



ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE CHIMBORAZO

FACULTAD DE MECÁNICA

ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SEGURIDAD AL FRENADO, EN UNA UNIDAD DE CARGA MUY LIVIANA PARA REDUCIR LA DISTANCIA DE FRENADO, ANTE EL RIESGO DE ACCIDENTES EN SITUACIONES DE EMERGENCIA.

LUIS ALBERTO REYES ESPINOZA

TRABAJO DE TITULACIÓN

TIPO: PROYECTO TÉCNICO

Previo a la obtención del título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

RIOBAMBA- ECUADOR

2018

ESPOCH

Facultad de Mecánica

**CERTIFICADO DE APROBACIÓN DEL TRABAJO
DE TITULACIÓN**

2017-06-23

Yo recomiendo que el trabajo de titulación preparado por:

LUIS ALBERTO REYES ESPINOZA

Titulado:

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SEGURIDAD AL FRENADO EN UNA
UNIDAD DE CARGA MUY LIVIANA, PARA REDUCIR LA DISTANCIA DE
FRENADO, ANTE EL RIESGO DE ACCIDENTES EN SITUACIONES DE
EMERGENCIA.”**

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

INGENIERO AUTOMOTRIZ

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

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

**Ing. Juan Carlos Castelo Valdivieso.
DIRECTOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN**

**Ing. Wilson Javier Villagrán Cáceres
ASESOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN**

ESPOCH

Facultad de Mecánica

EXAMINACIÓN DEL TRABAJO DE TITULACIÓN

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: LUIS ALBERTO REYES ESPINOZA

Título del trabajo de titulación: “IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE SEGURIDAD AL FRENADO EN UNA UNIDAD DE CARGA MUY LIVIANA, PARA REDUCIR LA DISTANCIA DE FRENADO, ANTE EL RIESGO DE ACCIDENTES EN SITUACIONES DE EMERGENCIA.”

Fecha de examinación: 2018-10-23

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Ing. Ángel Rigoberto Guamán Mendoza PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Juan Carlos Castelo Valdivieso DIRECTOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN			
Ing. Wilson Javier Villagrán Cáceres ASESOR DE TRABAJO DE TITULACIÓN			

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

Recomendaciones: _____

El presidente del tribunal certifica que las condiciones de la defensa se han cumplido.

Ing. Angel Rigoberto Guamán Mendoza
PRESIDENTE TRIB. DEFENSA

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de titulación que presento, 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 del autor. El patrimonio intelectual le pertenece a la escuela superior politécnica de Chimborazo.

Luis Alberto Reyes Espinoza
CI 150078886-2

DECLARACION DE AUTENTICIDAD

Yo, LUIS ALBERTO REYES ESPINOZA, declaro que el presente trabajo de titulación es de mi autoría y que los resultados del mismo son auténticos y originales. Los textos constantes en el documento que provienen de otra fuente están debidamente citados y referenciados.

Como autor asumo la responsabilidad legal y académica de los contenidos de este trabajo de titulación.

Luis Alberto Reyes Espinoza
CI: 150078886-2

DEDICATORIA

Dedico este logro obtenido a mi familia, por haberme brindado el apoyo incondicional en todo momento de tan anhelado sueño

A mi padre Luis Alberto Reyes que me supo apoyar moralmente y económicamente a lo largo de mi preparación académica y personal, a mi madre Eliza Espinoza Larco que fue un ayuda fundamental para poder alcanzar mis propósitos, con su frase especial “la mejor herencia que les puedo dejar es la educación, así que aprovechen al máximo hijos míos”.

A mis hermanos Elizabeth y Miguel que me dieron fuerzas para no rendirme a medio camino, con su constante motivación y apoyo incondicional, gracias a ellos logre mis objetivos planteados al principio de mi formación.

Por último, a todos los docentes que me supieron brindar valiosos conocimientos y enseñanzas a lo largo de mi carrera estudiantil, en especial a los ingenieros Juan Carlos Castelo y Javier Villagrán que me brindaron la ayuda necesaria para alcanzar mi tan anhelada meta.

Luis Alberto Reyes Espinoza.

AGRADECIMIENTO

Agradezco a mis padres Luis Alberto Reyes y Eliza Espinoza por todo el apoyo que me brindaron para lograr mi sueño de ser ingeniero automotriz.

Quiero dar un agradecimiento especial a la escuela superior politécnica de Chimborazo y a la carrera de ingeniería automotriz por promover los conocimientos necesarios para la formación personal y académica de todos los estudiantes del país.

Por último, agradezco a todos los docentes que me supieron brindar valiosos conocimientos y enseñanzas a lo largo de mi carrera estudiantil, en especial a los ingenieros Juan Carlos Castelo y Javier Villagrán que me brindaron la ayuda necesaria para alcanzar mi tan anhelada meta.

Luis Alberto Reyes Espinoza

CONTENIDO

RESUMEN

ABSTRACT

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO I

1.MARCO REFERENCIAL

1. Antecedentes	1
1.1 Planteamiento del problema.....	2
1.2 Justificación	3
1.3 Objetivos	4
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	4
1.3.2 <i>Objetivos Específicos</i>	4
1.4 Metodología.....	5
1.5 Flujograma para la implementación de dispositivo de seguridad al frenado.	5

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Unidades de carga muy livianas	6
2.2 Seguridad pasiva	6
2.3 Seguridad activa.....	6
2.4 Sistema de Frenos	7
2.5 Cualidades del sistema de frenos	7
2.6 Sistemas de frenado	8
2.6.1 <i>Frenos de tambor</i>	8
2.6.2 <i>Tambor</i>	9
2.6.3 <i>Zapatas</i>	10
2.6.4 <i>Disco porta freno</i>	11
2.6.5 <i>Funcionamiento básico del freno de tambor</i>	13
2.7 Tipos de freno de tambor	13
2.7.1 <i>Frenos de tambor simplex</i>	13
2.7.2 <i>Frenos de tambor dúplex</i>	14
2.7.3 <i>Depósito de líquido</i>	15
2.8 Reguladores de frenada.....	15

2.8.1 Reductor de presión dependiente de la carga	16
2.8.2 Reductor de presión dependiente de la presión	16
2.8.3 Reductores de presión dependientes de la deceleración	17
2.8.4 Tuberías y latiguillos	17
2.9 Homologación de los vehículos de turismo en lo relativo al frenado.....	18
2.10 Ensayos de frenado y eficacia de los sistemas de frenado.....	18
2.11 Distancia de frenado	19
2.12 Ensayo del tipo 0 (ensayo ordinario de eficacia, con frenos en frío).....	19
2.13 Ensayo del tipo I (ensayo de pérdida y recuperación de eficacia.....)	20
2.13.1 Procedimiento de calentamiento	20
2.13.2 Eficacia en caliente.....	21
2.14 Eficacia de los sistemas de frenado	21
2.15 Distancias y tiempos de frenado	22
2.16 Características de los materiales de fricción.....	23
2.16.1 Material del forro	23
2.16.2 Composición de los materiales de fricción.....	23
2.17 Fuerzas que actúan sobre un vehículo.	24
2.18 Fuerza de inercia.....	26

CAPÍTULO III

3. CÁLCULOS NECESARIOS PARA EL DISEÑO

3.1 Cálculo de los momentos de las fuerzas de fricción.....	29
3.2 Cálculo del momento de las fuerzas normales.....	31
3.3 Cálculo de la fuerza de accionamiento.	33
3.4 Cálculo del par de torsión en la zapata derecha.....	33
3.5 Cálculo del par de torsión en la zapata izquierda	35
3.6 Cálculo de la capacidad de frenado	38
3.7 Valores de eficacia mínimos de frenado	38
3.8 Diseño y análisis estructural de la barra de tiro.	39
3.8.1 Selección del material.....	40
3.9 Mallado	43
3.10 Aplicación de las fuerzas.	44
3.11 Deformación total	45

3.12 Esfuerzo equivalente.....	46
3.13 Conjunto zapatas y tambor	46
3.14 Circuito hidráulico	47
3.14.1 <i>Válvula reguladora de caudal</i>	47
3.15 Circuito de luz indicadora de accionamiento del freno de mano.....	48
3.12 Construcción e implementación del dispositivo de seguridad al frenado.....	50
3.13 Lista de piezas e instrumentos	50

CAPÍTULO IV

4. REALIZACIÓN DE LAS PRUEBAS DE FRENADO

4.1 Distancia de frenado	53
4.2 Preparación del vehículo y el remolque de prueba	53
4.3 Estado de los neumáticos.....	53
4.4 Peso del vehículo, del remolque y ocupantes.	54
4.5 Selección de la superficie de pruebas	55
4.6 Calibración del dispositivo de frenado	55
4.6.1 <i>Herramientas y materiales para la calibración</i>	55
4.6.2 <i>Procedimiento para la calibración del sistema de frenos.</i>	56
4.7 Valores obtenidos de las pruebas de frenado sin el uso del dispositivo y el remolque descargado.	57
4.8 Valores de las pruebas de frenado de 50 km/h a 0 km/h.	57
4.9 Valores de las pruebas de frenado de 70 km/h a 0 km/h.	58
4.10 Valores de las pruebas de frenado de 100 km/h a 0 km/h.	58
4.11 Valores de eficacia en frío y en caliente.	59
4.12 Valores obtenidos de las pruebas de frenado con el uso del dispositivo de frenado y el remolque descargado.	61
4.12.1 <i>Valores de las pruebas de frenado de 50 km/h a 0 km/h.</i>	61
4.12.2 <i>Valores de las pruebas de frenado de 70 km/h a 0 km/h.</i>	62
4.12.3 <i>Valores de las pruebas de frenado de 100 km/h a 0 km/h.</i>	62
4.13 Valores obtenidos de las pruebas de frenado sin el uso del dispositivo de frenado y el remolque cargado a 250 kg y a 500 kg.	63
4.13.2 <i>Pruebas de 70 km/h a 0 km/h con 250kg.</i>	63
4.13.3 <i>Pruebas de 50 km/h a 0 km/h con 500kg de carga.</i>	64
4.13.4 <i>Pruebas de 70 km/h a 0 km/h con 500kg de carga.</i>	64

4.14 Valores obtenidos de las pruebas de frenado con el uso del dispositivo de frenado y el remolque cargado a 250kg y a 500kg.	65
4.14.1 <i>Pruebas de 50 km/h a 0 km/h con 250kg.</i>	65
4.14.2 <i>Pruebas de 50 km/h a 0 km/h con 500 kg.</i>	65
4.14.3 <i>Pruebas de 70km/h a 0 km/h con 250 kg.</i>	66
4.14.4 <i>Pruebas de 70 km/h a 0 km/h con 500 kg.</i>	66

CAPÍTULO V

5.RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Conclusiones	74
Recomendaciones	76

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.2 Zapatas, actuador hidráulico, tambor	9
Figura 2.2 Tambor	9
Figura 3.2 Zapatas	11
Figura 4.2 Vista frontal disco porta freno.....	11
Figura 5.2 Actuador Hidráulico.....	12
Figura 6.2 Tensor Automático.....	12
Figura 7.2 Frenos de tambor simplex	14
Figura 8.2 Frenos de tambor dúplex.....	14
Figura 9.2 Depósito de líquido	15
Figura 10.2 Reductor de presión.....	16
Figura 11.2 Reductor de presión.....	17
Figura 12.2 Actuador corrector de frenada.....	17
Figura 13.2 Latiguillos de caucho	18
Figura 14.2 Tuberías y latiguillos.....	18
Figura 15.2 Distancias y tiempos de frenado.....	22
Figura 16.2 Diagrama de un cuerpo libre.....	25
Figura 17.2 Fuerza de inercia	26
Figura 18.3 Dimensiones de la zapata	27
Figura 19.3 Geometría de una zapata interna de fricción.....	28
Figura 20.3 Triángulo formado por el punto de apoyo de la zapata y su centro.....	29
Figura 21.3 Sección del tubo cuadrado.....	42
Figura 22.3 Propiedades del material.....	42
Figura 23.3 Barra de tiro en SolidWorks.....	43
Figura 24.3 Geometría importada a ANSYS.....	43
Figura 25.3 Mallado.....	44
Figura 26.3 Aplicación de fuerzas.....	45
Figura 27.3 Deformación total.....	45
Figura 28.3 Esfuerzo máximo de fluencia.....	46
Figura 29.3 Conjunto zapatas, tambor, regulador y muelles.....	46
Figura 30.3 Circuito hidráulico.....	47
Figura 31.3 Circuito de luz indicadora de accionamiento del freno de mano.....	48
Figura 32.3 Conector hembra	49
Figura 33.3 Conector macho.....	49
Figura 34.3 Barra de tiro.....	50
Figura 35.3 Conjunto de freno.....	51
Figura 36.3 Accesorios frontales	52
Figura 37.3 Barra de tiro.....	52
Figura 38.3 Vía a Cajabamba comunidad Gatazo Chico.....	55
Figura 39.4 Calibración de las zapatas	56
Figura 40.4 Distancia de frenado.....	58
Figura 41.4 Recolección de datos de las temperaturas.....	59

Figura 42.4 Remolque con 250 kg de carga	67
Figura 43.4 Recolección de datos de las pruebas de frenado	68
Figura 44.5 Resultados de las pruebas dinámicas sin carga en el remolque	69
Figura 45.5 Resultados de las pruebas dinámicas con 250 kg de carga	70
Figura 46.5 Resultados de las pruebas dinámicas con 500 kg de carga	71
Figura 47.5 Cuadro comparativo de variables	72
Figura 48.5 Cuadro comparativo de acuerdo a la temperatura de los frenos.....	73

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-2: Condiciones de calentamiento.....	20
Tabla 2-2: Condiciones de ensayo	21
Tabla 3-2: Materiales de fricción.....	24
Tabla 4-3: Características físicas perfil cuadrado.....	40
Tabla 5-3: Características mecánicas perfil cuadrado	41
Tabla 6-3: Tubería estructural cuadrada	41
Tabla 7-3: Tipos de evaluación de malla	44
Tabla 8-3: (Continua) Conexión y colores de cables.....	48
Tabla 9-4: Estado de los neumáticos	53
Tabla 10-4: Pesos y capacidad del vehículo	54
Tabla 11-4: Pesos y capacidad del remoque	54
Tabla 12-4: Peso de las personas	54
Tabla 13-4: Distancias de frenado de 50 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenado	57
Tabla 14-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenado.	58
Tabla 15-4: Distancias de frenado de 100 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenado.	59
Tabla 16-4: (Cotinua) Distancias de frenado de 50 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenado.	61
Tabla 17-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenado.....	62
Tabla 18-4: (ontinua) Distancias de frenado de 100 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenado.	62
Tabla 19-4: Distancia de frenado sin el dispositivo de frenado de 50 km/h a 0 km/h con 250 kg de carga en el remolque.	63
Tabla 20-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenos en el remolque y a 250 kg de carga.	64
Tabla 21-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenos en el remolque y a 500 kg de carga.	64
Tabla 22-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenos en el remolque y a 500 kg de carga.	65
Tabla 23-4: Distancias de frenado de 50 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenos en el remolque y a 250 kg de carga.	65
Tabla 24-4: Distancias de frenado de 50 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenos en el remolque y a 500 kg de carga.	66
Tabla 25-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenos en el remolque y a 250 kg de carga.	66
Tabla 26-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenos en el remolque y a 500 kg de carga.	67

RESUMEN

En el presente proyecto se realizó el diseño, construcción e implementación de un sistema de seguridad al frenado en unidades de carga muy liviana para incorporar un mecanismo de freno de inercia a la unidad de carga muy liviana. Inicialmente, se desarrolló un estudio a los productores de este tipo de vehículos en la localidad, obteniendo como resultados, que no existe ningún tipo de dispositivo de asistencia que controle el frenado en la unidad de carga muy liviana (remolque) de hasta 750 kg incluido el peso del remolque. Se realizó la implementación de este sistema de seguridad porque las unidades de carga muy liviana se encuentran en mayor crecimiento ya que son utilizadas por personas, que no poseen un vehículo adecuado para el transporte de carga, estas unidades son usadas para el transporte de mercancías o a su vez como remolques de comida. Se utilizó este tipo de dispositivo para salvaguardar la seguridad en el transporte de estos vehículos ya que, sin su uso, aumenta la probabilidad de sufrir un accidente y además de averías en el vehículo tractor. El costo beneficio de la implementación del sistema es del 90% menos en relación a sufrir un accidente con pérdidas humanas. La reducción en la distancia de frenado es de 49,83%, a la velocidad máxima de circulación (70 km/h), para un vehículo que arrastra un remolque, y con una carga máxima de 500 kg. Con una carga 250 kg y a 70 km/h la reducción es del 50,12% y sin carga en el remolque es del 49,94%. Lo cual arrojó un promedio del 49,96 % de reducción en la distancia de frenado con el uso de este dispositivo de seguridad al frenado implementado en la unidad de carga muy liviana. El diseño e implementación del sistema de seguridad al frenado en los remolques, según los estudios realizados son los adecuados de acuerdo a los requerimientos del reglamento N° 13 de la Unión Europea, en la reducción de la distancia de frenado y eficiencia en caliente de los frenos en condiciones de emergencia. La investigación sugiere mejorar el accionamiento del sistema con ayuda electrónica y la incorporación del sistema ABS para remolques.

PALABRAS CLAVES: <TECNOLOGÍA Y CIENCIAS DE LA INGENIERÍA>, <SISTEMA DE SEGURIDAD AL FRENADO>, <REMOLQUES>, <VEHÍCULO TRACTOR>, < FRENO DE INERCIA>, <UNIDAD DE CARGA MUY LIVIANA>.

ABSTRACT

In the present Project, the design, construction and implementation of a braking safety system was carried out in very light load units to incorporate an inertia brake mechanism to the very light load unit. Initially, a study was developed to the producers of this type of vehicle in the locality, obtaining as a result, that there is no type of assistance device that controls the braking in the light load unit (trailer) of up 750 kg including the trailer weight. The implementation of this security system was carried out because the light load units are in greater growth since they are used by people, who do not have a suitable vehicle for transport of cargo, these units are used for the transport of goods or turn as food trailers. This type of device was used to safeguard the transport safety of these vehicles since, without their use, it increases the probability of suffering an accident and in addition to faults in the tractor vehicle. The cost benefit of the implementation of the system is 90% less in relation to suffer an accident with human losses. The reduction in the braking distance is 49,83 %, at the maximum speed of circulation (70 km/h), for a vehicle towing a trailer, and with maximum load of 500 kg. With a load of 250 kg and at 70 km/h the reduction is 50,12 % and without load on the trailer is 49,94 %. Which gave an average of 49,96 % reduction in braking distance with the use of this braking safety device implemented in the very light load unit. The design and implementation of the braking safety system in the trailers, according to the studies carried out, are adequate according to the requirements of regulation N° 13 of the European Union, in the reduction of the braking distance and hot efficiency of the brakes in emergency conditions. The research suggests improving the operation of the system with electronic assistance and the incorporation of the ABS system for trailers.

KEYWORDS: <TECHNOLOGY AND SCIENCE OF ENGINEERING >, <BRAKING SAFETY SYSTEM >, <TRAILERS >, <TRACTOR VEHICLE >, <BRAKE OF INERTIA>, <VERY LIGHT CARGO UNIT>.

INTRODUCCIÓN

En la actualidad las unidades de carga muy liviana estipulada en la norma NTE-INEN 2656, no cuentan con un sistema de seguridad al frenado lo cual en condiciones de emergencia pueden resultar, en un peligro eminente para los ocupantes del vehículo tractor, y además de los otros usuarios con los que comparten vía, reduciendo la seguridad vial en el país. El presente trabajo de investigación pretende solucionar la problemática de la inexistencia de un sistema de seguridad al frenado de unidades de carga muy liviana de hasta 750kg de capacidad de carga incluido en peso del remolque.

