



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO
TRANSPARENTE DE UN PUENTE DIFERENCIAL
POSTERIOR PARA COMPROBAR LAS
CARACTERÍSTICAS TRIBOLÓGICAS DE LOS FRENOS
PARA EL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE
INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

**EUGENIO ALULEMA GUILLERMO JOSÉ
QUISHPE CHANGO EDGAR RODOLFO**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:

INGENIERO AUTOMOTRIZ

**RIOBAMBA – ECUADOR
2015**

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2014-10-07

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

EUGENIO ALULEMA GUILLERMO JOSÉ

Titulada:

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO TRANSPARENTE DE UN
PUENTE DIFERENCIAL POSTERIOR PARA COMPROBAR LAS
CARACTERÍSTICAS TRIBOLÓGICAS DE LOS FRENOS PARA EL
LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

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

INGENIERO AUTOMOTRIZ

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

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Bolívar Cuaical
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Luis Santiago Choto
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

2014-10-07

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

QUISHPE CHANGO EDGAR RODOLFO

Titulada:

**“IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO TRANSPARENTE DE UN
PUENTE DIFERENCIAL POSTERIOR PARA COMPROBAR LAS
CARACTERÍSTICAS TRIBOLÓGICAS DE LOS FRENOS PARA EL
LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ”**

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

INGENIERO AUTOMOTRIZ

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

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Bolívar Cuaical
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Luis Santiago Choto
ASESOR DE TESIS

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: GUILLERMO JOSÉ EUGENIO ALULEMA

TÍTULO DE LA TESIS: “IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO
TRANSPARENTE DE UN PUENTE DIFERENCIAL POSTERIOR PARA
COMPROBAR LAS CARACTERÍSTICAS TRIBOLÓGICAS DE LOS FRENOS
PARA EL LABORATORIO DE LA ESCUELA DE INGENIERÍA
AUTOMOTRIZ”

Fecha de Examinación: 2015-02-25

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Dr. Mario Efraín Audelo Guevara PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Bolívar Cuaical DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Luis Santiago Choto ASESOR			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Dr. Mario Efraín Audelo Guevara
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

ESPOCH

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: EDGAR RODOLFO QUISHPE CHANGO

TÍTULO DE LA TESIS: “IMPLEMENTACIÓN DE UN BANCO DIDÁCTICO
TRANSPARENTE DE UN PUENTE DIFERENCIAL POSTERIOR PARA
COMPROBAR LAS CARACTERÍSTICAS TRIBOLÓGICAS DE LOS FRENOS
PARA EL LABORATORIO DE LA ESUCELA DE INGENIERÍA
AUTOMOTRIZ”

Fecha de Examinación: 2015-02-25

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
Dr. Mario Efraín Audelo Guevara PRESIDENTE TRIB. DEFENSA			
Ing. Bolívar Cuaical DIRECTOR DE TESIS			
Ing. Luis Santiago Choto ASESOR			

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

RECOMENDACIONES: _____

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

Dr. Mario Efraín Audelo Guevara
PRESIDENTE DEL TRIBUNAL

DERECHOS DE AUTORÍA

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

Guillermo José Eugenio Alulema

Edgar Rodolfo Quishpe Chango

DEDICATORIA

Primeramente agradezco a dios por todo los beneficios y la salud de mi persona y de toda mi familia, por siguiente agradezco especialmente a mis padres a mis amigos que de una u otra manera me ayudaron a seguir adelante en mi carrera, por lo cual agradezco infinitamente y de corazón a mi madre, Dolores Alulema Cacuango a mi padre José Luis Eugenio, a mis hermanos y hermanas. A mis profesores que siempre me han colaborado en mi proceso de profesionalización.

Guillermo José Eugenio Alulema

Este trabajo dedico o todos los que estuvieron presentes en todas las circunstancias de mi vida, en especial a mis padres y a dios por guiarme por un buen camino ya que sin el apoyo y el consentimiento de ellos no podría culminar mi anhelada carrera.

