aceleración del proceso de corrosión. [En línea] 2014. [Citado el: 12 de 08 de 2014.] <http://repositorio.ufpso.edu.co:8080/dspaceufpso/bitstream/123456789/251/1/25724.pdf>

GARCÍA, Rubén y ESTREMER, Vanesa. 2014. frenos - Academica-e - Universidad Pública de Navarra. [En línea] 28 de 04 de 2014. [Citado el: 14 de 07 de 2014.] academica-e.unavarra.es/bitstream/handle/2454/15108/629221.pdf?...1.

J.P.HOLMAN. 2010. *Transferencia de calor*. 2010.

LILLO HARÚN, Sebastián Patricio. 2006. Universidad Austral de Chile - Tesis Electrónicas UACH. [En línea] 2006. [Citado el: 12 de 08 de 2014.] <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfci1729c/doc/bmfci1729c.pdf>.

MONCAYO, Ortiz Luis Fernando. 2004. Estudio Dinámico de los Frenos. [En línea] 2004. [Citado el: 12 de 08 de 2014.] <http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1132/3/CAPITULO%20II.pdf>.

PARERA, Albert Martí. 1993. *Manual de automocion-Frenos ABS*. 1993.

PÉREZ, Joaquin y MARTÍNEZ, Paulino. 2010. PROUPUESTA DE - Academica-e - Universidad Pública de ... [En línea] 15 de 09 de 2010. [Citado el: 4 de 11 de 2013.] <http://academica-e.unavarra.es/bitstream/handle/2454/1936/577125.pdf>.

POZO, Diego y QUINGLA, Carlos. 2010. FECYT 846 TESIS.pdf - Repositorio Digital UTN. [En línea] 2010. [Citado el: 20 de 09 de 2013.]
repositorio.utn.edu.ec/bitstream/.../499/3/FECYT%20846%20TESIS.pdf.

RIOFRIO PERÉZ, Luis Alejandro. 2009. escuela politécnica del ejército - Repositorio Digital ESPE. *escuela politécnica del ejército - Repositorio Digital ESPE*. [En línea] 14 de 01 de 2009. [Citado el: 22 de 07 de 2014.]
<http://repositorio.espe.edu.ec/bitstream/21000/2870/1/T-ESPEL-0574.pdf>.

RODRÍGEZ, Galbarro, Hermenegildo. 2014. Ingemecánica. *Ingemecánica*. [En línea] 2014. [Citado el: 20 de 11 de 2014.]
<http://ingemecanica.com/tutorialsemanal/tutorialn74.html#seccion3>.

SHIGUANGO, Javier y FARINANGO, Ángel. 2013. TESIS DE GRADO - DSpace ESPOCH - Escuela Superior. [En línea] 2013. [Citado el: 3 de 4 de 2014.]
<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/2288/1/65T00043.pdf>.

SUMBA TENEZACA, Xavier Alex. 2010. Diseño y construcción de un freno de estacionamiento. [En línea] 01 de 12 de 2010. [Citado el: 20 de 08 de 2013.]
dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1110/34/UPS-CT001985.pdf.

VELÁSQUEZ, Juan y CASTILLO, Cristian. 2012. Diseño, construcción e implementación de un sistema de ventilación para los discos de freno de un vehículo y sistema de control de temperatura. [En línea] 30 de 04 de 2012. [Citado el: 24 de 11 de 2014.]
dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/2135/13/UPS-CT002398.pdf.

VENEGAS TORO, William Ricardo. 2012. Repositorio Digital EPN - Escuela Politecnica Nacional. [En línea] 2012. [Citado el: 12 de 08 de 2013.]
<http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/7799/1/CD-4135.pdf>.

ZAPATA, Saddam José. 2013. universidad tecnologica equinoccial - Repositorio UTE. [En línea] 10 de 2013. [Citado el: 28 de 12 de 2013.]
repositorio.ute.edu.ec/bitstream/123456789/19909/1/58653_1.pdf.