Este tipo de dispositivo es automático y auto regulable, además de ello se puede regular de acuerdo a las condiciones de carga que el usuario así lo considere, es confiable y de mantenimiento fácil, para que a los frenos del vehículo no afecte en su mantenimiento regular, es decir que un vehículo que utiliza este tipo de dispositivo sea cual sea la carga que lleve en el remolque no sobrecarga el sistema de frenos del vehículo.

Por la mayor influencia que existe al frenado de un vehículo acoplado con una unidad de carga muy liviana, se reduce la eficiencia en el sistema de frenos del vehículo tractor, e incide directamente en la distancia de frenado, esto ante una situación de emergencia puede ocasionar daños materiales e inclusive vidas de usuarios de las vías del país.

Para reducir la accidentabilidad se propone la creación de un sistema de seguridad al frenado enfocado a las unidades de carga muy liviana para salvaguardar la vida de las personas que ocupan este tipo de unidades para transporte de mercancías, motocicletas, karting, cuadriciclos entre otros que no superen 750 kg.

CAPÍTULO I

1. Antecedentes

En la actualidad las unidades de carga muy liviana estipulada en la norma NTE-INEN 2656, no cuentan con un sistema de seguridad al frenado lo cual en condiciones de emergencia pueden resultar, en un peligro eminente para los ocupantes del vehículo que lo remolca, y además de los otros usuarios con los que comparten vía, reduciendo la seguridad vial en el país.

La construcción del este tipo de unidades de carga es sin ningún tipo de regularización, es un vehículo más en la vía por ende se ha planteado la construcción e implementación del sistema de seguridad al frenado en este tipo de unidades.

Este tipo de dispositivo es automático y auto regulable, además de ello se puede regular de acuerdo a las condiciones de carga que el usuario así lo considere, es confiable y de mantenimiento fácil, para que a los frenos del vehículo no afecte en su mantenimiento regular, es decir que un vehículo que utiliza este tipo de dispositivo sea cual sea la carga que lleve en el remolque no sobrecarga el sistema de frenos del vehículo.

La finalidad del diseño y construcción de este dispositivo de seguridad es reducir los posibles accidentes que se pudieran ocasionar, por la sobre carga de los vehículos usando remolque que no tengan un sistema de frenado en sus ejes motrices, además de reducir las distancias de frenado en las diferentes cargas del remolque.

1.1 Planteamiento del problema

El problema surge de una experiencia personal, conducía un vehículo con un remolque (unidad de carga muy liviana) y en una pendiente pronunciada los frenos del vehículo se recalentaron y fallaron al terminar la pendiente, tuve suerte se puede decir, que no ocasiono ningún de accidente.

Por la mayor influencia que existe al frenado de un vehículo acoplado con una unidad de carga muy liviana, se reduce la eficiencia en el sistema de frenos del vehículo tractor, e incide directamente en la distancia de frenado, esto ante una situación de emergencia puede ocasionar daños materiales e inclusive vidas de usuarios de las vías del país.

La carga extra al vehículo tractor ocasiona mayor desgaste en sus frenos y un prematuro mantenimiento correctivo.

1.2 Justificación

En la actualidad las unidades de carga muy liviana estipulada en la norma NTE-INEN 2656, no cuentan con un sistema de seguridad al frenado lo cual en condiciones de emergencia pueden resultar, en un peligro eminente para los ocupantes del vehículo tractor, y además de los otros usuarios con los que comparten vía, reduciendo la seguridad vial en el país. El presente trabajo de investigación pretende solucionar la problemática de la inexistencia de un sistema de seguridad al frenado de unidades de carga muy liviana de hasta 750kg de capacidad de carga incluido en peso del remolque.

Tomando como referencia la accidentabilidad en el país en base a la agencia Nacional de tránsito del Ecuador en un informe presentado de lesionados a nivel nacional del mes de diciembre del 2016, se cuenta con un total de personas lesionadas entre diciembre del 2015 y diciembre del 2016, existe una totalidad de 2128 personas lesionadas entre accidentes de tránsito de buses tipo interprovincial y vehículos privados.

La accidentabilidad en el país es alta de otros tipos de vehículos, pero no existen datos que comprueben la ocurrencia de un accidente con unidades de carga muy liviana, que no consten datos en la agencia nacional de tránsito no quiere decir que no existan accidentes con estas unidades de carga muy liviana. La accidentabilidad en el país es alta de otros tipos de vehículos, pero no existen datos que comprueben la ocurrencia de un accidente con unidades de carga muy liviana.

Al existir una gran acogida de personas que requieren usar estas unidades en el país y al no existir una normativa vigente que regule un sistema de seguridad al frenado con lo cual aumenta el riesgo de sufrir y ocasionar un accidente.

Para reducir la accidentabilidad se propone la creación de un sistema de seguridad al frenado enfocado a las unidades de carga muy liviana para salvaguardar la vida de las personas que ocupan este tipo de unidades para transporte de mercancías, motocicletas, karting, cuatriciclos entre otros que no superen 750 kg.

Este trabajo de investigación contribuye a la seguridad vehicular, y a la reducción de mantenimiento correctivo al vehículo tractor.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general

Implementar un sistema de seguridad al frenado en una unidad de carga muy liviana, mediante el diseño y construcción del dispositivo de seguridad, para reducir la distancia de frenado, ante el riesgo de accidentes en situaciones de emergencia.

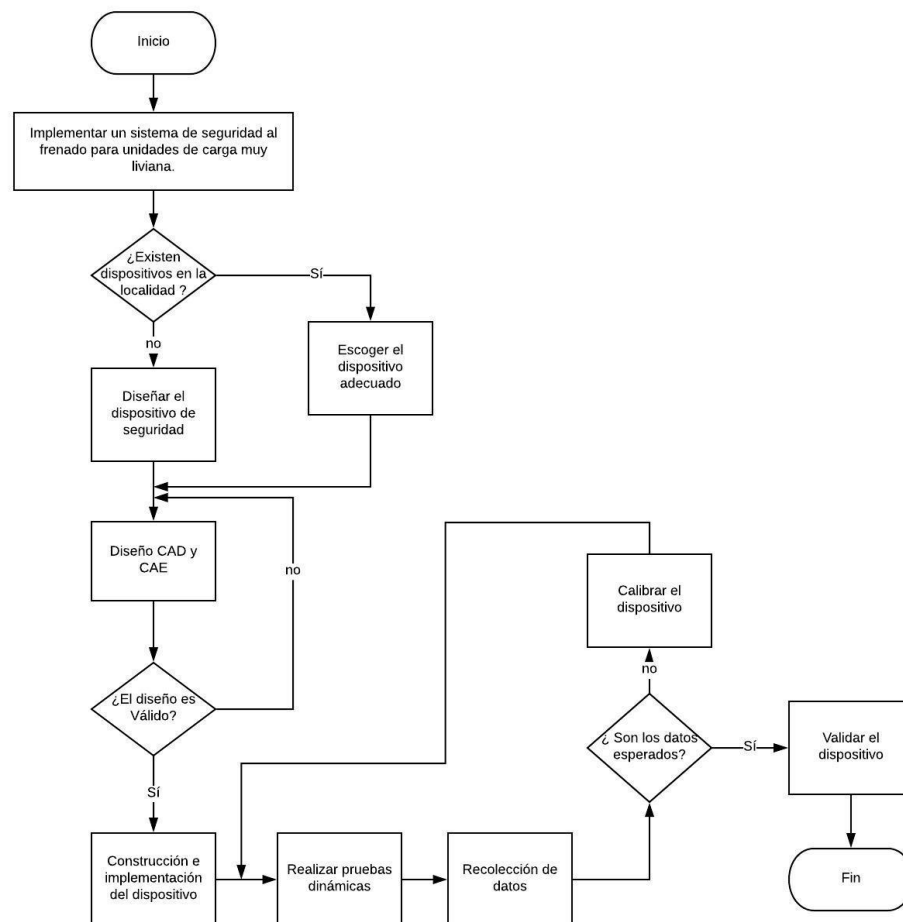
1.3.2 Objetivos Específicos

- Analizar la existencia de dispositivos de seguridad al frenado usados para las unidades de carga muy liviana, mediante el uso de encuestas a los fabricantes de las unidades de carga, con el fin escoger un dispositivo de seguridad adecuado que se adapte a las unidades de carga que fabrican los productores de la localidad.
- Diseñar un dispositivo de seguridad (freno de inercia) y analizar su comportamiento, con ayuda de software CAD y CAE, para validar el diseño y enmendar posibles errores.
- Construir e implementar el freno de inercia a la unidad de carga muy liviana, mediante procesos de manufactura y modificaciones al remolque, para acoplar en la unidad de carga el dispositivo de frenado.
- Realizar pruebas dinámicas con y sin el dispositivo de frenado en la unidad de carga muy liviana, a través de un ciclo de conducción para obtener datos y calibrar el sistema de frenado en la unidad de carga.

1.4 Metodología

En el presente proyecto se utilizará una metodología bibliográfica, para considerar los datos técnicos de la implementación de un sistema de seguridad al frenado de unidades de carga muy liviana. Mediante el método de proyectos especiales se utilizará un software CAD para realizar un diseño de forma virtual de la geométrica del prototipo de acuerdo a las características de funcionamiento del sistema. Para la simulación de carga se utilizará un software CAE donde se realizará pruebas aproximadas de funcionamiento para obtener datos que me ayudaran a interpretar los tipos y fuerzas que actúan en el prototipo.

1.5 Flujograma para la implementación de dispositivo de seguridad al frenado para unidades de carga muy liviana.



Fuente: Autor

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Unidades de carga muy livianas

En la norma técnica ecuatoriana NTE INEN 2656 especifica que es un vehículo diseñado para transportar mercancías sin autopropulsión, pudiendo ser tipo remolque o remolque de eje balanceado o semirremolque (furgón, plataforma, tolva, tanquero, otros).

Los remolques ligeros son aquellos cuya masa máxima autorizada (MMA) es inferior o igual a 750 kilogramos y para circular no precisan permiso de circulación ni matrícula propia, aunque sí la del vehículo tractor; tampoco necesitan un seguro independiente. (Samartin, 2017)

Una unidad de carga muy liviana no debe superar los 750kg de peso.

2.2 Seguridad pasiva

La seguridad pasiva está conformada por los elementos, mecanismos o dispositivos que entran en funcionamiento en el momento que se produce una colisión o un accidente.

Entre los que destacan el diseño de la carrocería-bastidor por la absorción de los golpes, cinturón de seguridad, airbags, etc., protegiendo al conductor y acompañantes al momento de una colisión. (Jesús Calvo Martin, 1997)

2.3 Seguridad activa

La seguridad activa es aquella que busca evitar situaciones de riesgo generando un menor porcentaje de peligro de accidentes, dentro de la seguridad activa intervienen sistemas como antibloqueo de frenos, sistemas de control de tracción, suspensiones controladas, sistemas de dirección, neumáticos apropiados, etc., generando que por todos los medios se evite situaciones de peligro; dentro de esta categoría encontramos también todos los sistemas que se encargan de mantener al conductor alerta y evitar el cansancio como asientos regulables y

sistemas que ayudan a conocer el estado del vehículo y la carretera tales como limpiaparabrisas, potentes faros, etc. (Jesús Calvo Martín, 1997)

2.4 Sistema de Frenos

La finalidad de los frenos en un automóvil es la de conseguir detener o aminorar la marcha del mismo. La energía cinética que desarrolla el vehículo tiene que ser absorbida, en su totalidad o en parte, por medio de rozamiento, es decir, transformándola en calor.

Para ello se equipa al vehículo con una serie de mecanismos que se encargan de conseguirlo, permitiendo realizarlo en las mejores condiciones de seguridad: tiempo y distancia mínimos, conservación de la trayectoria del vehículo, con una frenada proporcional, en diversas condiciones de carga. Ahora bien, hemos de tener en cuenta que, si el proceso de frenada se realiza muy bruscamente, las ruedas se bloquean y se desplazan sin girar, provocando una pérdida de adherencia y por lo tanto se producirá un derrape. (Gil, 2002)

El sistema de frenos debe ser capaz de proporcionar una fuerza de frenado lo más enérgica posible para conseguir una distancia de parada reducidas sin que por ello se produzca en ningún caso el bloqueo de ninguna rueda mientras el vehículo está en movimiento. (Orosco, 2008).

2.5 Cualidades del sistema de frenos

El sistema de frenos debe cumplir una serie de cualidades tales como:

Progresividad: la frenada debe ser regular y proporcional al esfuerzo realizado.

Eficacia: el sistema de frenos debe ser capaz de detener el vehículo sin la aplicación de un gran esfuerzo sobre el pedal de frenos, además, durante la frenada no deben producirse pérdidas de trayectoria (dentro de unos márgenes de trabajo) y las distancias de parada deben ser razonables.

Seguridad: los vehículos deben disponer de dos dispositivos, uno de ellos denominado freno de servicio, y otro freno de mano o de socorro que deben ser capaces de detener al vehículo en movimiento y de mantenerlo detenido con una pendiente mínima del 18%. Además, el

sistema de frenos de servicio debe disponer de dos circuitos independientes para que en caso de que se produzca una avería de una de las ruedas el vehículo no se quede totalmente sin frenos.

Regularidad: el sistema de frenos debe ser previsible para el conductor en todo momento con independencia de las condiciones de trabajo. (Orosco, 2008)

2.6 Sistemas de frenado

La seguridad de los vehículos en la actualidad depende en su gran mayoría de la eficacia en los frenos.

Existiendo diferentes tipos de sistemas de frenado:

Frenos de Tambor.

Frenos de Disco

Normalmente los vehículos tienen dos tipos de freno por un lado el freno de servicio que se acciona desde el pedal de freno y su función de reducir la velocidad del vehículo o detenerlo y el freno de estacionamiento, su función es la de mantener parado al vehículo cuando el conductor no se encuentre en su interior. (ÁGUEDA CASADO, y otros, 2011)

2.6.1 Frenos de tambor

Este tipo de frenos se utiliza exclusivamente en las ruedas traseras de algunos automóviles puesto que hay una gran parte de vehículos que utilizan frenos de disco en todas las ruedas. Su uso está más generalizado en los vehículos industriales. Presenta la ventaja de poseer una gran superficie de freno, sin embargo, disipa con dificultad el calor generado por la frenada, por lo que, en situaciones que no requieran una gran presión de frenada resulta muy eficaz (frenos traseros). (Orosco, 2008)

Están constituidos por los siguientes elementos:

- Un tambor unido al buje del que toma el movimiento.

- Un disco porta freno fijo donde se alojan las zapatas. Un juego de zapatas que son los elementos que rozan con el tambor para disminuir su velocidad y por lo tanto la de la rueda.
- Un sistema de ajuste automático.
- Un actuador hidráulico.
- Muelles de recuperación.

Figura 1.2 Zapatas, actuador hidráulico, tambor



Fuente: (Orosco, 2008)

2.6.2 Tambor

El tambor gira solidario a la rueda, es en él donde se produce el rozamiento con las zapatas que constituyen la parte fija del sistema. Suele estar fabricado de hierro fundido y puede disponer de aletas u orificios de refrigeración. La superficie interior lleva un mecanizado fino para el acoplamiento de las zapatas.

Figura 2.2 Tambor



Fuente: (Orosco, 2008)

2.6.3 Zapatas

Se sujetan en el disco porta frenos. Están compuesto por un soporte fabricado en acero o aleación ligera en forma de media luna donde van fijados, a través de remaches o pegados, los forros de freno que conforman la superficie que entra en contacto con el tambor (más conocidos como ferodos), tienen la misma forma de media luna que la zapata.

Son accionadas por el bombín de freno para que entren en contacto con el tambor.

Deben reunir una serie de cuales para ser efectivas durante su funcionamiento tales como:

- Equilibrio entre resistencia a la abrasión y al desgaste.
- Resistencia al cizallamiento y golpe para que durante su funcionamiento no se produzcan deformaciones ni desprendimiento de material.
- Estabilidad térmica.
- Permitir una cierta compresibilidad que haga que el material absorba vibraciones e irregularidades de la superficie con la entrará en contacto.
- Coeficiente de fricción adecuado y estable al trabajo. (Rango de temperaturas y presiones a las que va a estar sometido).
- Dilatación de materiales prácticamente nula.
- Durabilidad razonable.

Los forros de las zapatas están fabricados por compuestos complejos a base de fibras, carga minerales, lubricantes, materiales orgánicos y abrasivos.

Las fibras representan el armazón y a través de sus ramificaciones se van uniendo al resto de los elementos. Normalmente se utilizan fibras sintéticas y minerales entre las que se encuentran la fibra de vidrio, de aramidas, lana de roca, etc.

A partir del año 2004, la normativa europea prohíbe la utilización de materiales pesados en los, materiales de fricción por los efectos nocivos que pueden ocasionar en el medio ambiente. (Orosco, 2008)

Figura 3.2 Zapatas

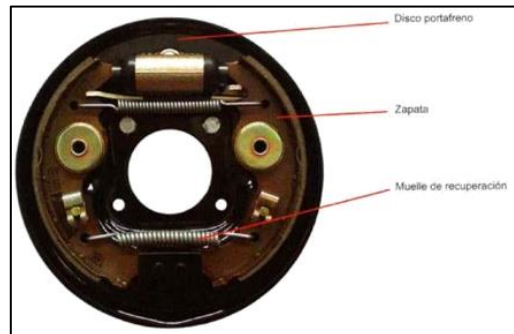


Fuente: (Orosco, 2008)

2.6.4 Disco porta freno

Consiste en un soporte normalmente de chapa sobre el que van montados todos los elementos del freno de tambor.

Figura 4.2 Vista frontal disco porta freno



Fuente: (Orosco, 2008)

2.6.5 Actuador hidráulico

Normalmente es conocido con el nombre de bombín de freno. Consiste en un cilindro por cuyo interior se desplazan dos pistones.

Cada pistón dispone de un retén para evitar fugas en el circuito hidráulico, a su vez en el extremo del pistón se sitúa un guardapolvo para evitar que entre suciedad en el interior del actuador. Normalmente entre los dos pistones se aloja un muelle para mantenerlos en contacto continuo con las zapatas. En el cuerpo del actuador está roscada la tubería de presión del circuito, y el purgador para expulsar el aire del circuito.

Funcionamiento básico.

Cuando el conductor pisa el pedal de freno, la presión hidráulica generada en el circuito desplaza los pistones longitudinalmente y estos a su vez empujan las zapatas de freno contra el tambor produciendo la frenada de la rueda. (Orosco, 2008)

Figura 5.2 Actuador Hidráulico



Fuente: (Orosco, 2008)

2.6.6 Tensor automático

Es un sistema de ajuste automático que va aproximando las zapatas al tambor a medida que se van desgastando.

El tensor automático consta de un bastado y una rueda dentada, que con la ayuda de una pestaña acciona al tornillo de la regulación, el cual permite que se abran más las zapatas rozando más con el tambor en movimiento.

Esta regulación permite que el sistema de freno funcione correctamente durante su uso y desgaste.