Edgar Rodolfo Quishpe Chango

AGRADECIMIENTO

El más sincero agradecimiento a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo, en especial a la Escuela de Ingeniería Mecánica, por brindarnos la oportunidad de obtener una profesión y ser personas útiles a la sociedad.

Y en especial para todos los amigos, compañeros y personas que nos apoyaron de una u otra manera para culminar con éxito una etapa de nuestras vidas.

Guillermo José Eugenio Alulema

Un agradecimiento de todo corazón a dios de igual manera a mis padres, hermanos, amigos y a todos los que no he podido nombrar.

Como no también a la institución como es a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo de igual manera a todos los profesores que día a día supieron entregar todos sus conocimientos impartidas en las aulas, para poder culminar la carrera con éxito y poder ser útil a la sociedad.

Edgar Rodolfo Quishpe Chango

CONTENIDO

	Pág.
1. INTRODUCCIÓN	
1.1 Antecedentes	1
1.2 Justificación	1
1.3 Objetivos	2
1.3.1 <i>Objetivo general</i>	2
1.3.2 <i>Objetivos específicos</i>	2
2. MARCO TEÓRICO	
2.1 ¿Qué es la transmisión?	3
2.2 Tipos de los sistemas de transmisión	3
2.2.1 <i>Motor delantero y tracción delantera</i>	3
2.2.2 <i>Motor delantero y tracción posterior</i>	4
2.2.3 <i>Motor trasero y tracción posterior</i>	4
2.2.4 <i>Tracción total</i>	4
2.3 Elementos del sistema de transmisión	5
2.3.1 <i>Caja de velocidades</i>	5
2.3.2 <i>Embrague</i>	5
2.3.3 <i>Árbol de transmisión</i>	6
2.3.4 <i>Unión universal</i>	8
2.3.6 <i>El diferencial</i>	9
2.3.7 <i>Clasificación de los diferenciales</i>	10
2.4 Sistema de frenos	16
2.5 Tipos de frenos.....	16
2.5.1 <i>Freno de disco</i>	16
2.5.2 <i>Freno de tambor</i>	17
2.5.3 <i>Elementos que forman parte del freno de tambor</i>	17
3. DISEÑO Y VALIDACIÓN DE COMPONENTES MECÁNICOS MEDIANTE CÁLCULOS	
3.1 Definición del banco didáctico de un puente diferencial.....	21
3.2 Elementos a conformar el banco didáctico de un puente diferencial, sistema de frenos, árbol de transmisión y pruebas de Tribología.	21
3.2.1 <i>Motor</i>	21
3.2.1.1 <i>Selección adecuada, de un motor eléctrico mediante cálculos</i>	22
3.2.2 <i>Polea</i>	24
3.2.3 <i>Bandas</i>	25
3.2.4 <i>Manómetro</i>	37
3.2.5 <i>Bomba hidráulica</i>	37
3.2.6 <i>Cañerías</i>	38
3.2.7 <i>Anillo magnético</i>	38
3.2.8 <i>El amperímetro</i>	39
3.2.9 <i>Diferencial</i>	39