Figura 6.2 Tensor Automático



Fuente: (Orosco, 2008)

2.6.7 Funcionamiento básico del freno de tambor

Cuando se acciona el pedal de freno, se crea una presión en el circuito hidráulico producida por la presión que ejerce el pedal sobre la bomba de frenos. Esta presión generada en el circuito provoca el desplazamiento de los pistones del bombín hacia el exterior, empujando a las zapatas contra el tambor limitando su giro y en consecuencia disminuyendo la velocidad del vehículo. Cuando el pedal de freno deja de ser accionado, los muelles de recuperación tiran las zapatas hasta situarlas en la posición más aproximada posible al tambor sin rozar con él. A medida que las zapatas se van desgastando, la posición del tensor automático se va modificando para impedir que las zapatas retornen a su posición original y mantenerlas lo más cercanas posibles al tambor sin llegar a rozar. (Orosco, 2008)

2.7 Tipos de freno de tambor

Según el posicionamiento de las zapatas y del número y posicionamiento de los actuadores hidráulicos, los frenos de tambor se pueden clasificar en diferentes tipos:

- Frenos de tambor simplex
- Frenos de tambor dúplex

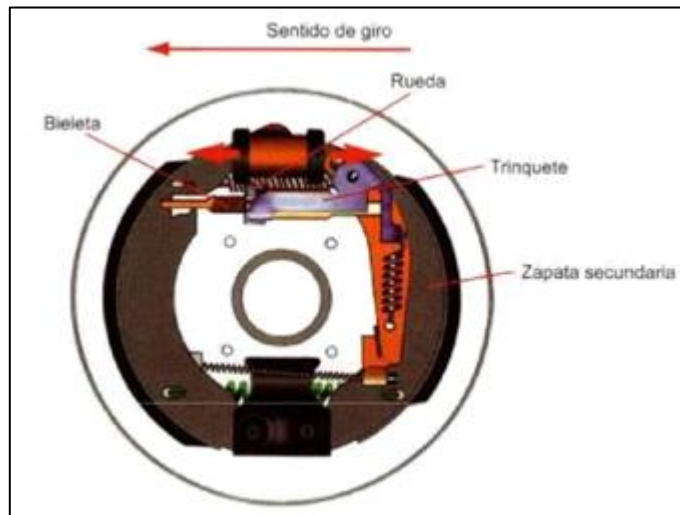
2.7.1 Frenos de tambor simplex

El sistema simplex es el, más utilizado en los vehículos turismos, se caracteriza porque las disponen de un punto de apoyo fijo sobre el que pivotan al ser accionadas.

El sistema va provisto de un bombín de freno de doble pistón.

Por una cuestión constructiva, el sistema dispone de una zapata principal y otra secundaria. Cuando se acciona el pedal de freno, en la zapata principal, el giro del tambor provoca su enclavamiento aumentando la presión de frenado mientras que, en la zapata secundaria, el giro del tambor provoca su rechazo obteniendo como consecuencia una menor presión de frenada. Ello lleva consigo que la presión de contacto es distinta en ambas zapatas. (Orosco, 2008)

Figura 7.2 Frenos de tambor simplex

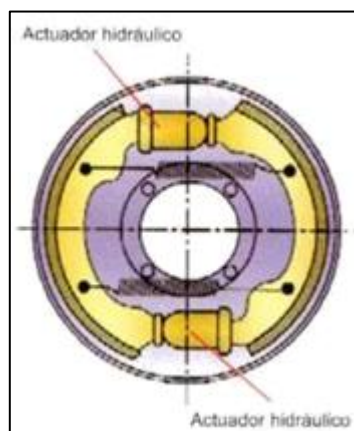


Fuente: (Orosco, 2008)

2.7.2 Frenos de tambor dúplex.

Consiste básicamente en dotar a cada zapata de un actuador hidráulico situado de tal forma que cada una de las zapatas al abrirse provoque su enclavamiento en el tambor. Con ello se consigue que ambas zapatas sean principales por lo que resulta un freno más efectivo al repartirse las presiones por igual en ambos lados del tambor. La parte trasera de cada actuador hidráulico sirve como punto de apoyo para la otra zapata.

Figura 8.2 Frenos de tambor dúplex

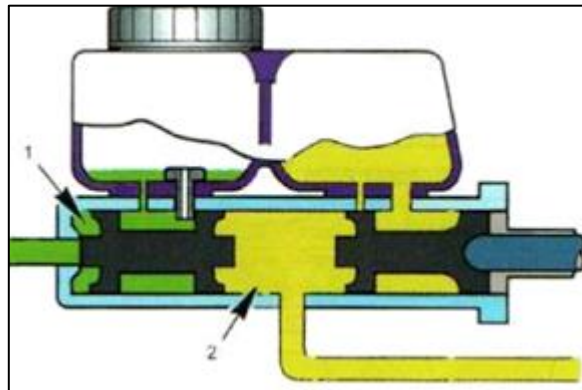


Fuente: (Orosco, 2008)

2.7.3 Depósito de líquido

El depósito de líquido de freno normalmente se encuentra encima de la bomba de acoplado a la misma. Dispone de un medidor de nivel que consiste en un flotador unido al tapón con dos contactos, de tal forma que, si baja el nivel excesivamente el nivel de líquido, bajara el flotador y cerrara el circuito eléctrico encendiéndose una luz testigo en el cuadro de mandos alertando al conductor sobre la existencia de una avería en el circuito de frenos.

Figura 9.2 Depósito de líquido



Fuente: (Orosco, 2008)

2.8 Reguladores de frenada

La presión de frenada debe ser acorde con el peso que soporta cada rueda, y con la transferencia de masas que se produce cuando se frena un vehículo; por esta razón generalmente los frenos delanteros deben ser mucho más eficientes que los traseros. Para ello, se sobredimensionan y se les aplica una mayor presión de frenada.

Como el peso que soporta el eje trasero es variable, bien por la carga, o la transferencia de pesos que también está en función de la deceleración del vehículo, es necesario un dispositivo que sea capaz de modificar la presión de frenada en las ruedas traseras en función del peso que soporte su eje.

Los reguladores de frenada controlan y limitan la presión del líquido en el circuito de frenos de las ruedas traseras para evitar que se supere el límite de adherencia de los neumáticos.

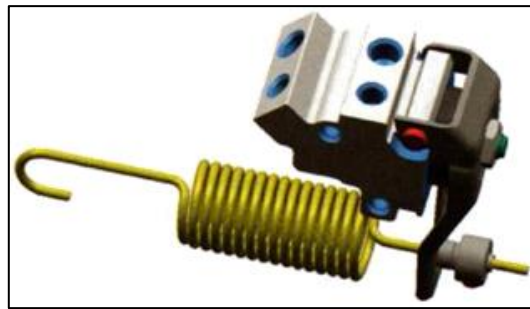
Los tres tipos más comunes son:

- Reductores de presión dependientes de la carga.
- Reductores de presión dependientes de la presión.
- Reductores de presión dependientes de la deceleración.

2.8.1 Reductor de presión dependiente de la carga

Los reductores de presión dependientes de la carga van montados sobre el eje trasero y actúan en función de la distensión de la suspensión que resulta ser proporcional a la carga que gravita en el eje trasero y al agrado de deceleración del vehículo.

Figura 10.2 Reductor de presión



Fuente: (Orosco, 2008)

La presión de frenada que llega a los frenos traseros se modifica dependiendo de la carga y la deceleración del vehículo. La presión varía en función de la posición adquirida por un pistón sostenido a la acción combinada de un muelle interior y otro exterior sensible al recorrido de la suspensión trasera.

2.8.2 Reductor de presión dependiente de la presión

Realmente son reguladores de presión situados en el conducto que une la bomba de frenos con los frenos traseros, normalmente a la salida de la bomba. Tiene la misma función que el sistema anterior, que consiste en evitar el bloqueo de las ruedas traseras cuando se produce una frenada de emergencia. (Orosco, 2008)

Figura 11.2 Reductor de presión



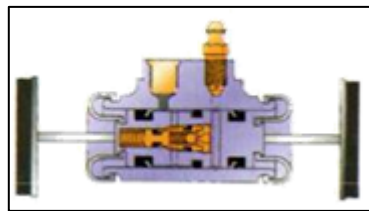
Fuente: (Orosco, 2008)

2.8.3 Reductores de presión dependientes de la deceleración

Aprovechan la inclinación del vehículo causada por la inercia de la frenada para reducir la presión de frenada en las ruedas traseras.

Dispone de un tipo de válvulas situadas estratégicamente en el vehículo para lograr el efecto deseado. Las válvulas disponen de una bola que, en condiciones de reposo, su propio peso permite el paso de líquido hacia los frenos traseros.

Figura 12.2 Actuador corrector de frenada



Fuente: (Orosco, 2008)

2.8.4 Tuberías y latiguillos

Las tuberías son metálicas y van sujetas con grapas a lo largo de todo su recorrido. Su diámetro está en función del caudal que debe fluir.

Los latiguillos son de caucho u se utilizan como unión entre la tubería y la pinza o en el bombín. Tienen una gran capacidad de absorber las vibraciones sin ser dañados.

Las uniones tanto de tuberías como de latiguillos con los diferentes componentes se realizan a través de racores roscados.

Figura 13.2 Latiguillos de caucho



Fuente: (Orosco, 2008)

Figura 14.2 Tuberías y latiguillos



Fuente: (Orosco, 2008)

2.9 Homologación de los vehículos de turismo en lo relativo al frenado

En el Anexo 3 de la Normativa ECE 13 H encontramos punto por punto las pruebas para medir el rendimiento de los sistemas de frenos con las condiciones que se debe tener para una medición exacta, además que en todo el documento muestra definiciones generales de todo lo concerniente al Sistema de Frenos y los requisitos para la homologación vehicular con las especificaciones que deben cumplir los vehículos.

2.10 Ensayos de frenado y eficacia de los sistemas de frenado.

En lo que concierne a la eficiencia del sistema de frenado para esta regulación se enfoca en la distancia de frenado y en la desaceleración media, por lo que el rendimiento del sistema de frenos se lo mide por la distancia de frenado y por la desaceleración media que existe desde la velocidad inicial del vehículo.

2.11 Distancia de frenado

La distancia de detención es la distancia que recorre un vehículo desde que el conductor se percata de la presencia de un obstáculo en el camino, hasta que se detiene completamente.

La distancia de reacción, equivale a la distancia que recorre el vehículo mientras el conductor reacciona pisando el pedal de freno y la distancia que recorre el vehículo mientras éste se detiene.

La desaceleración media estabilizada se la calcula como la desaceleración media en relación con la distancia en el intervalo v_b a v_e , mediante la fórmula siguiente:

$$d_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25,92(s_e - s_b)} \quad (1)$$

Siendo: v_o = velocidad inicial del vehículo en km / h,

V_b = velocidad del vehículo en el 0,8 v_o en km / h,

V_e = velocidad del vehículo a 0,1 v_o en km / h,

S_b = distancia recorrida entre v_o y v_b en metros,

S_e = distancia recorrida entre v_o y v_e en metros.

2.12 Ensayo del tipo 0 (ensayo ordinario de eficacia, con frenos en frío)

La temperatura media de los frenos de servicio en el eje más caliente del vehículo, medida dentro de los forros del freno o en el recorrido de frenado del disco o tambor, estará situada entre 65 y 100 °C antes de cualquier accionamiento del freno.

El ensayo deberá efectuarse en las condiciones siguientes:

El vehículo deberá estar cargado, siendo la distribución de la masa entre los ejes la declarada por el fabricante.

Todos los ensayos deberán repetirse con el vehículo descargado. Podrá haber, además del conductor, una segunda persona sentada en el asiento delantero y encargada de tomar nota de los resultados del ensayo. La carretera deberá ser horizontal. A no ser que se especifique otra cosa, cada ensayo consistirá en hasta seis paradas, incluidas las necesarias para la familiarización.

Durante los frenados, deberá mantenerse engranada la relación más alta de la caja de cambios. Para ganar velocidad después de cada frenado, el cambio de marchas deberá utilizarse de modo que la velocidad v_1 se alcance lo antes posible (aceleración máxima permitida por el motor y la caja de cambios).

2.13 Ensayo del tipo I (ensayo de pérdida y recuperación de eficacia)

2.13.1 Procedimiento de calentamiento

Los frenos de servicio de todos los vehículos se ensayarán accionando y soltando sucesivamente los frenos una serie de veces con el vehículo cargado y en las condiciones indicadas en el cuadro siguiente:

Tabla 1-2: Condiciones de calentamiento

Condiciones			
V_1 (km/h)	V_2 (km/h)	Δt (s)	n
$80 \% v_{m\acute{a}x} \leq 120$	$0,5 v_1$	45	15

Fuente: (Reglamento N°13 UE)

Siendo:

V_1 = velocidad inicial al principio del frenado.

V_2 = velocidad al final del frenado

$v_{m\acute{a}x}$ = velocidad máxima del vehículo

n = número de accionamientos del freno

Δt = duración de un ciclo de frenado: tiempo transcurrido entre el comienzo de un frenado y el comienzo del siguiente.

2.13.2 Eficacia en caliente

Una vez finalizado el ensayo del tipo I, se procederá a medir la eficacia en caliente del sistema de frenado de servicio en condiciones iguales (y en particular ejerciendo sobre el mando una fuerza media inferior a la fuerza media realmente aplicada) a las del ensayo del tipo 0 con motor desembragado (pudiendo ser diferentes las condiciones de temperatura).

2.14 Eficacia de los sistemas de frenado

Los frenos se ensayarán en las condiciones indicadas en la tabla 2.2, donde se realizarán los ensayos de con el motor del vehículo desembragado una vez

Tabla 2-2: Condiciones de ensayo

A) Ensayo del tipo 0 con motor desembragado	$V = 100 \text{ km/h}$ $s \leq 0,1 v + 0,0060 v^2 \text{ (m)}$ $d_m \geq 6,43 \text{ m/s}^2$
B) Ensayo del tipo 0 con motor embragado	$V = 80 \% \text{ de } v_{\text{máx.}} \leq 160 \text{ km/h}$ $s \leq 0,1 v + 0,0067 v^2 \text{ (m)}$ $d_m \geq 5,76 \text{ m/s}^2$
Fuerza en el pedal	$f = 6,5 - 50 \text{ daN}$

Fuente: (Reglamento N°13 UE)

siendo:

$v = v$ = velocidad de ensayo en km/h.

s = distancia de frenado en metros

d_m = deceleración media estabilizada en m/s^2

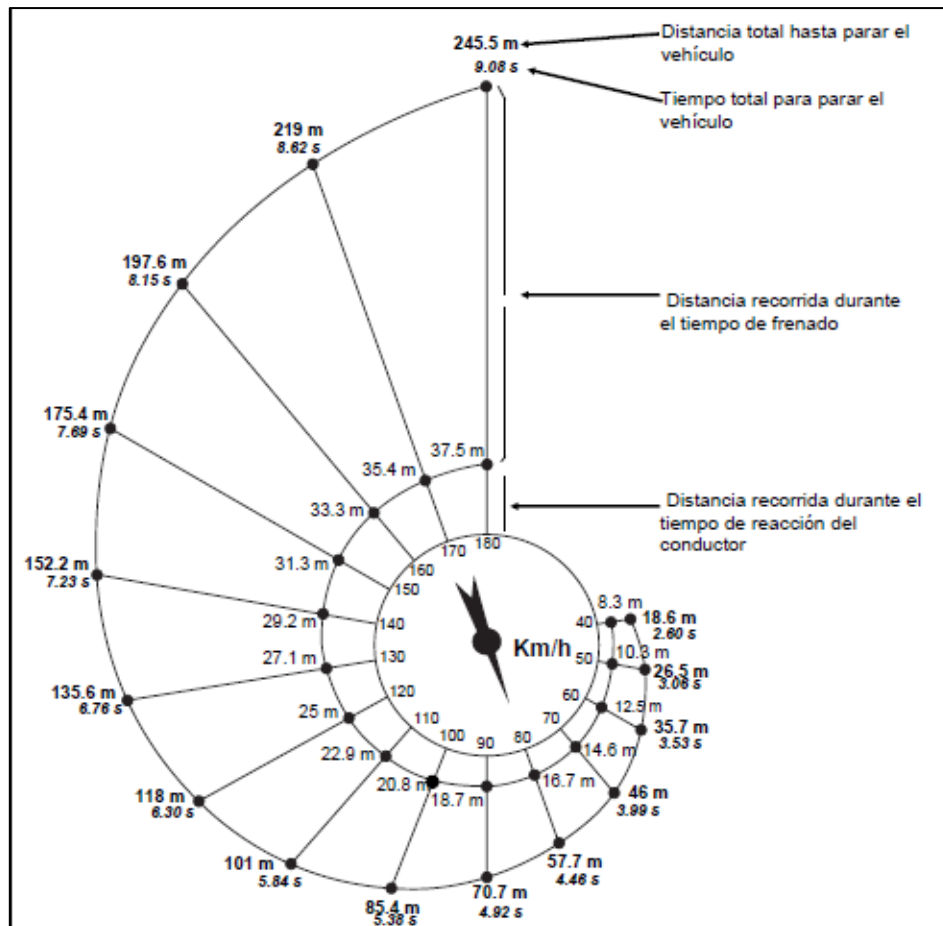
f = fuerza ejercida sobre el pedal del freno en daN

$v_{m\acute{a}x.}$ = velocidad mxima del vhculo en km/h.

2.15 Distancias y tiempos de frenado

La distancia de frenado total para parar un vhculo como se muestra en la figura 15.2 es la distancia recorrida durante el tiempo de reacci3n del conductor ms la distancia recorrida durante el tiempo de frenado, adems indica el tiempo recorrido total para detener por completo el vhculo.

Figura 15.2 Distancias y tiempos de frenado



Fuente: La Prvention Routire, Ministre de l'ducation Nationale, de la Recherche de la Technologie, Francia

2.16 Características de los materiales de fricción

En cualquier sistema de freno los materiales de fricción pueden clasificarse como:

- El material del forro
- El contra material, es decir, el disco o tambor

La parte móvil del sistema de freno, el contra material, está sometido a dos tipos de esfuerzos, térmico y mecánico. (Gil, 2002)

2.16.1 Material del forro

El material del forro es un compuesto complejo con un coeficiente de rozamiento adaptado, generalmente entre 0.35 y 0.45. Para una aplicación dada, es preciso hacer notar que un coeficiente bajo es particularmente desaconsejable para evitar un rendimiento deficiente, pero de la misma manera, un coeficiente muy alto puede acarrear problemas peores, como puede ser bloqueo de las ruedas, ruidos excesivos y temblores al frenar.

El coeficiente de rozamiento no es una magnitud física invariable, sino que puede cambiar en función de las condiciones de uso (presión, temperatura, velocidad) (Gil, 2002)

2.16.2 Composición de los materiales de fricción

Los componentes principales de un forro se pueden enumerar de la siguiente manera:

- Los aglomerados, que aseguran la cohesión de todos los demás componentes.
- Las fibras de refuerzo, hasta hace años amianto y actualmente fibras sintéticas y aramidas.
- Las cargas, generalmente de tipo metálico, para proporcionar resistencia al desgaste y buen coeficiente de rozamiento. (Gil, 2002)

Tabla 3-2: Materiales de fricción

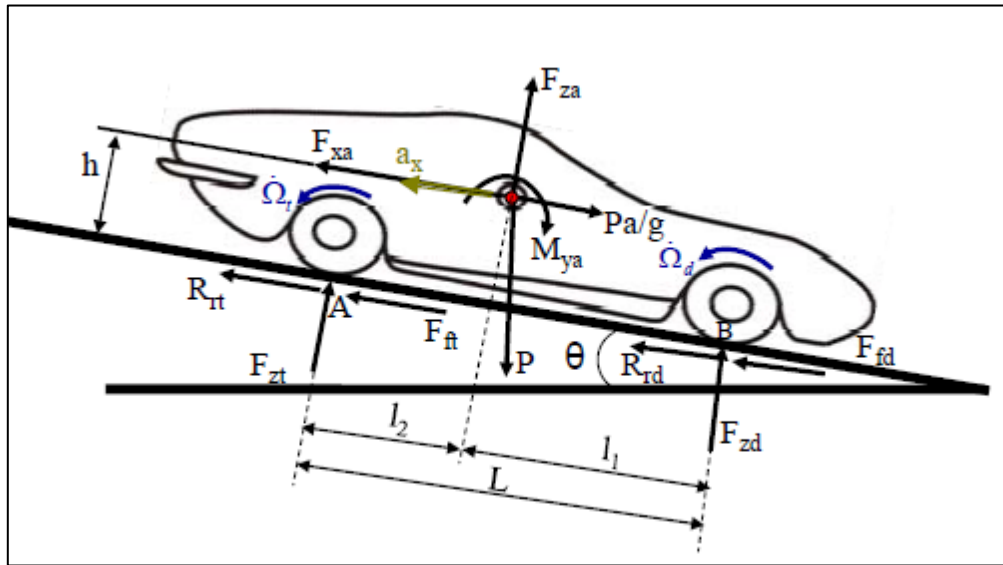
Material	Coefficiente de fricción f	Presión máxima Pmax , psi	Temperatura instantánea °F	Temperatura continua °F	Velocidad máxima Vmax ft/min	Aplicaciones
Cermet	0.32	150	1500	750		Frenos y embragues
Metal sintetizado (seco)	0.29-0.33	300-400	930-1020	570-660	3600	Frenos y embragues de disco de yugo
Metal sintetizado (húmedo)	0.06-0.08	500	930	570	3600	Embragues
Asbesto modelado rígido (seco)	0.35-0.41	100	660-750	350	3600	Frenos y embragues de tambor
Asbesto modelado rígido (húmedo)	0.06	300	660	350	3600	Embragues industriales
Zapatillas de asbesto modelado rígido	0.31-0.49	750	930-1380	440-660	4800	Frenos de disco
Que no sea asbesto modelado rígido	0.33-0.63	100-150		500-750	4800-7500	Embragues y frenos

Fuente: (Shigley, 2008)

2.17 Fuerzas que actúan sobre un vehículo.

En la figura 16.2 muestran todas las fuerzas que actúan sobre un vehículo en la aceleración como en el frenado, para esta tesis se va a resaltar la fuerza $P_a/g = m a$, que es la fuerza de inercia que lleva el vehículo, ya que esta fuerza es la que accionará el dispositivo de seguridad que llevará el remolque.

Figura 16.2 Diagrama de un cuerpo libre.



Fuente: (Ocaña, 2018)

Donde:

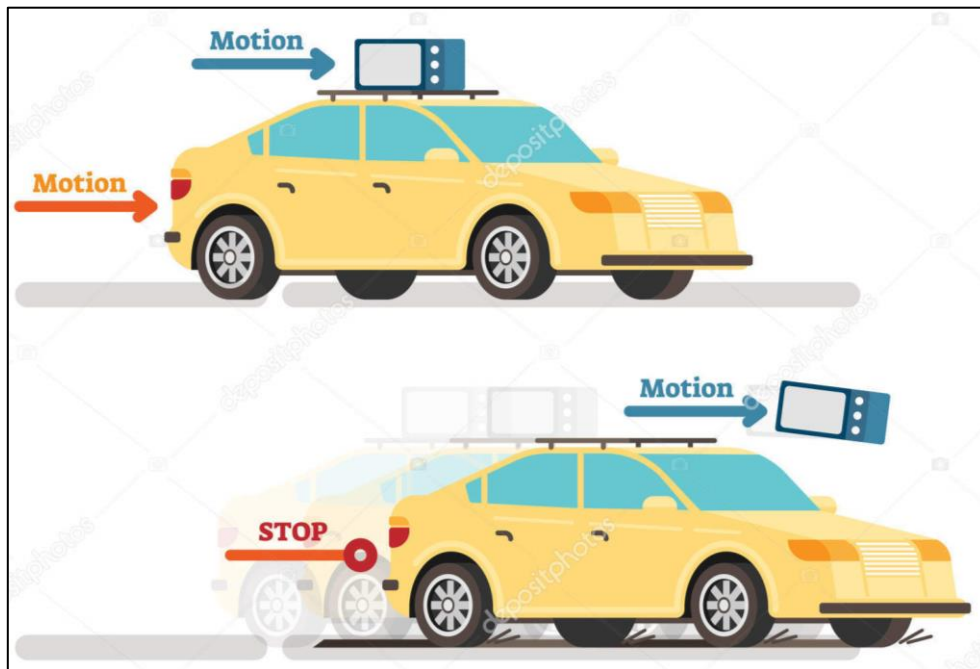
- F_{xa} y F_{za} son la fuerza aerodinámica en el eje x y en el eje z respectivamente.
- M_{ya} es el momento debido a las fuerzas aerodinámicas producido en el eje y.
- $Pa/g = m a$ es la fuerza de inercia que lleva el vehículo.
- $\dot{\Omega}_t$ y $\dot{\Omega}_d$ son la deceleración angular de la rueda trasera y delantera respectivamente.
- P es el peso del vehículo.
- R_{rt} y R_{rd} son la resistencia a la rodadura en la rueda trasera y delantera respectivamente.
- F_{ft} y F_{fd} son la fuerza de frenado en el eje trasero y delantero respectivamente.
- F_{zt} y F_{zd} son las reacciones en los puntos de contacto A y B respectivamente.
- θ es la pendiente del terreno.
- h es la altura a la que se encuentra el centro de gravedad del vehículo.
- a_x es la deceleración del vehículo.

2.18 Fuerza de inercia

Fuerza que aparece, Por efecto de la inercia, cuando un cuerpo experimenta una aceleración o una deceleración. La fuerza de inercia actúa siempre en sentido opuesto al de la aceleración; si un cuerpo se halla sometido a una aceleración, se comporta como una fuerza resistente, mientras que, si un cuerpo experimenta una deceleración, se comporta como una fuerza motriz y favorece la continuación del movimiento. (Red Giga y Automultimedia , 2007)

La acción de la fuerza de inercia puede comprobarse personalmente cuando se viaja en un automóvil: si se arranca bruscamente (aceleración), se nota un empuje hacia atrás; si se frena de golpe (deceleración), se observa un impulso hacia delante. Su intensidad es proporcional tanto a la masa m como a la aceleración a del cuerpo: $F_i = -ma$. (Red Giga y Automultimedia , 2007)

Figura 17.2 Fuerza de inercia



Fuente: depositphotos

CAPÍTULO III

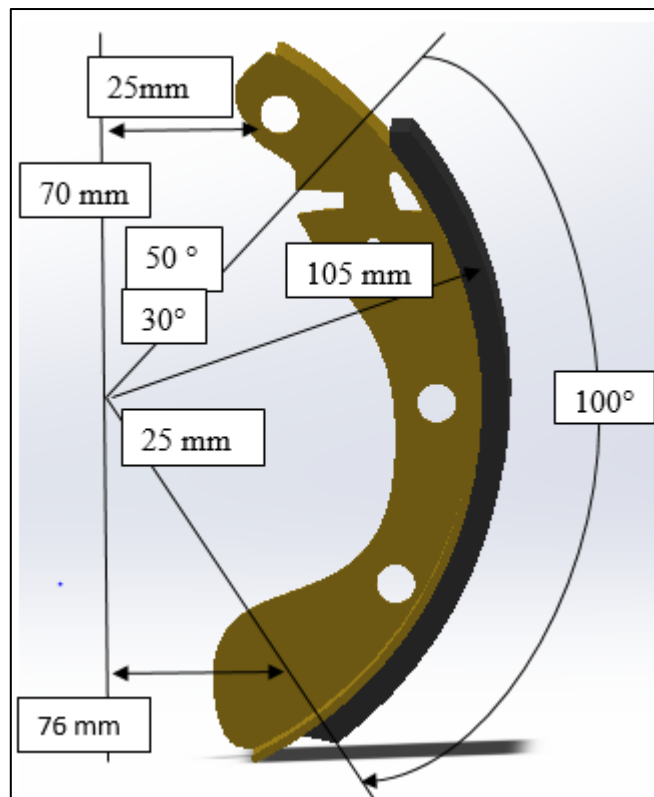
3 CÁLCULOS NECESARIOS PARA EL DISEÑO

Cálculo de la zapata.

En el diseño del sistema de frenado se tomó como referencia a los cálculos de las fuerzas que actúan sobre el material del foro usado para las zapatas del sistema y las dimensiones de acuerdo al plato porta zapatas que ya existía en el remolque, para incorporar el sistema de seguridad al frenado.

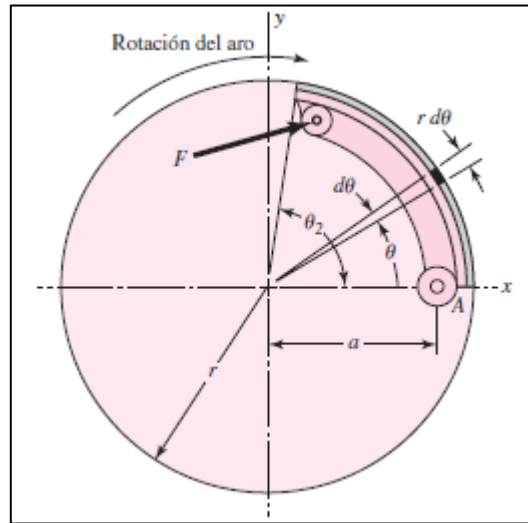
La zapata se compró una ya existente en la distribución de la localidad de Riobamba

Figura 18.3 Dimensiones de la zapata



Fuente: Autor

Figura 19.3 Geometría de una zapata interna de fricción.



Fuente: (Shigley, 2008)

La zapata derecha es auto energizante, por lo cual la fuerza F se determina bajo el fundamento de que la presión máxima ocurrirá en esta zapata.

Aquí,

$$\theta_1 = 0^\circ, \theta_2 = 100^\circ, \text{sen } \theta_a = 90^\circ, \text{ y } \text{sen } \theta_a = 1.$$

El coeficiente de fricción es 0.38 y una limitación de presión de 100 psi estos valores son tomados de la tabla 3.2 materiales de fricción, el material es asbesto modelado rígido seco ideal para frenos de tambor.

Se calcula el máximo de la fuerza de accionamiento F y la capacidad de frenado T .

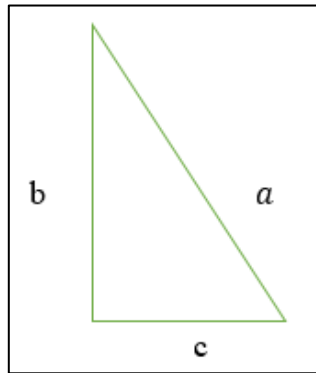
Primero se obtiene la distancia a por Pitágoras, del valor desde el centro de la zapata al punto de apoyo, que forma el triángulo.

$$a = ?$$

$$b = 76 \text{ mm}$$

$$c = 25 \text{ mm}$$

Figura 20.3 Triángulo formado por el punto de apoyo de la zapata y su centro.



Fuente: Autor

$$a = \sqrt{b^2 + c^2} \quad (2)$$

$$a = \sqrt{(76)^2 + (25)^2}$$

$$a = 80 \text{ mm}$$

donde;

a = longitud desde el centro al punto de apoyo de la zapata (mm).

3.1 Cálculo de los momentos de las fuerzas de fricción.

Para realizar este cálculo se utiliza la siguiente ecuación que se indica en el libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

$$M_f = \frac{fp_a br}{\text{sen } \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen } \theta (r - a \cos \theta) d\theta \quad (3)$$

Integrando la ecuación de 0 a θ_2 se obtiene (4).

$$M_f = \frac{fp_a br}{\text{sen } \theta_a} \left[(-r \cos \theta)_0^{\theta_2} - a \left(\frac{1}{2} \text{sen}^2 \theta \right)_0^{\theta_2} \right] \quad (4)$$

$$M_f = \frac{f p_a b r}{\text{sen } \theta_a} (r - r \cos \theta_2 - \frac{a}{2} \text{sen}^2 \theta_2) \quad (5)$$

Donde;

M_f = momento de las fuerzas de fricción (Nm).

f = coeficiente de fricción del material.

p_a = presión máxima del material (N/m²).

b = ancho de la cara del material de fricción (mm).

r = radio de la zapata (mm).

θ_2 = ángulo del material de fricción de la zapata (grados).

a = longitud desde el centro al punto de apoyo de la zapata (mm).

Datos obtenidos de la medición de la zapata.

M_f = valor a obtener (Nm).

$f = 0.38$

$p_a = 100$ Psi, que al transformar es 689480 N/m².

$b = 35$ mm, se transforma a metros, 0.035 m.

$r = 105$ mm, se transforma a metros, 0.105 m.

$a = 80$ mm, se transforma a metros, 0.080 m.

$\theta_2 = 100^\circ$

reemplazamos los valores en la ecuación.

$$M_f = \frac{fp_a br}{\text{sen } \theta_a} (r - r \cos \theta_2 - \frac{a}{2} \text{sen}^2 \theta_2) \quad (5)$$

Donde se reemplaza $\text{sen } \theta_a = \text{sen} 90^\circ = 1$

$$M_f = 0.38 * \frac{689480N}{m^2} * 0.035m * 0.105m * (0.105m - 0.105m * \cos 100^\circ - \frac{0.080m}{2} \text{sen}^2 100^\circ)$$

$$M_f = 962.86 N * (0.105m + 0.0182m - 0.0387m)$$

$$M_f = 962.86 N * (0.0845m)$$

$$M_f = 81.36 Nm$$

3.2 Cálculo del momento de las fuerzas normales

Para realizar este cálculo se utiliza la siguiente ecuación que se indica en el libro diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

$$M_N = \frac{p_a bra}{\text{sen } \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \text{sen}^2 \theta d\theta \quad (6)$$

Para el cálculo del momento de las fueras normales se obtiene integrando la ecuación de 0 a θ_2 .

$$M_N = \frac{p_a bra}{\text{sen } \theta_a} \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \text{sen} 2 \theta \right)_0^{\theta_2} \quad (7)$$

$$M_N = \frac{p_a bra}{\text{sen } \theta_a} \left(\frac{\theta_2}{2} - \frac{1}{4} \text{sen} 2 \theta_2 \right) \quad (8)$$

donde;

M_N = momento de las fuerzas normales, (Nm).

p_a = presión máxima del material (N/m²).

b = ancho de la cara del material de fricción (mm).

r = radio de la zapata (mm).

a = longitud desde el centro al punto de apoyo de la zapata (mm).

θ_2 = ángulo del material de fricción de la zapata (grados).

Datos obtenidos de la medición de la zapata.

M_N = valor a obtener (Nm).

p_a = 100 Psi, que al transformar es 689480 N/m².

b = 35 mm, se transforma a metros, 0.035 m.

r = 105 mm, se transforma a metros, 0.105 m.

a = 80 mm, se transforma a metros, 0.080 m.

θ_2 = 100°

$\text{sen } \theta_a = \text{sen} 90^\circ = 1$

Reemplazamos los datos en la ecuación

$$M_N = \frac{p_a b r a}{\text{sen } \theta_a} \left(\frac{\theta_2}{2} - \frac{1}{4} \text{sen}^2 \theta_2 \right) \quad (6)$$

$$M_N = 689480 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} * 0.035 \text{ m} * 0.105 \text{ m} * 0.080 \text{ m} * \left(\frac{\pi}{2} * \frac{100}{180} - \frac{1}{4} \text{sen}(2 * 100) \right)$$

$$M_N = 202.707Nm * (0.8726 + 0.0855)$$

$$M_N = 202.707Nm * (0.9581)$$

$$M_N = 194.21 Nm$$

3.3 Cálculo de la fuerza de accionamiento.

La fuerza de accionamiento F debe equilibrar los momentos de las fuerzas de fricción y los de las fuerzas normales.

$$F = \frac{M_N - M_f}{c} \quad (9)$$

Donde;

F = fuerza de accionamiento, (N)

M_N = momento de las fuerzas normales, (Nm).

M_f = momento de las fuerzas de fricción, (Nm).

c = distancia entre los puntos de apoyo, (mm).

Reemplazamos en la ecuación los valores obtenidos anteriormente.

F = valor a calcular, (N)

$$M_N = 194.21 Nm$$

$$M_f = 81.36 Nm$$

$c = 146$ mm, se transforma a metros 0.146 m

$$F = \frac{194.21Nm - 81.36 Nm}{0.146 m}$$

$$F = \frac{112.85 Nm}{0.146 m}$$

$$F = 772.95 N$$

3.4 Cálculo del par de torsión en la zapata derecha

El par de torsión que aplica la zapata derecha se calcula mediante la siguiente ecuación indicada en el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

$$T_R = \frac{f p_a b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\text{sen } \theta_a} \quad (10)$$

Donde;

T_R = El par de torsión que aplica la zapata derecha, (Nm).

f = coeficiente de fricción del material de la zapata.

p_a = presión máxima del material (N/m²).

b = ancho de la cara del material de fricción (mm).

r = radio de la zapata (mm).

$\theta_1 = 0^\circ$

θ_2 = ángulo del material de fricción de la zapata (grados).

$\text{sen } \theta_a = \text{sen}90^\circ = 1$

Se reemplaza los datos en la ecuación

T_R = valor a obtener, (Nm).

$f = 0.38$

$p_a = 100$ Psi, que al transformar es 689480 N/m².

$b = 35$ mm, se transforma a metros, 0.035 m.

$r = 105$ mm, se transforma a metros, 0.105 m.

$\theta_1 = 0^\circ$

$\theta_2 = 100^\circ$

$\text{sen } \theta_a = \text{sen}90^\circ = 1$

$$T_R = \frac{f p_a b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\text{sen } \theta_a} \quad (10)$$

$$T_R = 0.38 * 689480 \frac{N}{m^2} * 0.035m * (0.105m)^2 * (\cos 0^\circ - \cos 100^\circ)$$

$$T_R = 118.65 Nm$$

3.5 Cálculo del par de torsión en la zapata izquierda

El par de torsión de la zapata izquierda no se puede obtener hasta que se conozca su presión máxima de operación, y los momentos tanto de fricción como normal de la zapata derecha son proporcionales a esta presión. Por lo tanto, las ecuaciones son las siguientes.

$$M_N = \frac{194.21 Nm * p_a}{689480 \frac{N}{m^2}} \quad (11)$$

$$M_f = \frac{81.36 Nm * p_a}{689480 \frac{N}{m^2}}$$

Donde;

M_N = momento de las fuerzas normales, (Nm).

M_f = momento de las fuerzas de fricción, (Nm).

p_a = presión máxima (N/m²).

Entonces la ecuación quedaría de la siguiente forma por la dirección de las fuerzas de fricción en este caso al girar en sentido contrario a las manecillas del reloj es positivo.

$$F = \frac{M_N + M_f}{c} \quad (12)$$

Donde;

F = fuerza de accionamiento, (N)

M_N = momento de las fuerzas normales, (Nm).

M_f = momento de las fuerzas de fricción, (Nm).

c = distancia entre los puntos de apoyo, (mm).