3.2.10	<i>Cálculo de las rpm y la velocidad de avance en función de las desmultiplicaciones.....</i>	50
3.2.11	<i>Cálculos en el sistema de freno.....</i>	52
3.3	Peso del banco didáctico.....	55
3.4	Diseño y ensamblaje de elementos para el banco didáctico.....	55
4.	PRUEBAS Y ENSAYOS TRIBOLÓGICOS DEL BANCO DIDÁCTICO	
4.1	¿Qué es Tribología?.....	66
4.1.1	<i>Fricción.....</i>	66
4.1.2	<i>Desgaste.....</i>	66
4.1.3	<i>Lubricación.....</i>	66
4.2	Cálculo para las pruebas Tribológicas en el sistema de frenos.....	66
4.3	Calculo de la fuerza de rozamiento entre zapata y tambor.....	67
4.4	Cálculo del par de frenado.....	68
4.5	Pruebas Tribológicas en el sistema de freno.....	68
4.5.1	<i>Herramientas utilizada para las pruebas Tribológicas:.....</i>	68
4.6	Procedimiento para la realización de las pruebas Tribológicas.....	70
4.7	Tabla de pruebas Tribológicas realizada en el banco didáctico.....	72
4.8	<i>Lubricación.....</i>	72
4.9	Análisis del sistema de freno de tambor en software de elementos finitos.....	73
4.9.1	<i>Simulación del sistema de freno a tambor en el programa CAD.....</i>	74
4.9.2	<i>Importación de la simulación al software de elementos finitos.....</i>	74
4.9.3	<i>Creación del material del tambor.....</i>	75
4.9.4	<i>Mallado del sistema.....</i>	75
4.9.5	<i>Aplicación de fuerzas y momentos en las que se encuentra sometido.....</i>	76
4.9.6	<i>Análisis y resultados que da el software de elementos finitos.....</i>	76
4.10	Análisis térmico del sistema de frenos, en software de elementos finitos.....	77
4.11	Ensayo de dureza Brinnel en las zapatas de freno.....	79
4.11.1	<i>Introducción.....</i>	79
4.11.2	<i>Aparatos y equipos utilizados.....</i>	79
4.11.3	<i>Procedimiento.....</i>	80
5.	PLAN DE MANTENIMIENTO	
5.1	Mantenimiento.....	84
5.1.1	<i>Mantenimiento preventivo.....</i>	84
5.1.2	<i>Mantenimiento predictivo.....</i>	85
5.1.3	<i>Mantenimiento correctivo.....</i>	85
5.2	Tipo de mantenimiento para el banco didáctico del sistema diferencial.....	85
5.2.1	<i>Tipo de mantenimiento para el sistema diferencial.....</i>	85
5.3	Revisión y desmontaje de los elementos del diferencial.....	85
5.3.1	<i>Cambio de aceite en el diferencial.....</i>	85
5.3.2	<i>Revisión de fugas.....</i>	86
5.3.3	<i>Desmontaje:.....</i>	86
5.3.4	<i>Posibles averías.....</i>	87
5.4	Normas de seguridad para el correcto uso del banco didáctico dentro del taller automotriz.....	90
6.	COSTOS	
6.1	Costos directos.....	92

6.2	Costos indirectos.....	92
6.3	Costos totales.....	93
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	
7.1	Conclusiones.....	94
7.2	Recomendaciones.....	95

BIBLIOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

	Pág.
1 Selección de motores eléctricos monofásicos y trifásicos.....	23
2 Características del motor	24
3 Identificación de poleas y correas	27
4 Selección de la banda de transmisión.....	30
5 Selección de poleas y banda.....	31
6 Factor de corrección	32
7 Selección de material para bandas.....	35
8 Cálculo en Excel motor de A.C.....	42
9 Características de un motor Chevrolet spark.....	42
10 Cálculo en Excel de un motor Chevrolet spark.....	43
11 Cálculo en Excel de la velocidad crítica o la flexión	47
12 Cálculo de las rpm en función de las desmultiplicaciones	52
13 El peso de elementos en el banco	55
14 Características del acero ASTM A36.....	56
15 Pruebas tribológicas del sistema de frenos del banco didáctico.....	72
16 Plan de mantenimiento	89
17 Normas de seguridad	23
18 Costos directos	24
19 Costos indirectos	27
20 Costos totales.....	23