Reemplazamos los valores y despejamos la presión máxima para la zapata izquierda.

$$M_N = 194.21 Nm$$

$$M_f = 81.36 Nm$$

$c = 146$ mm, se transforma a metros 0.146 m

$$F = \frac{M_N + M_f}{c} \quad (12)$$

$$772.95 N = \frac{\frac{194.21 Nm * p_a}{689480 \frac{N}{m^2}} + \frac{81.36 Nm * p_a}{689480 \frac{N}{m^2}}}{0.146 m}$$

$$772.95 N = \frac{\frac{275.57 Nm * p_a}{689480 \frac{N}{m^2}}}{0.146 m}$$

$$772.95 N = \frac{p_a * 0.000399 m^3}{0.146 m}$$

$$772.95 N = p_a * 0.0027 m^2$$

$$p_a = 283131.86 \frac{N}{m^2}$$

Luego de obtener el valor de la presión máxima se calcula el par de torsión en la zapata izquierda con la formula dada en el libro de diseño en ingeniería mecánica de Shigley.

$$T_L = \frac{fp_a br^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\text{sen } \theta_a} \quad (13)$$

Donde;

T_L = El par de torsión que aplica la zapata izquierda, (Nm).

f = coeficiente de fricción del material de la zapata.

p_a = presión máxima, (N/m²).

b = ancho de la cara del material de fricción (mm).

r = radio de la zapata (mm).

$\theta_1 = 0^\circ$

θ_2 = ángulo del material de fricción de la zapata (grados).

$\text{sen } \theta_a = \text{sen}90^\circ = 1$

Se reemplaza los datos en la ecuación

T_L = valor a obtener, (Nm).

$f = 0.38$

$p_a = 283131.86 \text{ N/m}^2$.

$b = 35 \text{ mm}$, se transforma a metros, 0.035 m .

$r = 105 \text{ mm}$, se transforma a metros, 0.105 m .

$\theta_1 = 0^\circ$

$\theta_2 = 100^\circ$

$\text{sen } \theta_a = \text{sen}90^\circ = 1$

$$T_L = \frac{fp_a br^2(\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\text{sen } \theta_a} \quad (13)$$

$$T_L = \frac{0.38 * 283131.86 \frac{N}{m^2} * 0.035m * (0.105 m)^2 * (\cos 0^\circ - \cos 100^\circ)}{\text{sen } 90^\circ}$$

$$T_L = 41.52Nm * (1 + 0.1736)$$

$$T_L = 41.52Nm * (1.1736)$$

$$T_L = 48.72 Nm$$

3.6 Cálculo de la capacidad de frenado

La capacidad de frenado es el par de torsión total es decir el valor de la torsión de las zapatas derecha e izquierda. Se encuentra con la siguiente ecuación.

$$T = T_R + T_L \quad (14)$$

Donde;

T = capacidad de frenado, (Nm).

T_R = par de torsión en la zapata derecha, (Nm).

T_L = par de torsión en la zapata izquierda, (Nm).

Reemplazamos los valores;

$$T = T_R + T_L$$

$$T = 118.65 Nm + 48.72 Nm$$

$$T = 167.37Nm$$

3.7 Valores de eficacia mínimos de frenado

Según la Directiva 2010/48/UE de la unión europea los vehículos matriculados después del 1 de enero de 2012, deben cumplir os siguientes valores de eficacia mínimos de frenado.

Estipula que el valor es de 43% para semirremolques y remolques con barra de tracción.

La fórmula de la eficacia al frenado es:

$$E = \frac{F}{M.M.A.g} * 100 \quad (15)$$

Donde;

E= Valor de la eficacia en %

F= Suma de todas las fuerzas de frenado en Newton.

M.M. A= Masa máxima autorizada del vehículo en kg.

g = aceleración de la gravedad (aproximada 9,8 m/s²)

$$E = \frac{F}{M.M.A.g} * 100$$
$$E = \frac{772.95N * 4}{750 Kg * 9.8 \frac{m}{s^2}} * 100$$
$$E = \frac{3091.8}{7350} * 100$$

$$E = 42.065\%$$

3.8 Diseño y análisis estructural de la barra de tiro.

En el diseño de la barra de tiro se escogió un software que ayude a resolver el análisis estructural siendo Ansys ya que es un ecosistema de programas CAE para diseño, análisis y simulación de partes por elementos finitos FEA, incluye las fases de preparación de meshing o malla , ejecución y post proceso, el programa ejecuta análisis de piezas sometidas a fenómenos físicos usadas en ingeniería y diseño mecánico , puede resolver problemas físicos sometidos a esfuerzos térmicos, fluidos, vibración y aplicaciones específicas.

Al simular el esfuerzo y deformaciones que se producen en la barra de tiro del remolque, se utilizó ansys- workbench 16.1 y el análisis estructural.

3.8.1 Selección del material

Para iniciar el análisis primero se selecciona el material que se va a utilizar, introduciendo las cualidades del material existente en el mercado del país, que a continuación se describe las propiedades y aplicaciones del material a utilizar.

Tubo cuadrado

Largo Normal: 6 metros

Recubrimiento: Negro o Galvanizado

Norma de calidad: ASTM A 500 Gr. A, B o C

Norma de Fabricación: NTE INEN 2415

Espesores: Desde 1,50 a 6,00 mm

3.8.2 Aplicaciones

Las aplicaciones de este tipo de tubos son en la industria Automotriz y de autopartes: carrocería y remolques. Agro ganadera: maquinaria e implementos industriales, agrícolas, avícolas y ganaderos. Señalización y vialidad: soportes. Aparatos de gimnasia y fitness.

Construcción: columnas. Estructuras: galpones y naves industriales, edificios, soporte de techos.

Tabla 4-3: Características físicas perfil cuadrado

Elemento	Composición química exigida por la norma A500 Grado C para la materia prima.
Carbono (C) máx.	0.23
Manganeso (Mn) máx.	1.35
Fosforo (P) máx.	0.035
Azufre (S) máx.	0.035

Fuente: (ipac-acero, 2004)

Las características mecánicas del perfil cuadrado se indican en la Tabla 5-3, para ser comparadas con los resultados del análisis en el software de diseño.

Tabla 5-3: Características mecánicas perfil cuadrado

	Exigido por la norma A500 Grado C (%) cuadrados
F _y (ksi)	50
F _u (ksi)	62
Elongación (%) min.	21 (en 2in)

Fuente: (ipac-acero, 2004)

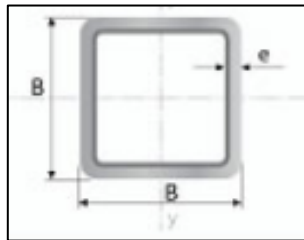
La sección de la tubería ocupada en el diseño es de 50mm por 3mm de espesor como se muestra en la tabla 6-3.

Tabla 6-3: Tubería estructural cuadrada

Designaciones		Área	Peso	Propiedades Estáticas		
				Eje x-x = y-y		
				Momento de inercia	Módulo de resistencia	Radio de giro
B	e	A	P	I	W	i
mm	mm	cm ²	kg/m	cm ⁴	cm ³	cm
20	1,40	0,99	0,78	0,56	0,56	0,75
	1,50	1,05	0,83	0,58	0,58	0,75
	1,80	1,23	0,96	0,66	0,66	0,73
	2,00	1,34	1,05	0,70	0,70	0,72
25	1,40	1,27	1,00	1,16	0,93	0,95
	1,50	1,35	1,06	1,22	0,97	0,95
	1,80	1,59	1,25	1,39	1,11	0,94
	2,00	1,74	1,36	1,49	1,19	0,93
30	1,40	1,55	1,22	2,08	1,39	1,16
	1,50	1,65	1,30	2,20	1,47	1,15
	1,80	1,95	1,53	2,53	1,68	1,14
	2,00	2,14	1,68	2,73	1,82	1,13
40	1,40	2,11	1,66	5,18	2,59	1,57
	1,50	2,25	1,77	5,49	2,75	1,56
	1,80	2,67	2,09	6,39	3,19	1,55
	2,00	2,94	2,31	6,95	3,47	1,54
	2,50	3,59	2,82	8,23	4,12	1,51
	3,00	4,21	3,30	9,36	4,68	1,49
	4,00	5,35	4,20	11,18	5,59	1,45
50	1,40	2,67	2,10	10,42	4,17	1,97
	1,50	2,85	2,24	11,07	4,43	1,97
	1,80	3,39	2,66	12,95	5,18	1,96
	2,00	3,74	2,93	14,15	5,66	1,95
	2,50	4,59	3,60	16,96	6,78	1,92
	3,00	5,41	4,25	19,50	7,80	1,90
	4,00	6,95	5,45	23,84	9,54	1,85
60	1,50	3,45	2,71	19,52	6,51	2,38
	1,80	4,11	3,22	22,95	7,65	2,36
	2,00	4,54	3,56	25,15	8,38	2,35
	2,50	5,59	4,39	30,36	10,12	2,33
	3,00	6,61	5,19	35,17	11,72	2,31
	4,00	8,55	6,71	43,65	14,55	2,26

Fuente: (ipac-acero, 2004)

Figura 21.3 Sección del tubo cuadrado



Fuente: (ipac-acero, 2004)

Con las propiedades del material se modifica el material en ANSYS como se muestra en la figura 21.3 el valor del límite elástico, la resistencia a la tracción y el % de elongación del acero A500 grado C.

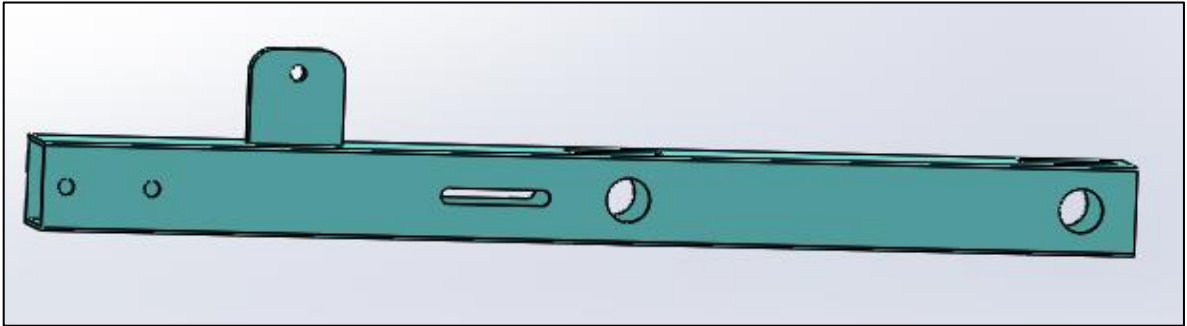
Figura 22.3 Propiedades del material.

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>
3	<input checked="" type="checkbox"/> Expansion			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
6	<input checked="" type="checkbox"/> Isotropic Elasticity			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
16	<input checked="" type="checkbox"/> Alternating Stress Mean Stress	<input checked="" type="checkbox"/> Tabular		<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
20	<input checked="" type="checkbox"/> Strain-Life Parameters			<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
28	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Yield Strength	50000	psi	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
29	<input checked="" type="checkbox"/> Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
30	<input checked="" type="checkbox"/> Tensile Ultimate Strength	62000	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
31	<input checked="" type="checkbox"/> Compressive Ultimate Strength	0	Pa	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Fuente: Autor

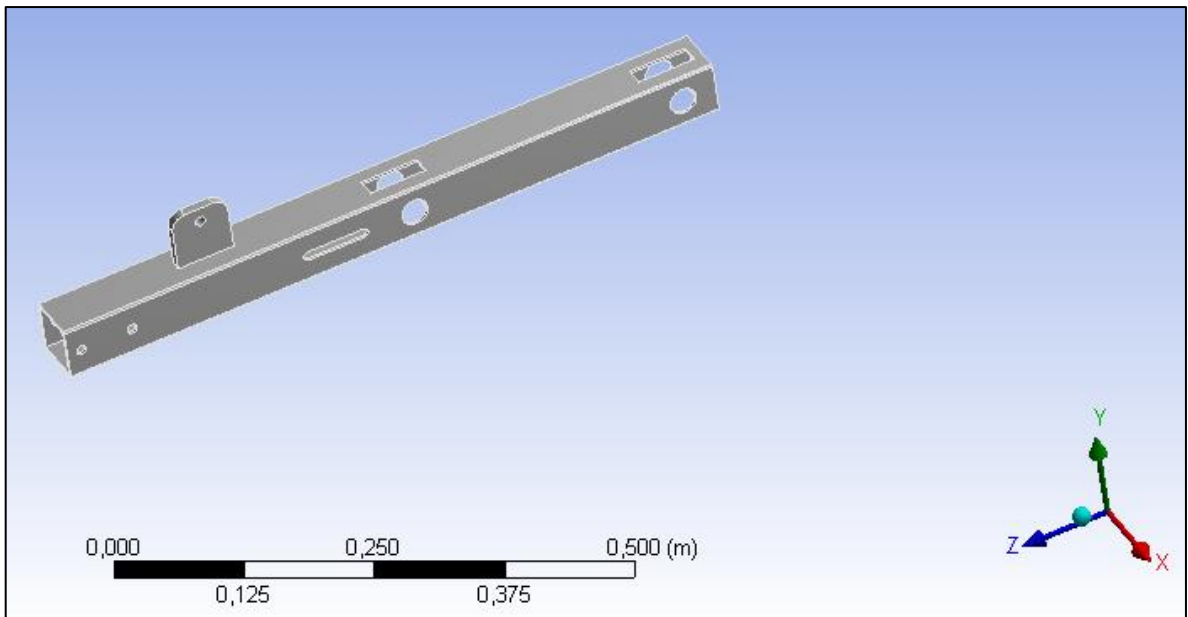
A continuación, se importa la geometría realizada en SolidWorks de la barra de tiro en un formato que pueda reconocer el software ANSYS para ello se guarda un archivo en formato STEP. En la figura 22.3 se muestra la barra de tiro diseñada en SolidWorks y en la figura 23.3 ya se encuentra la barra de tiro ya importada en el software CAE para realizar el análisis estructural.

Figura 23.3 Barra de tiro en SolidWorks



Fuente: Autor

Figura 24.3 Geometría importada a ANSYS

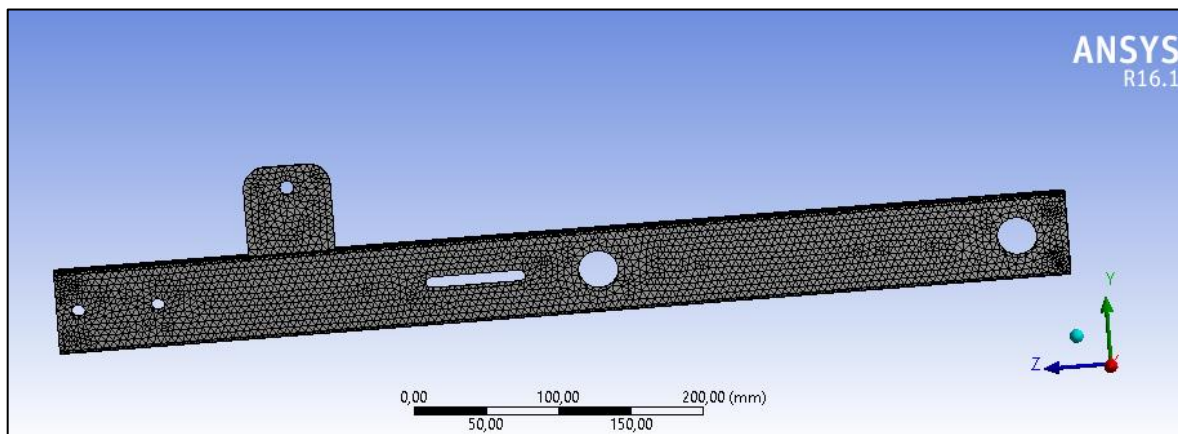


Fuente: Autor

3.9 Mallado

En ansys se selecciona el elemento a mallar, en la figura 25.3 se observa el mallado preliminar por defecto que nos genera el software, luego en la tabla 7-3 establece los tipos de malla que se pueden escoger para mejorar el mallado, al mejorar el mallada se obtienen valores en las simulaciones más apegados con los reales.

Figura 25.3 Mallado



Fuente: Autor

Es necesario mejorar el tipo de malla para ello en ansys existen diferentes criterios para mejorar el mallado, y en este caso se escoge element quality mejorando el número de nodos del diseño con respecto a la malla. Y en sizing en element size de 5 mm para mejorar los nodos y la malla.

Tabla 7-3: Tipos de evaluación de malla

MESH METRIC	
Element quality	Parrallel deviation
Aspect ratio	Máximum corner angle
Jacobian ratio	Skewness
Warping factor	Ortogonal quality

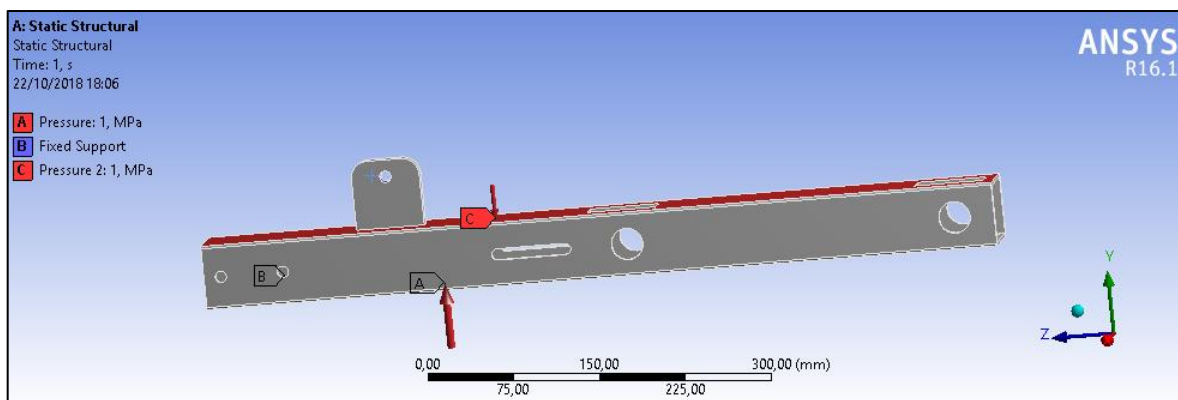
Fuente: (ANSYS)

3.10 Aplicación de las fuerzas.

El peso del remolque con todo el sistema de seguridad ya implementado, se realizó la medición en una recicladora de la ciudad de Riobamba que cuenta con este tipo de balanza para vehículos. Dando un valor de 180kg y la carga máxima para este tipo de unidades de carga muy liviana que se estipula en la Norma Técnica Ecuatoriana INEN ISO 3833, con una carga no superior a 750kg.

Se coloca la presión que va a soportar tanto del peso mismo del remolque (180kg) como la carga máxima (750kg) como las dimensiones de la superficie de carga del remoque es 188 cm y 116 cm el área total de carga es 21808 cm² dividiendo el peso en kg y el área en cm² se obtiene el valor aproximado de la presión que da un valor de 0.0426kg/cm² para el uso en el software se aproxima a 1mpa que es el valor mínimo permitido para los análisis en el software CAE.