LISTA DE FIGURAS

	Pág.
1 Tracción delantera	3
2 Tracción posterior.....	4
3 Motor trasero y tracción posterior	4
4 Tracción total.....	5
5 Caja de cambio	5
6 El embrague.....	6
7 Árbol de transmisión	6
8 La ubicación del árbol de transmisión.....	7
9 Configuración del árbol de propulsión	7
10 La oscilación en el vehículo	8
11 Variación de velocidad entre los ejes de la junta cardán.....	8
12 Despiece de una junta cardán	8
13 Talón de Aquiles	9
14 La inclinación del árbol de transmisión	9
15 Por disco de fricción.....	11
16 Por viscoacoplador	11
17 Torsen.....	12
18 Aceites de transmisión.....	13
19 Carcasa	13
20 Piñón de ataque	14
21 Corona	14
22 Palieres	15
23 Caja de satélites	15
24 Grupo piñón corona.....	16
25 Sistema de frenos.....	16
26 Freno de disco	17
27 Despiece del tambor de frenos	17
28 El tambor	18
29 Plato portafreno	18
30 El bombín	19
31 La zapata.....	19
32 Líquido de freno automotriz.....	20
33 Aplicación del torque en baja escala, al diferencial	22
34 El motor eléctrico	23
35 Características del motor eléctrico	24
36 La polea	24
37 Banda.....	25
38 Características que más se asemejan a su motor	26

39	Selección de correa.....	27
40	Transmisión de banda y poleas	29
41	Diagrama del mecanismo	34
42	Diagrama de tensiones.....	36
43	El manómetro	37
44	Bomba hidráulica	37
45	Cañería.....	38
46	Anillo magnético	38
47	El amperímetro	39
48	El diferencial con carcasa transparente	39
49	Diferencial	40
50	Despiece del diferencial	40
51	Número de rpm total en el árbol.....	44
52	Nomenclatura de una llanta de vehículos.....	51
53	Sistema de frenos.....	52
54	Presión del líquido.....	53

SIMBOLOGÍA

τ	Tensión máxima cortante	N/cm ²
d_1	Diámetro de la polea 1	cm
d_2	Diámetro de la polea 2	cm
N_1	Número de revoluciones del motor	rpm
N_2	Número de revoluciones dadas en la polea	rpm
A	Distancia entre centro	cm
L	Longitud de la banda de transmisión	cm
D_1	Diámetro de la polea 1	cm
D_2	Diámetro de la polea 2	cm
N_T	Número de revoluciones dadas total	rpm
M	Par máximo salida a la caja de cambios, afectado del coeficiente de seguridad.	N.m
I_o	Momento de inercia polar	m ⁴
D	Diámetro exterior del cardán	cm
d	Diámetro interior del cardán	cm
Z_P	Número de dientes del piñón	-----
Z_C	Número de dientes de la corona del diferencial	-----
n_G	Revoluciones del árbol de transmisión	rpm
n_A	Revoluciones de semiejes o palieres	rpm
M_P	Par del piñón	Nm
M_A	Par del árbol de accionamiento	Nm
M_C	Par de la corona del diferencial	Nm
i_{dif}	Relación de transmisión del puente	-----
F_B	Fuerza del brazo	N
F_P	Fuerza en la cabeza del embolo del cilindro principal de frenado	N
r_1	Brazo de palanca 1 de la palanca de freno	cm
r_2	Brazo de palanca 2 de la palanca de freno	cm
P_L	Presión del circuito	N/cm ²
d_p	Diámetro del cilindro principal	cm
F_2	Fuerza de aprieto de los cilindros en las ruedas traseras	N
d_r	Diámetro de los cilindros de las ruedas traseras	cm
μ	Coefficiente de rozamiento entre zapata y tambor	-----
F_2	Fuerza del bombín	N
F_t	Fuerza de rozamiento entre zapata y tambor	N
D	distancia desde el centro de la rueda hasta la posición de rozamiento entre elementos	cm
F	Carga aplicada	kgf
F	Carga aplicada en el diámetro de la esfera	kgf

D	Diámetro de la esfera	mm
D _M	Diámetro medio de la huella	mm
T	Par de torsión	N.m
V _c	Velocidad crítica	m/s
K	Constante	-----
E	Módulo de Young	kg/cm ²
Δ	Peso específico	kg/cm ³
V _{av}	Velocidad de avance del vehículo	m/s
C	Perímetro de la rueda	cm
D	Diámetro	cm
R	Radial	mm
C	Par de frenado	N.m

LISTA DE ABREVIACIONES

API	Instituto Americano del Petróleo
SAE	Sociedad de Ingenieros Automotrices
INEN	Instituto Ecuatoriano de Normalización
DOT	Departamento Oficial de Transporte
CAE	Ingeniería Asistida por Computadora
CAD	Diseño Asistido por Computadora
ASTM	Sociedad Americana para Pruebas y Materiales
ASTM A 36	Sociedad Americana para pruebas y Materiales de aleación de aceros al carbono
DIN	Instituto Alemán de Normalización

LISTA DE ANEXOS

- A** Formato de prácticas de laboratorio
- B** Manual de mantenimiento y operación
- C** Manual de prácticas
- D** Tabla del catálogo de bandas
- E** Manual de taller
- F** Trabajos realizados en el puente diferencial transparente

RESUMEN

El objetivo de esta tesis; se realizó con fines didácticos y experimentales; es observar el funcionamiento del sistema diferencial, de frenos y, realizar pruebas de Tribología, y así contribuir a la Escuela de Ingeniería Automotriz.

Se realizaron estudios de modelación y análisis en la estructura y sistema de frenos, con la ayuda del software CAD y ANSYS, tomando en cuenta las diferentes variables a ingresar.

El material utilizado en la construcción del bastidor es de un tubo rectangular de acero al carbono ASTM A36. Se emplearon técnicas tradicionales aplicadas en la construcción de estructuras metálicas; el complemento de la estructura, consiste en el ensamblaje, de elementos mecánicos como; motor de CA monofásico, caja reductora, árbol de transmisión, diferencial y el sistema de frenos.

Los resultados del estudio de la tribología y ensayos de los diferentes tipos de materiales en zapatas de los frenos son satisfactorios, así como también el análisis de los esfuerzos que soporta la estructura.

A la hoja electrónica Excel se ingresaron fórmulas de cálculos que nos ayuda a obtener el resultado con exactitud. Por último se realizó la manufactura para su acabado superficial.

Se recomienda leer principalmente, el manual de operación y seguridad personal.

ABSTRACT

This is an educational and experimental paper. The objective is to observe the differential system of brake operation, and make tribology testing, as a contribution to the Automotive Engineering School.

The modeling and analysis of the banks' systems were developed with ANSYS and Solid Works software, taking into account the different variables to enter.

The material selection was performed according to the calculations and obtained results, the catalog and existing material in the market were considered for the selection, and for the frame construction a rectangular carbon steel tube ASTM A36 was used. Traditional techniques applied in steel structures construction were used, the bank complement consist of assembling mechanical elements such as; AC (Alternating current) motor, gearbox, drive shaft, differential and brake system. Finally the manufacturing process was performed to get an adequate surface finish.

The tribology study and tests were satisfactory for the different materials in brake shoes, as well as the analysis of the weight the structure supports.

In the electronic spreadsheet the calculus formulas were entered to get and efficient outcome.

It is recommended to read the operational manual and personal safety.

CAPÍTULO I

1. INTRODUCCIÓN

1.1 Antecedentes

La escuela de Ingeniería Automotriz tiene como objetivo principal formar profesionales competitivos y aptos para el servicio a la comunidad y al país, dando soluciones científicas y tecnológicas poniendo énfasis en el cuidado del medio ambiente.

Esta escuela ha tenido un crecimiento de alumnos, debido a esto y a la evolución constante que tiene el campo automotor, es muy importante el equipamiento del laboratorio con la construcción de un banco didáctico de un sistema diferencial transparente mediante el cual los estudiantes de la escuela reforzaran los conocimientos teóricos adquiridos en el aula para formar profesionales de calidad y reforzar los estudios de tribología, como la ciencia y la tecnología, para que se estudie las superficies en movimiento relativo así como coeficiente de fricción y desgaste de los frenos.

1.2 Justificación

Se ha optado por realizar el banco didáctico el sistema diferencial que contribuirá con el laboratorio de la escuela de ingeniería automotriz.