Figura 26.3 Aplicación de fuerzas

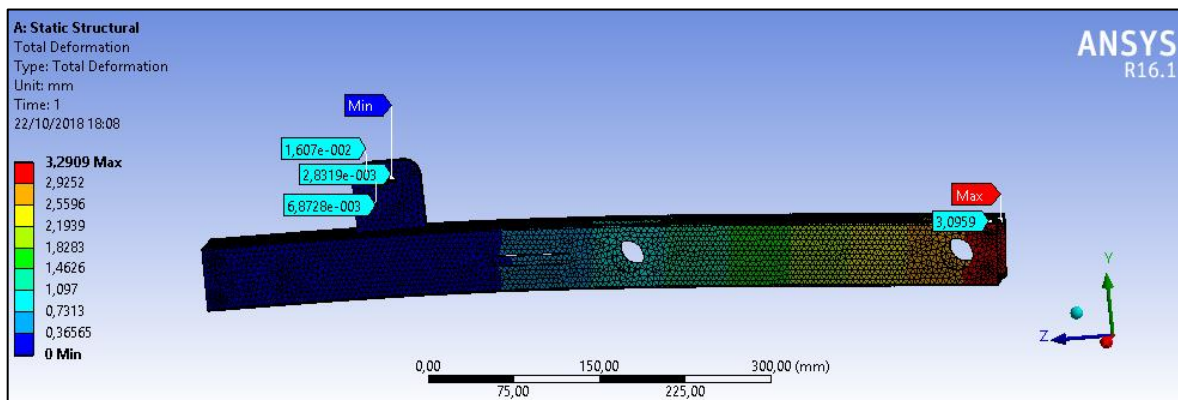


Fuente: Autor

3.11 Deformación total

La deformación total es mínima en el elemento de estudio como se muestra en la figura 27.3 los valores son de 0,3656 en la deformación mínima e incluso en la deformación máxima con un valor de 3,2909 y la resistencia a la tracción del material es 60 ksi y el % de elongación del material es mayor al de los analizados en el software.

Figura 27.3 Deformación total

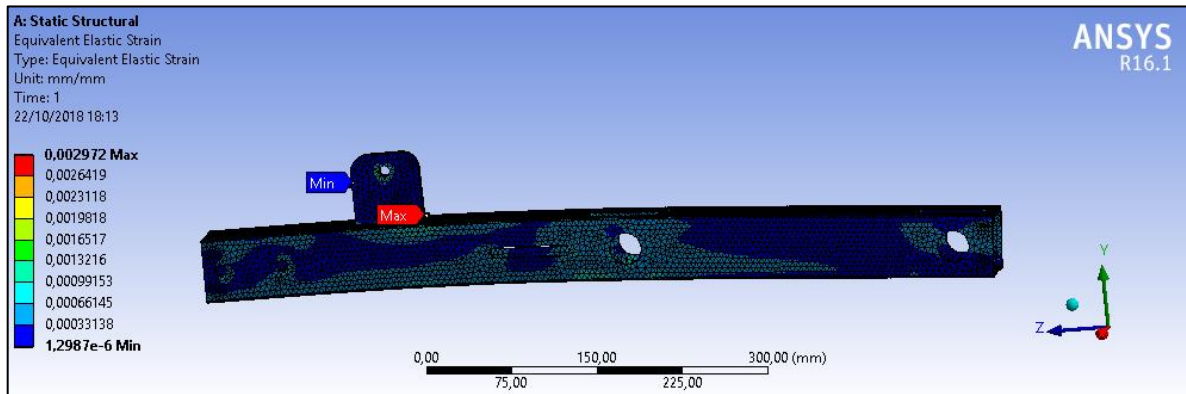


Fuente: Autor

3.12 Esfuerzo equivalente

El esfuerzo máximo calculado es de 0.0029 MPa lo cual es inferior a los esfuerzos que puede soportar el material que se usó en la fabricación real.

Figura 28.3 Esfuerzo máximo de fluencia

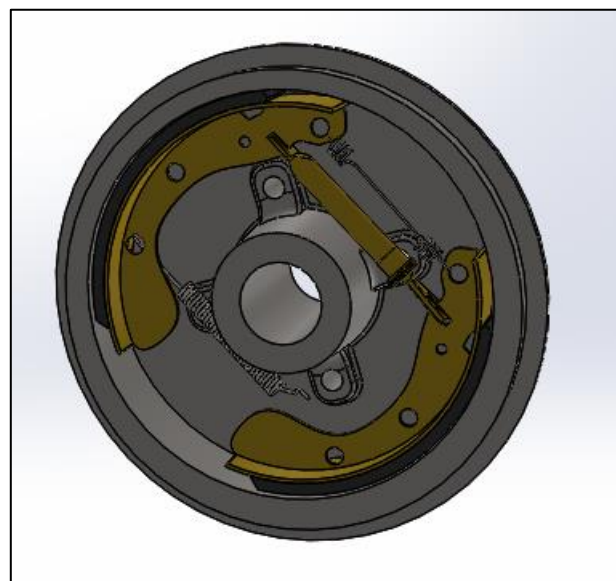


Fuente: Autor

3.13 Conjunto zapatas y tambor

Las zapatas y el tambor se tomaron del vehículo corsa evolution 1.8, además de sus reguladores y muelles, como esto es lo más importante para la implementación del sistema de seguridad en el remolque.

Figura 29.3 Conjunto zapatas, tambor, regulador y muelles.



Fuente: Autor

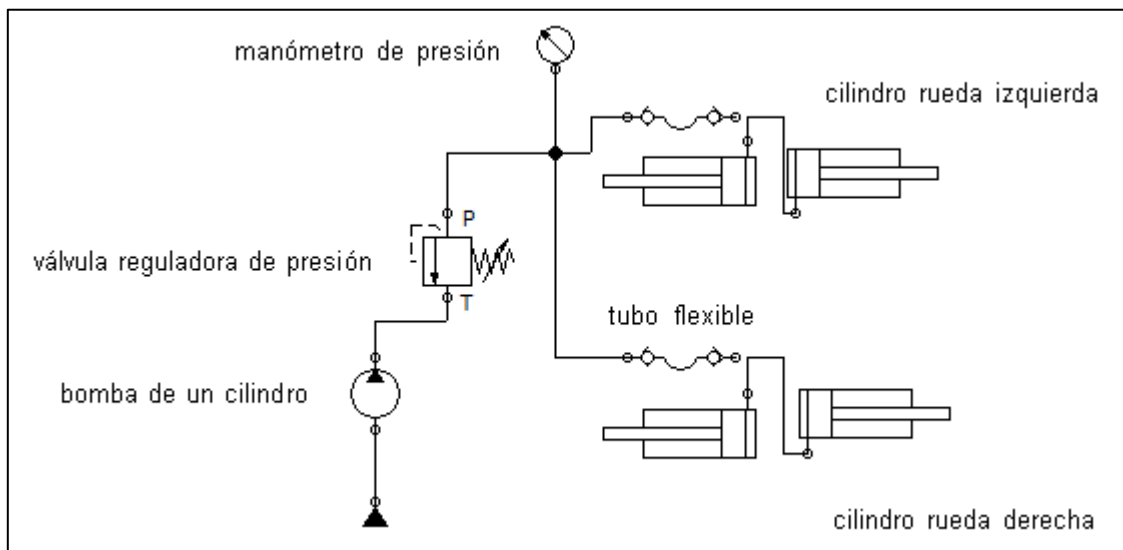
3.14 Circuito hidráulico

3.14.1 Válvula reguladora de caudal

Este tipo de válvulas generan una caudal constante ajustado que prácticamente no depende de la carga. Es decir, se ajusta a las regulaciones que se consideran mejores para la carga del remolque. La válvula incorporada en el sistema de seguridad permite cerrar por completo el circuito hidráulico, para realizar las pruebas dinámicas posteriores con el sistema activado o desactivado. Además, que cuando se efectúa una maniobra de retroceso es importante cerrar la válvula reguladora de caudal para que el sistema no se accione y se detenga el remolque por completo.

Los elementos que conforman el circuito hidráulico de la figura 30.3 son una bomba de frenos de un cilindro, una válvula reguladora de presión, cañerías de acero, mangueras flexibles, dos cilindros de doble accionamiento, y un manómetro de presión para observar las presiones del sistema.

Figura 30.3 Circuito hidráulico



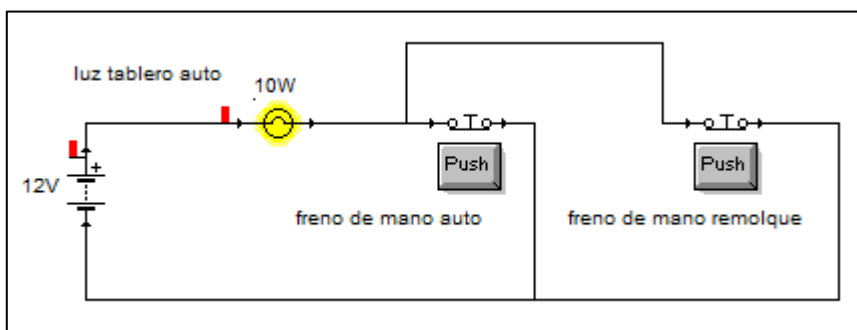
Fuente: Autor

3.15 Circuito de luz indicadora de accionamiento del freno de mano.

Para salvaguardar el sistema de seguridad luego que se ha accionado el freno de mano del remolque, se consideró instalar un circuito con la luz indicadora de accionamiento del freno de mano del vehículo, que indica que el freno de mano del remolque se encuentra accionado.

El circuito está conformado por un pulsador normalmente cerrado ubicado en el remolque debajo del freno de mano del mismo el cual enciende la luz en el tablero del vehículo cuando esta accionado el freno de mano tanto del vehículo como del remolque, que al dejar de accionar los dos frenos de mano se apaga la luz testigo.




Figura 31.3 Circuito de luz indicadora de accionamiento del freno de mano






Fuente: Autor

El sistema comprende una versión N (normal), realizada según la normativa ISO 1724, generalmente utilizada para aplicaciones estándares. Conectores 7 terminales 12v tipo N bajo norma ISO 1724.

Tabla 8-3 (Continua) Conexión y colores de cables

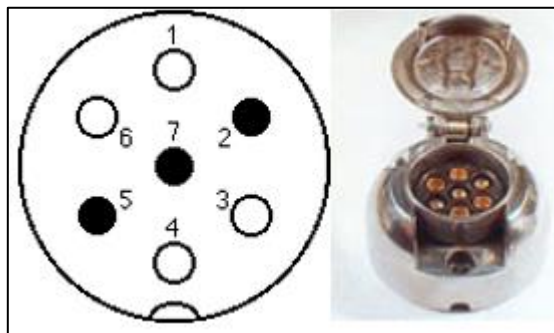
Contacto número	Función	Sección de cable	Color del cable	
1	Indicador de giro izquierdo	1.5mm ²	Amarillo	
2	Luz antiniebla trasera	1.5mm ²	Azul	
3	Masa	2.5mm ²	Blanco	
4	Indicador giro derecho	1.5mm ²	Verde	

5	Luces de posición, balizas, iluminación patente derecha.	1.5mm ²	Marrón	
6	Luces de freno	1.5mm ²	Rojo	
7	Luces de posición, balizas, iluminación patente izquierda.	1.5mm ²	Negro	

Fuente: Norma Iso 1724

Acorde con la Norma ISO 1724 Enchufes para acoplado macho y hembra 12v de 7 terminales con la aplicación: estos conectores se utilizan para el conexionado eléctrico entre un vehículo y un remolque, carro o caravana, con instalación eléctrica de 12v.

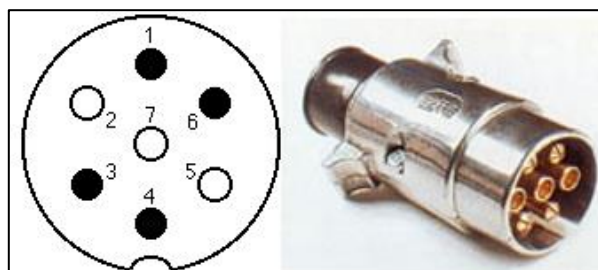
Figura 32.3 Conector hembra



Fuente: Norma Iso 1724

Se usa la denominación de colores y de los números de pines para la correcta conexión de los accesorios para las luces indicadoras posteriores del remolque tanto para la conexión del conector macho como hembra.

Figura 33.3 Conector macho



Fuente: Norma Iso 1724

3.12 Construcción e implementación del dispositivo de seguridad al frenado

Inicio con la compra de los materiales para la elaboración de la barra de tiro, y los accesorios necesarios para la implementación total del dispositivo

La barra de tiro se elaboró con las distancias que se muestran en los planos del diseño, con un tubo cuadrado de 60 mm y 3mm de espesor, cumpliendo los procesos de soldadura adecuados para las bases y apoyos.

En la figura 26.3 se indica la barra de tiro ya terminada pero aun sin pintar porque se requirió de una prueba para determinar que se requería un amortiguador antes no considerado para que ayude a regresar la bomba de frenos a su punto de reposo.

Figura 34.3 Barra de tiro



Fuente: Autor.

3.13 Lista de piezas e instrumentos

Bomba de frenos de 5/8 in.

Cañerías de acero

Acoples

Válvula reguladora de presión

Manómetro de presión

Tubos flexibles

Cilindro de frenos

Zapatas

Tambor

Resortes y reguladores

Cable de aceros para el freno de mano

Palanca de freno de mano

Guardapolvo

Amortiguador de retroceso

Se procede a armar el conjunto del plato porta zapatas, como se muestra en la figura 35.3 además de colocar el cable de freno de parada o freno de mano.

Figura 35.3 Conjunto de freno



Fuente: Autor.

En la figura 36.3 muestra los instrumentos ya colocados como la válvula reguladora de presión y su respectivo manómetro de presión, la palanca del freno de mano, las cañerías, y además el cableado eléctrico con su respectivo conector.

Figura 36.3 Accesorios frontales



Fuente: Autor.

La barra de tiro consta de un tubo fijo al remolque y otro móvil que con la inercia que genera el vehículo en movimiento al frenar va a accionar la bomba de frenos, además consta del punto de anclaje al vehículo, en la parte interna consta de un resorte y un amortiguador para que ayude a regresar después de accionarse el sistema al punto de reposo de la bomba de frenos, el tubo rectangular móvil para deslizarse de mejor manera posee unos rodamientos de cilindros fijos al tubo móvil .El sistema necesita engrasarse internamente con regularidad.

Figura 37.3 Barra de tiro



Fuente: Autor.

CAPÍTULO IV

4 Realización de las pruebas de frenado.

Las pruebas de frenado se realizaron con las pruebas tipo 0 y el tipo 1 descritas en los ítems 2.9, 2.10 y 2.11. basadas en el reglamento N° 13- H que son Disposiciones uniformes sobre la homologación de los vehículos de turismo en lo relativo al frenado [2015/2364], adaptando este reglamento al uso para remolques ya que en el país no existe una normativa que regule este tipo de dispositivos de frenado. Además de ello se midió las distancias de frenado para las diferentes velocidades permitidas por la agencia nacional de tránsito del Ecuador.

4.1 Distancia de frenado

Las distancias de frenado se hace referencia desde el punto en que el conductor pisa en freno del vehículo hasta que se detiene completamente el vehículo y el remoque para las diferentes condiciones de carga como se muestra en la figura 40.4.

4.2 Preparación del vehículo y el remolque de prueba

Los parámetros a tomar en cuenta para la preparación del vehículo y remolque de prueba son; Para la ejecución de las pruebas de frenado, se realizan en condiciones normales de la carretera y con los neumáticos del remoque en buen estado.

4.3 Estado de los neumáticos

Los neumáticos que se utilizaran se encuentran con un labrado mayor a 1.6 mm de espesor, la regulación 13H estipula que la profundidad del labrado no debe ser menor al 50% de la vida útil del neumático. Se utiliza el mismo juego de neumáticos para todas las pruebas, para no cambiar el coeficiente de adherencia en las pruebas.

Tabla 9-4: Estado de los neumáticos

Vehículo	Neumático	Medidas	Labrado	Presión
Volvo 244 DL	Maxxis	185/60/14	1.6 mm	30 psi
Remolque	Maxxis	195/60/14	1.6 mm	30 psi

Fuente: Autor

4.4 Peso del vehículo, del remolque y ocupantes.

En lo establecido en la regulación ECE 13-H el peso de los ocupantes es la suma de 168 kg y los equipos utilizados es de 59 kg, el peso del vehículo tendrá como mínimo el 90 % de la capacidad del tanque de combustible.

Tabla 10-4: Pesos y capacidad del vehículo

Pesos y capacidad del vehículo	Volvo 244 dl
Peso	1780 kg
Capacidad del deposito	60 litros o 15 galones aproximados
Capacidad del baúl	615 litros
Peso autorizado para remolque	1500 kg

Fuente: (volvo, 1978)

En la tabla 11-4 se encuentran el peso total del remolque que se obtuvo al cargar 10 sacos con arena de 57 kg, y con el peso del remolque dan los 750kg, que es la capacidad permitida para este tipo de unidades de carga muy liviana.

Tabla 11-4: Pesos y capacidad del remoque

Pesos y capacidad del remoque	
Peso	180 kg
Capacidad de carga	570 kg
Peso total	750 kg

Fuente: Autor

Los pesos del conductor y el acompañante son los descritos en la tabla 12.4, el acompañante es la persona que ayuda en la toma de los datos al realizar las diferentes pruebas dinámicas en la carretera.

Tabla 12-4 Peso de las personas

Peso de conductor	70 kg
Peso del acompañante	75 kg
Total	145 kg

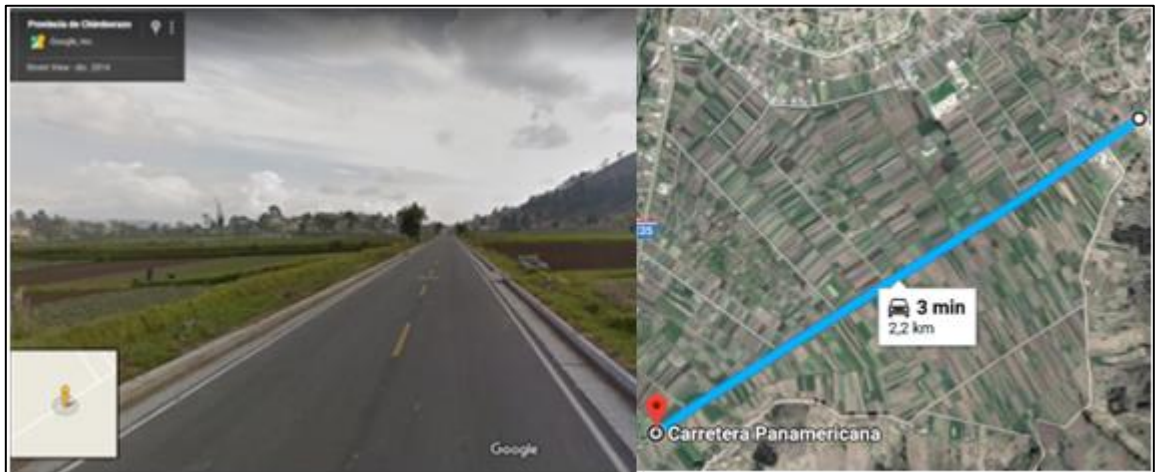
Fuente: Autor

4.5 Selección de la superficie de pruebas

La superficie de la vía para la realización de las pruebas se escogió una carretera con capa asfáltica, y el día de las pruebas estuvo el pavimento seco, la temperatura ambiente fue de 20 grados centígrados, la velocidad del viento fue 0 km/h, la temperatura del asfalto fue 25 grados centígrados.

La distancia de la carretera es de 2,2 km en su totalidad en línea recta y con una inclinación de 2 grados, la vía no cuenta con alto tráfico de vehículos, por lo tanto, las condiciones de la carretera son las adecuadas y cumplen con las estipuladas en la regulación ECE 13-H de la unión europea.