La construcción e implementación del banco didáctico ayudara a los estudiantes a conocer el funcionamiento de las partes que conforma un puente diferencial como también en las pruebas tribológicas que se podrán realizar de tal forma que reforzará los conocimientos.

Mediante el banco didáctico se conocerá el objetivo principal del sistema diferencial así mismo el buen desempeño de un sistema de frenos que nos ayuda a la seguridad del automóvil y la eficiencia en los frenos del vehículo. En este banco se lo puede realizar pruebas de desgaste en frenos y el estudio del cardán, para lo cual el diseño nos ayuda a configurar el banco de varias maneras y por ende realizar sus estudios.

Se podrán realizar en el banco didáctico aplicando los conocimientos de tribologías de un sistema de frenos a tambor.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo general. Implementar un banco didáctico transparente de un puente diferencial posterior para comprobar las características tribológicas de los frenos para el laboratorio de la escuela de Ingeniería Automotriz.

1.3.2 Objetivos específicos

- Conocer los elementos que forman parte del puente diferencial y frenos. Para lo cual lleguen a entender de qué elemento se trata específicamente y que función cumplen cada una de ellas.
- Realizar los cálculos del sistema diferencial y de frenos. Para saber la desmultiplicación, las rpm y el torque que llega a cada una de las ruedas.
- Realizar las pruebas tribológicas de frenos. Para llegar a comprobar la efectividad del frenado y la dureza de los distintos foros de zapatas.
- Ensamblar cada uno de los elementos que forman parte del banco didáctico.
- Realizar un manual de operación, mantenimiento y reparación del sistema.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 ¿Qué es la transmisión?

Es el conjunto de elementos encargados de transmitir el movimiento desde la caja de cambios a las ruedas. Está compuesta por el grupo diferencial y los arboles de transmisión. (GIL, 2002 pág. 748)

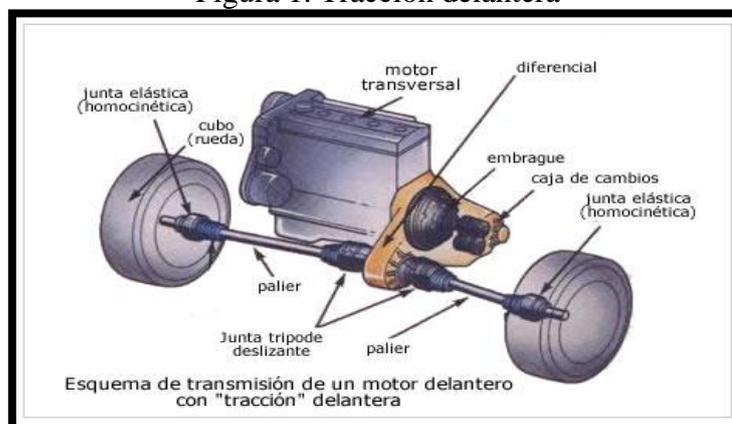
2.2 Tipos de los sistemas de transmisión

Existen varios tipos de transmisiones, para llevar el movimiento desde el motor hacia las ruedas posteriores, o delanteras. También vienen según el modelo como son:

- Motor delantero y tracción delantera
- Motor delantero y tracción posterior
- Motor trasero y tracción posterior
- Tracción total

2.2.1 Motor delantero y tracción delantera. En este tipo de tracción sus ruedas delanteras son motrices y no posee árbol de transmisión. Este sistema es empleado en automóviles, turismos de pequeña y mediana potencia. (todomecanicaa)