Figura 38.3 Vía a Cajabamba comunidad Gatazo Chico



Fuente: Google Mapas

4.6 Calibración del dispositivo de frenado

Una vez concluido la implementación del sistema de seguridad al frenado en la unidad de carga muy liviana (remolque), se procedió a la calibración de las zapatas del sistema de frenos del remolque.

4.6.1 Herramientas y materiales para la calibración

Llaves varias.

Gata hidráulica.

Llave de ruedas.

Destornillador plano.

Palanca de fuerza.

Guaípe y lija gruesa.

Martillo.

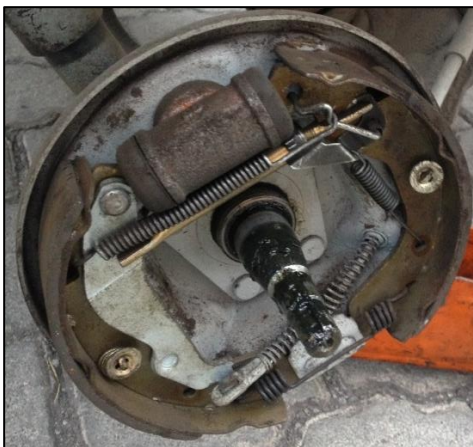
4.6.2 Procedimiento para la calibración del sistema de frenos.

1. Aflojar las tuercas de las ruedas del remolque.
2. Levantar el remolque con la gata hidráulica.
3. Retirar las tuercas y las ruedas.
4. Aflojar y retirar el perno de la punta del eje del remolque.
5. Retirar el tambor de freno.
6. Inspección visual de las zapatas, con la ayuda del guaipe limpiar el polvo que pueda tener y lijar la superficie de frenado de la zapata de ser necesario.
7. Regular las zapatas, girar el engrane que permite ajustar o aflojar las zapatas a la derecha o izquierda según cada rueda.
8. Colocar el tambor y la rueda para verificar que se no se encuentre trabado o muy flojo el sistema, la rueda debe girar $\frac{3}{4}$ de vuelta esta regulación se realiza empíricamente.
9. Colocar y ajustar las tuercas de las ruedas.
10. Bajar la gata hidráulica.

La calibración del sistema es empírica con lo cual se asegura que se encuentre en óptimas condiciones, para la realización de las pruebas de frenado al remolque.

Al igual que el sistema de frenos del vehículo al cual se encuentra conectado el remolque se encuentra en óptimas condiciones, este vehículo cuenta con frenos de disco a las 4 ruedas y las pastillas son nuevas de marca Bosch.

Figura 39.4 Calibración de las zapatas



Fuente: Autor.

4.7 Valores obtenidos de las pruebas de frenado sin el uso del dispositivo y el remolque descargado.

Las pruebas fueron realizadas en condiciones adecuadas, anteriormente especificadas que son las de cumplimiento por el reglamento 13-H de la unión europea sobre la homologación de los vehículos de turismo en lo relativo al frenado, adaptadas para el uso de remolques ya que en el país no existe normativa para la realización de las pruebas para este tipo de vehículos.

Las pruebas de distancia de frenado se realizaron a las velocidades límites para el uso de vehículos livianos con uso de remolque. Las velocidades son a 50 km/h, 70 km/h, y 100 km/h.

4.8 Valores de las pruebas de frenado de 50 km/h a 0 km/h.

En la tabla 13.4 se exponen los datos obtenidos en la prueba a 50km/h sin el uso del dispositivo de frenado en el remolque y sin carga en el mismo, el peso del remolque neto es de 180kg, como los frenos del remolque no se encuentran en uso la temperatura en ellos es relativamente la temperatura ambiente.

Tabla 13-4: Distancias de frenado de 50 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenado en el remolque

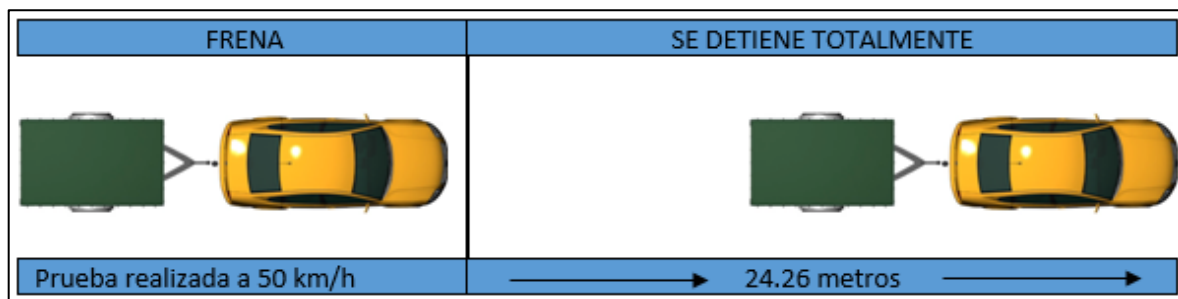
50 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado sin freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	24	21
Prueba 2	24.60	21
Prueba 3	24.20	21
Prueba 4	24.40	21
Prueba 5	24.10	21
Prueba 6	24.30	21

Fuente: Autor

La figura 40.4 indica la distancia recorrida total desde que el conductor del vehículo empieza a accionar el pedal del freno hasta que el vehículo con el remolque se detiene completamente,

la distancia en metros que se muestra en la figura 39.4 es el promedio de las 6 pruebas realizadas anteriormente y descritas en la tabla 13.4.

Figura 40.4 Distancia de frenado



Fuente: Autor

4.9 Valores de las pruebas de frenado de 70 km/h a 0 km/h.

Pruebas realizadas a 70 km/h, y con las condiciones de remolque y temperatura ambiente en los frenos del remolque. Los datos que se obtuvieron son los siguientes descritos en la tabla 14-4.

Tabla 14-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenado en el remolque

70 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado sin freno en el remolque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	60	21
Prueba 2	60.10	21
Prueba 3	60.20	21
Prueba 4	60	21
Prueba 5	60.20	21
Prueba 6	60.15	21

Fuente: Autor

4.10 Valores de las pruebas de frenado de 100 km/h a 0 km/h.

Las pruebas realizadas a 100 km/h con las condiciones anteriores y a esa velocidad con todas las precauciones del tráfico en la vía. Los datos obtenidos se muestran en la en la tabla 15.4.

Tabla 15-4: Distancias de frenado de 100 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenado en el remolque

100 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado sin freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	79.80	21
Prueba 2	80	21
Prueba 3	79.20	21
Prueba 4	80	21
Prueba 5	79.60	21
Prueba 6	80	21

Fuente: Autor

4.11 Valores de eficacia en frío y en caliente.

Ante de realizar las pruebas con el uso del dispositivo y Cumpliendo con el ítem 1.4 (ensayo ordinario de eficacia, con frenos en frío) del reglamento 13-H la temperatura de los frenos medida para la prueba fue de 71° C antes de iniciar la prueba.

Figura 41.4 Recolección de datos de las temperaturas



Fuente: Autor

Primero se realizaron todas las pruebas con el remolque descargado y luego con la carga media y completa.

La fórmula para la deceleración media estabilizada se debe cumplir $d_m = 4.82\text{m/s}^2$ que se estipula en el reglamento 13-H.

$$d_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25,92(s_e - s_b)} \quad (1)$$

Siendo: v_o = velocidad inicial del vehículo en km / h,

V_b = velocidad del vehículo en el 0,8 v_o en km / h,

V_e = velocidad del vehículo a 0,1 v_o en km / h,

S_b = distancia recorrida entre v_o y v_b en metros,

S_e = distancia recorrida entre v_o y v_e en metros.

Los datos obtenidos en las pruebas de a 70km/h como la velocidad inicial y al 80% de la velocidad inicial es 56 km/h y la velocidad al 10% de la velocidad inicial es 7 km/h con sus respectivas distancias de frenado $S_e = 58$ metros y $S_b = 35$ metros.

Se reemplazan en la formula obteniendo una deceleración media estabilizada de 5.17m/s^2 y la norma estipula que debe ser como mínimo exigido 4.82m/s^2 .

$$d_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25,92(s_e - s_b)} \quad (16)$$

$$d_m = \frac{(56^2 - 7^2)\text{km/h}}{25,92(58 - 35)\text{m}}$$

$$d_m = 5.17\text{m/s}^2$$

La eficacia en caliente no será inferior al 75% de lo exigido ni inferior a la cifra registrada en el ensayo anterior que es una distancia de frenado de $0.1 v + 0.0080v^2$ y una deceleración media estabilizada de 4.82 m/s^2 .

$$d_m = \frac{v_b^2 - v_e^2}{25,92(s_e - s_b)} \quad (17)$$

$$d_m = \frac{(56^2 - 7^2) \text{ km/h}}{25,92(60 - 33) \text{ m}}$$

$$d_m = 4.41 \text{ m/s}^2$$

Con ese valor de la deceleración de 4.41 m/s^2 cumple con lo estipulado en el reglamento 13-H, con una distancia de frenado de 46.2 m a una velocidad de 70 km/h .

4.12 Valores obtenidos de las pruebas de frenado con el uso del dispositivo de frenado y el remolque descargado.

4.12.1 Valores de las pruebas de frenado de 50 km/h a 0 km/h .

Las pruebas se realizaron con las condiciones climáticas adecuadas anteriormente descritas. La reducción de distancia de frenado con el dispositivo es de 7.99 m en relación a la distancia de frenado sin el uso del dispositivo en el remolque.

Para recolectar datos adecuados de la distancia de frenado, la temperatura de los frenos una vez calientes se esperó entre prueba y prueba un tiempo prudencial para mantener la misma temperatura en todas las pruebas.

Tabla 16-4:(Continua) Distancias de frenado de 50 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenado en el remolque.

50 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado con freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	16.20	68
Prueba 2	16.60	68

Prueba 3	16.10	68
Prueba 4	16.40	68
Prueba 5	16	68
Prueba 6	16.30	68

Fuente: Autor

4.12.2 Valores de las pruebas de frenado de 70 km/h a 0 km/h.

Los valores que se muestran en la tabla 17-4 fueron tomados en las condiciones que se estipula en el reglamento 13-H de la unión europea descritas anteriormente, obteniendo un promedio del valor de la distancia de frenado de 30.18 entre las 6 pruebas realizadas. Además de eso se muestra la temperatura de los frenos antes de realizar cada prueba.

Tabla 17-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenado en el remolque

70 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado con freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	30	78
Prueba 2	30.20	78
Prueba 3	31	78
Prueba 4	30	78
Prueba 5	29.90	78
Prueba 6	30	78

Fuente: Autor

4.12.3 Valores de las pruebas de frenado de 100 km/h a 0 km/h.

Tabla 18-4: (Continua) Distancias de frenado de 100 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenado en el remolque

100 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado con freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	48	80
Prueba 2	49	80

Prueba 3	47	80
Prueba 4	49	80
Prueba 5	48.20	80
Prueba 6	48.60	80

Fuente: Autor

4.13 Valores obtenidos de las pruebas de frenado sin el uso del dispositivo de frenado y el remolque cargado a 250 kg y a 500 kg.

Para estas pruebas las velocidades se realizaron a 50km/h, 70km/h que son las máximas de circulación estipuladas en la normativa ecuatoriana para vehículos con remolque.

Por la seguridad no se realizó la prueba a una velocidad de 100km/h con 250kg de carga en el remolque.

4.13.1 Valores de las pruebas de frenado de 50 km/h a 0 km/h con 250 kg.

Tabla 19-4: Distancia de frenado sin el dispositivo de frenado de 50 km/h a 0 km/h con 250 kg de carga en el remolque

50 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado sin freno en el remolque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	24	21
Prueba 2	24.10	21
Prueba 3	24.80	21
Prueba 4	24	21
Prueba 5	24.60	21
Prueba 6	24.50	21

Fuente: Autor

4.13.2 Pruebas de 70 km/h a 0 km/h con 250kg.

Tabla 20-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenos en el remolque y a 250 kg de carga.

70 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado sin freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	60	21
Prueba 2	60.10	21
Prueba 3	60.80	21
Prueba 4	60	21
Prueba 5	61	21
Prueba 6	60.20	21

Fuente: Autor

4.13.3 Pruebas de 50 km/h a 0 km/h con 500kg de carga.

Tabla 21-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenos en el remolque y a 500 kg de carga

50 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado sin freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	50	21
Prueba 2	48.20	21
Prueba 3	47.60	21
Prueba 4	48	21
Prueba 5	49.20	21
Prueba 6	49	21

Fuente: Autor

4.13.4 Pruebas de 70 km/h a 0 km/h con 500kg de carga.

Tabla 22-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h sin el dispositivo de frenos en el remolque y a 500 kg de carga

70 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado sin freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	120	21
Prueba 2	120.20	21
Prueba 3	120.40	21
Prueba 4	120	21
Prueba 5	120.60	21
Prueba 6	120.20	21

Fuente: Autor

4.14 Valores obtenidos de las pruebas de frenado con el uso del dispositivo de frenado y el remolque cargado a 250kg y a 500kg.

4.14.1 Pruebas de 50 km/h a 0 km/h con 250kg.

Tabla 23-4: Distancias de frenado de 50 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenos en el remolque y a 250 kg de carga

50 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado con freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	19.70	79
Prueba 2	19	79
Prueba 3	18.60	79
Prueba 4	18.70	79
Prueba 5	19	79
Prueba 6	18.10	79

Fuente: Autor

4.14.2 Pruebas de 50 km/h a 0 km/h con 500 kg.

Tabla 24-4: Distancias de frenado de 50 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenos en el remolque y a 500 kg de carga.

50 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado con freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	39.40	85
Prueba 2	38	85
Prueba 3	36	85
Prueba 4	37.40	85
Prueba 5	37	85
Prueba 6	37.20	85

Fuente: Autor

4.14.3 Pruebas de 70km/h a 0 km/h con 250 kg.

Tabla 25-4: Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenos en el remolque y a 250 kg de carga.

70 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado con freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	30	81
Prueba 2	30.20	81
Prueba 3	29.90	81
Prueba 4	30.10	81
Prueba 5	30	81
Prueba 6	30.40	81

Fuente: Autor

4.14.4 Pruebas de 70 km/h a 0 km/h con 500 kg.

Tabla 26-4 Distancias de frenado de 70 km/h a 0 km/h con el dispositivo de frenos en el remolque y a 500 kg de carga.

70 km/h a 0 km/h	Distancia de frenado con freno en el remoque. (metros)	Temperatura de los frenos. (Grados Centígrados)
Prueba 1	60	91
Prueba 2	60.40	91
Prueba 3	60.20	91
Prueba 4	60	91
Prueba 5	60.90	91
Prueba 6	60.40	91

Fuente: Autor

En la figura 41.4 se muestra la utilización de sacos llenos de arena para realizar las pruebas con y sin el dispositivo con carga en el remolque el peso de los mismos es 50 kg con un total de 5 sacos para 250 kg y 500 kg se utilizó 10 sacos con arena.

Figura 42.4 Remolque con 250 kg de carga



Fuente: Autor

Figura 43.4 Recolección de datos de las pruebas de frenado



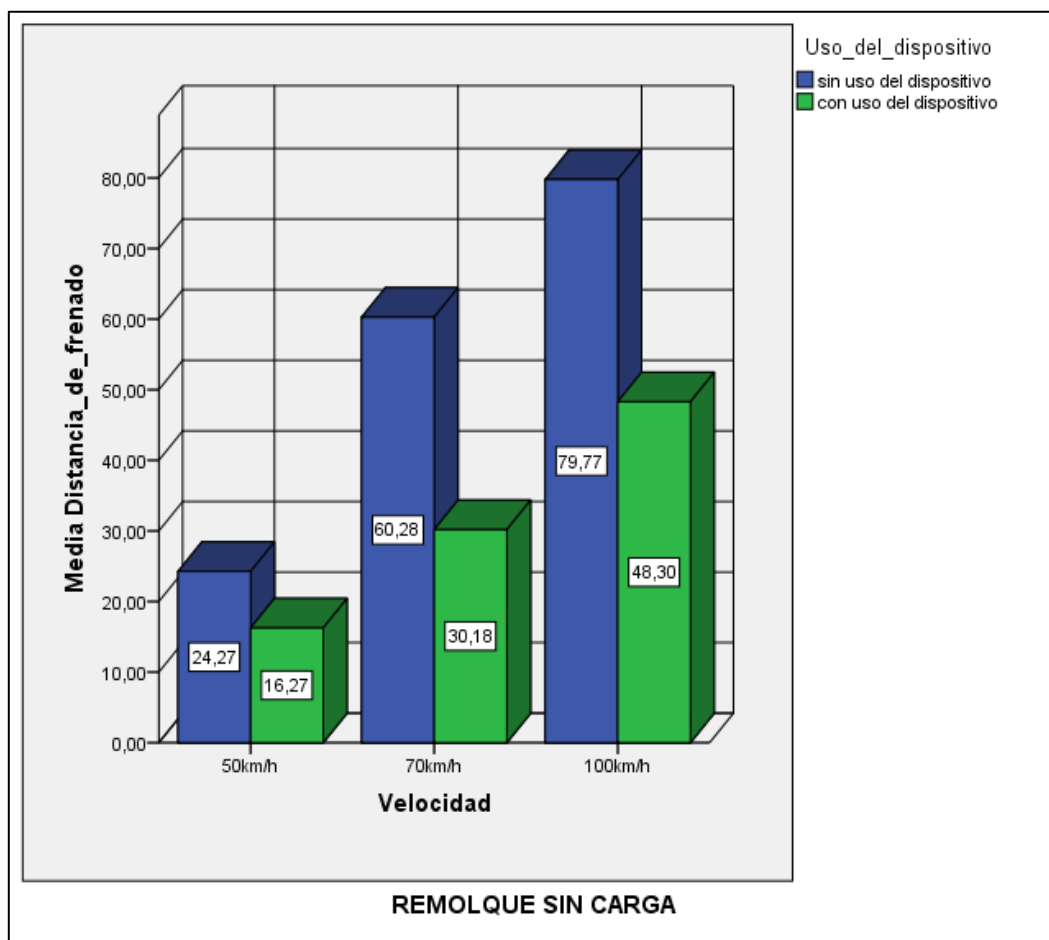
Fuente: Autor

CAPÍTULO V

5. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

El análisis de los datos obtenidos en las pruebas dinámicas se realizó, en el programa IBM spss, ya que en él se pueden combinar una infinidad de variables que permiten un mejor análisis y así observar el comportamiento más apegado a la realidad del sistema de seguridad al frenado instalado en el remolque.

Figura 44.5 Resultados de las pruebas dinámicas sin carga en el remolque



Fuente: Autor

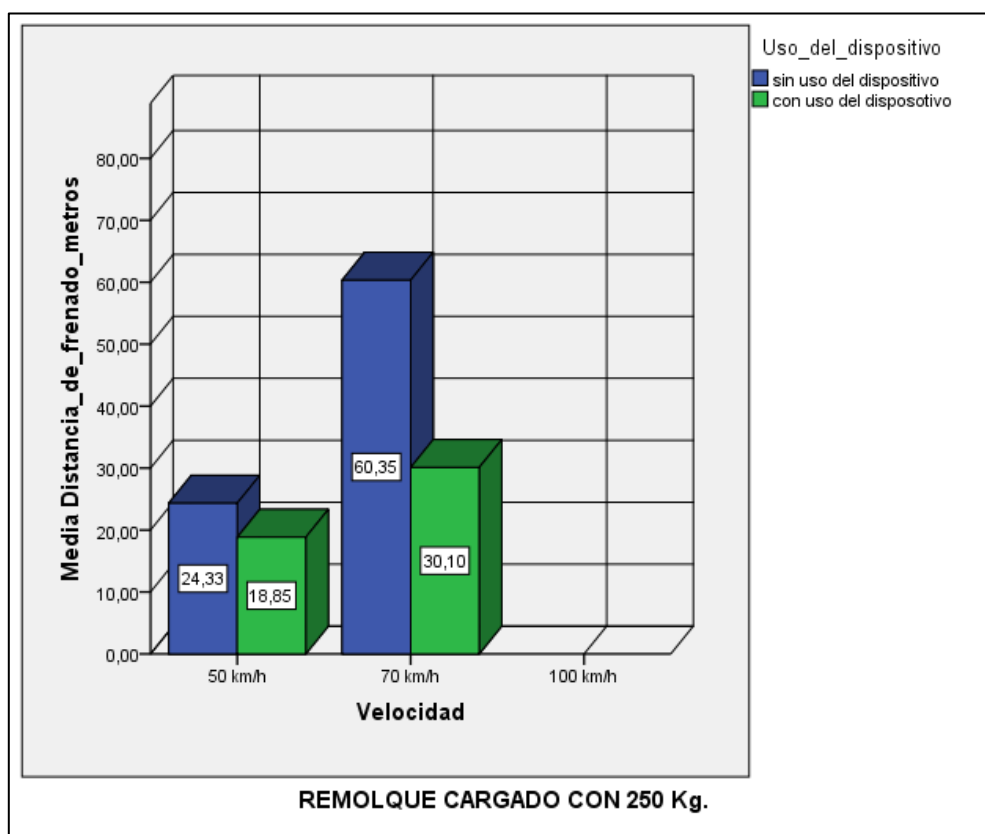
En la figura 44.5 muestra la comparativa de la prueba dinámica para cada velocidad, las barras de color azul representan la distancia de frenado del remolque sin el uso del dispositivo de seguridad, mientras que las de color verde indican la distancia de frenado del remolque con el uso del dispositivo de seguridad.

Para la velocidad de 50 km/h la distancia de frenado media es el valor promedio de las 6 pruebas que se realizó sin uso del dispositivo es de 24,27 metros y con el uso del dispositivo es 16,17 metros, la reducción de la distancia de frenado es del 32,97 % con el uso del dispositivo.

Para la velocidad 70 km/h la media de las distancias de frenado para esta prueba es de 60,23 metros sin el uso del dispositivo y con el uso del dispositivo es de 30,18 metros la reducción de la distancia de frenado es del 49,94% con el uso del dispositivo.

Los resultados para la velocidad de 100 km/h la distancia media de frenado es de 79,77 metros sin uso del dispositivo y con el uso del dispositivo es de 48,30 metros, y la reducción de la distancia de frenado es del 39,45% con el uso dispositivo.

Figura 45.5 Resultados de las pruebas dinámicas con 250 kg de carga



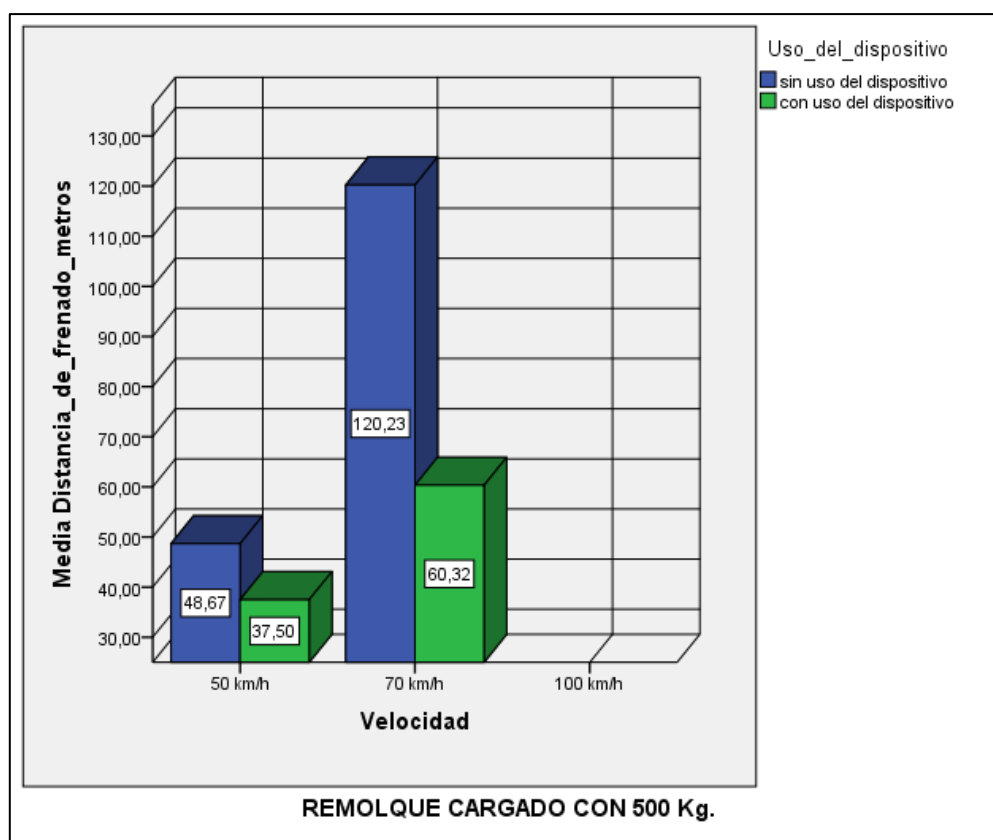
Fuente: Autor

En la figura 45.5 se muestra los datos obtenidos de las distancias de frenado en las pruebas dinámicas con 250 kg carga para 50 km/h y 70 km/h.

Para la velocidad de 50 km/h la distancia de frenado media sin uso del dispositivo es de 24,33 metros y con el uso del dispositivo es 18,85 metros, la reducción de la distancia de frenado es del 22,52 % con el uso del dispositivo.

Para la velocidad 70 km/h la media de las distancias de frenado para esta prueba es de 60,35 metros sin el uso del dispositivo y con el uso del dispositivo es de 30,10 metros la reducción de la distancia de frenado es del 50,12% con el uso del dispositivo.

Figura 46.5 Resultados de las pruebas dinámicas con 500 kg de carga



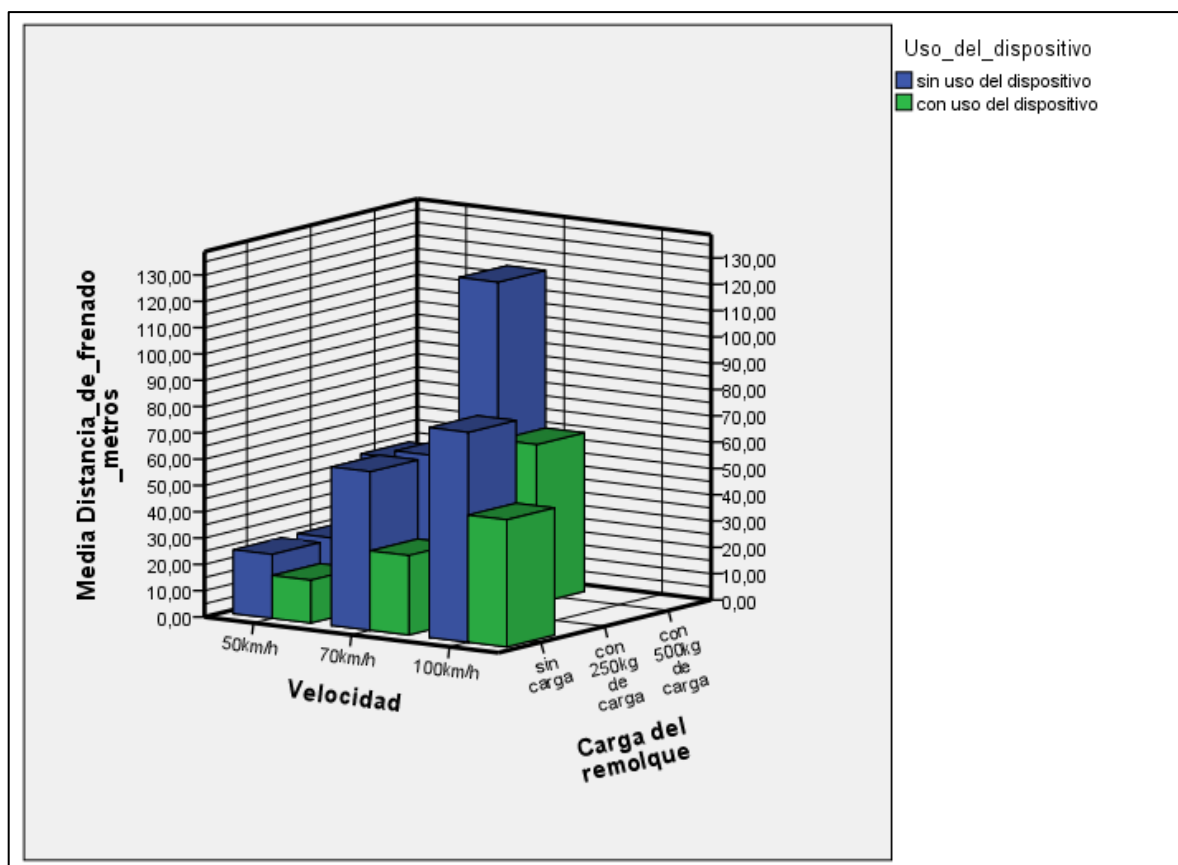
Fuente: Autor

En la figura 46.5 se muestra los datos obtenidos de las distancias de frenado en las pruebas dinámicas con 500 kg de carga para 50 km/h y 70 km/h.

Para la velocidad de 50 km/h la distancia de frenado media sin uso del dispositivo es de 48,67 metros y con el uso del dispositivo es 37,50 metros, la reducción de la distancia de frenado es del 22,95 % con el uso del dispositivo.

Para la velocidad 70 km/h la media de las distancias de frenado para esta prueba es de 120,23 metros sin el uso del dispositivo y con el uso del dispositivo es de 60,32 metros la reducción de la distancia de frenado es del 49,83% con el uso del dispositivo.

Figura 47.5 Cuadro comparativo de variables



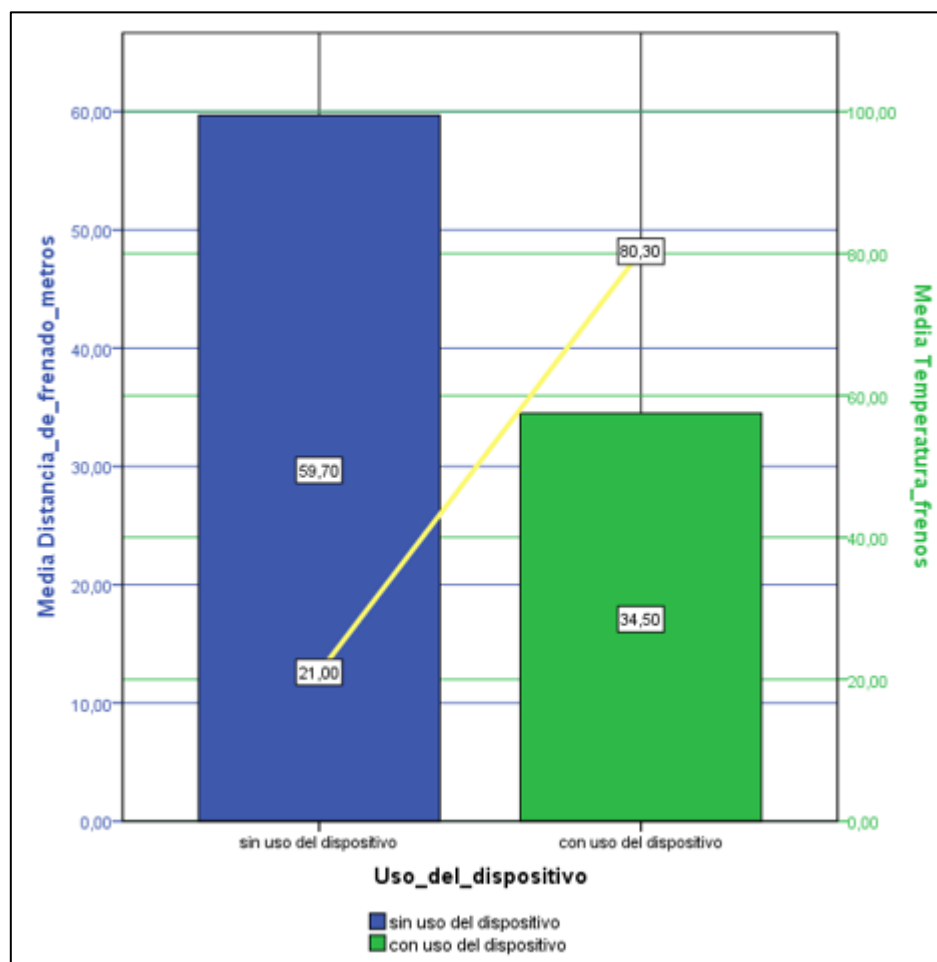
Fuente: Autor

En la figura 46.5 indica todos los datos y las variables que se mostraron en las imágenes anteriores recopiladas en un solo cuadro, las distancias de frenado a diferentes cargas y velocidades al igual que con el uso y sin el uso del dispositivo en el remolque.

La reducción en distancia de frenado es de hasta el 49,83% con la velocidad máxima de circulación de un vehículo que arrastra un remolque, y con una carga máxima de 500kg.

En la figura 47.5 se realiza la comparativa entre la temperatura y la distancia de frenado tiene una relación dependiente de acuerdo al uso de los frenos del remolque mientras se use el dispositivo de frenado aumenta la temperatura, es decir que mientras más se use el dispositivo más se van a calentar los frenos, pero en base a los estudios realizados el promedio de la temperatura con el funcionamiento del sistema la temperatura es de 80,30 grados centígrados a una distancia de frenado promedio de 34,50 metros.

Figura 48.5 Cuadro comparativo de acuerdo a la temperatura de los frenos



Fuente: Autor

Conclusiones

Se analizó la existencia de dispositivos de seguridad al frenado usados para las unidades de carga muy liviana, mediante el uso de encuestas a los fabricantes de las unidades de carga, con el fin escoger un dispositivo de seguridad adecuado que se adapte a las unidades de carga que fabrican los productores de la localidad.

Se diseñó un dispositivo de seguridad al frenado usando ayuda en CAD y CAE arrojando datos adecuados en cuanto a resistencia de materiales usados en el dispositivo, una falla en el diseño fue que el sistema no contaba con freno de mano, pero luego se observó la necesidad de implementarlo para detener el remolque estacionado sin necesidad de cuñas como se realizaba anteriormente, además se implementó una luz testigo de accionamiento del freno de mano, que se mostrara en el panel de instrumentos.

Se construyó el sistema utilizando diseño por CAD, las cañerías, la bomba de freno, la válvula reguladora de presión, zapatas de freno están de acuerdo a los cálculos realizados para la selección de los elementos.

Las pruebas dinámicas se realizaron respetando las velocidades de referencias límites permitidas en Ecuador como son 50 km/h, 70 km/h, y 100 km/h, sin carga, con 250 kg y con 500 kg en el remolque.

En la prueba a 50 km/h sin carga en el remolque, se determinó una reducción de la distancia de frenado del 32,97% con el uso del dispositivo de seguridad al frenado. La reducción de la distancia de frenado a 70km/h es del 49,94% con el uso del dispositivo y a una velocidad de 100km/h la reducción de la distancia de frenado es del 39,45%.

Los resultados obtenidos para las pruebas con 250 kg de carga a 50 km/h y a 70 km/h la distancia de frenado se reduce al 22,52% y 50,12% respectivamente con el uso del dispositivo de frenado.

En las pruebas con la carga máxima de 500 kg a 50 km/h y a 70 km/h la reducción de la distancia de frenado con el uso del dispositivo es de 22,95% y 49,83% respectivamente.

En los estudios realizados el promedio de la temperatura en todas las pruebas, con el funcionamiento del sistema, fue de 80,30 grados centígrados a una distancia de frenado

promedio de 34,50 metros, en relación de la distancia de frenado y la deceleración estipulada en el reglamento N° 13-H literal 1.5.2.2 de la unión europea, con lo cual se pudo determinar que con esta temperatura el sistema no pierde eficiencia.

A 100km/h sin carga en el remolque la reducción de la distancia de frenado fue 31 metros, y con 250kg, pero con 500kg de carga no se logró alcanzar esta velocidad, ya que, para un automóvil con esa carga, no es posible llegar a esa velocidad por la misma potencia del vehículo y además es un factor de riesgo

Recomendaciones

Se recomienda usar un vehículo de mayor capacidad de carga de remolque para que se pueda alcanzar una velocidad de 100km/h exclusivamente para pruebas, no es recomendable alcanzar esa velocidad en un vehículo que lleva anclado un remolque y con carga en el mismo, ya que el trabajo propuesto promueve la seguridad vial.

Se recomienda cumplir con los ajustes adecuados en la regulación de las zapatas para que no ocurran daños por sobrecalentamiento de los frenos del remolque. Además de un engrasado del tubo interno de la barra de tiro, para prolongar la vida útil de los rodamientos internos.

Realizar un estudio para que la válvula reguladora de presión tenga un control electrónico, al accionar la marcha de reversa del vehículo.

Implementar un sistema ABS para los frenos del remolque.

Bibliografía

ÁGUEDA , Eduardo ;et al. *Sistemas de Transmisión y Frenado*. Madrid-España: Paraninfo, 2011.pp. 226-245.

MARTINES, G. H. *Manual del automovil reparación y mantenimiento*.Barcelona-España: Cultura. 2002.P.204.

IPAC-ACERO. IPAC Duferco Group. [En línea],2004. [20 junio 2018]P.9. Disponible en: http://www.ipac-acero.com/revista-digital/IPAC_catalogo.html

CALVO MARTÍN, Jesús; & MIRAVETE DE MARCO, Antonio. *Mecánica del Automóvil Actualizada*. España : Antonio Miravete De Marco, 1997.pp. 20-25.

CRIADO OCAÑA, Elena. Diseño y cálculo del sistema de frenado para un prototipo fórmula student. [En línea]. (Proyecto de fin de carrera I.T.I Mecánica) Universidad Carlos III, Madrid, España.2012. pp 70-75. [Consulta: 2018-01-22]. Disponible en : <https://e-archivo.uc3m.es/handle/10016/14460>.

OROSCO, J.L. *Diagnóstico Servicio Frenos Convencionales*. México : México Digital Comunicación, 2008, pp.20-45.

MOTOR GIGA. *Fuerza de inercia* [En línea] 2007.P.1. [Consulta: 22 junio 2018]. Disponible en : <https://diccionario.motorgiga.com/diccionario/fuerza-de-inercia-definicion-significado/gmx-niv15-con194244.htm>.

Reglamento N° 13-H de la Comisión Económica para Europa de las Naciones Unidas (CEPE). *Disposiciones uniformes sobre la homologación de los vehículos de turismo en lo relativo al frenado [2015/2364]*.

SAMARTIN, G. Dirección General de Tráfico [En línea] 2017, España, P.1. [Consulta: 12 junio 2018.],Dispionible en: <http://revista.dgt.es/es/reportajes/2017/07JULIO/Reportaje-remolques.shtml#>.

BUDYNAS R.G. & NISBETT J.K . *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*.8^{va} ed. México : Mc Graw-Hill Interamericana, 2008.pp.812-819

VOLVO. *Owners manual volvo-240-series-1978-español*.1978.P.22.