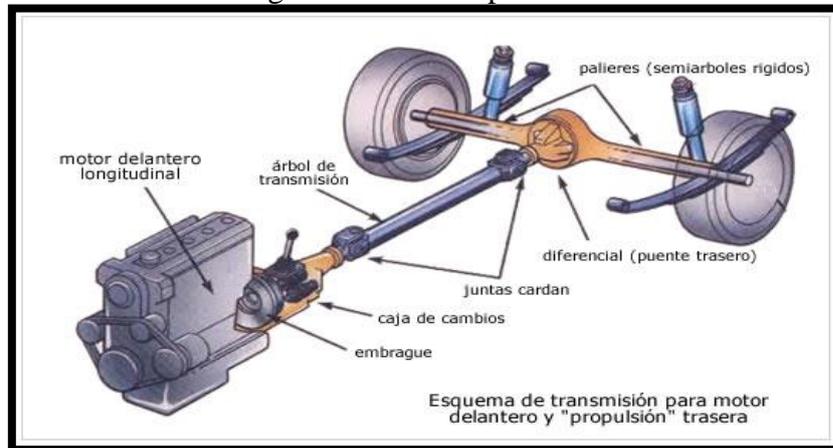
Figura 1. Tracción delantera



Fuente: <http://todomecanicaa.blogspot.com/p/sistema-de-transmision.html>

2.2.2 Motor delantero y tracción posterior. En este tipo las ruedas posteriores son motrices y dispone de un árbol de transmisión. Se utilizan en camiones y turismos de grandes potencias. (todomecanicaa)

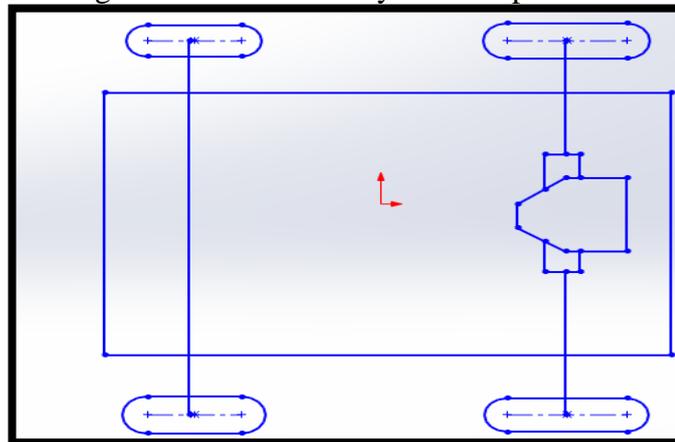
Figura 2. Tracción posterior.



Fuente: <http://todomecanicaa.blogspot.com/p/sistema-de-transmision.html>

2.2.3 Motor trasero y tracción posterior. En este sistema, las ruedas posteriores son motrices, y por ende no poseen cardán. En este tipo, apenas son empleados en la actualidad, por problemas de refrigeración de motor.

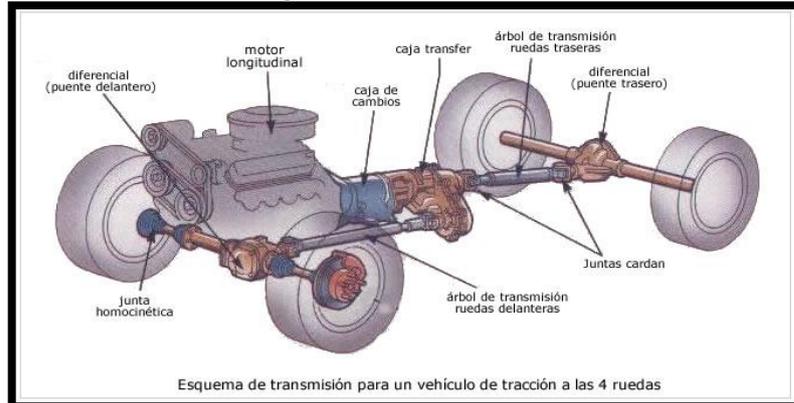
Figura 3. Motor trasero y tracción posterior



Fuente: Autores

2.2.4 Tracción total. En este tipo de sistema, los dos puentes son motrices y poseen un diferencial cada uno. Con esta transmisión el conductor podrá configurar a voluntad, para enviar el movimiento a los dos puentes o solamente al posterior. Esta transmisión se monta en vehículos todo terreno. (todomecanicaa)

Figura 4. Tracción total



Fuente: <http://todomecanicaa.blogspot.com/p/sistema-de-transmision.html>

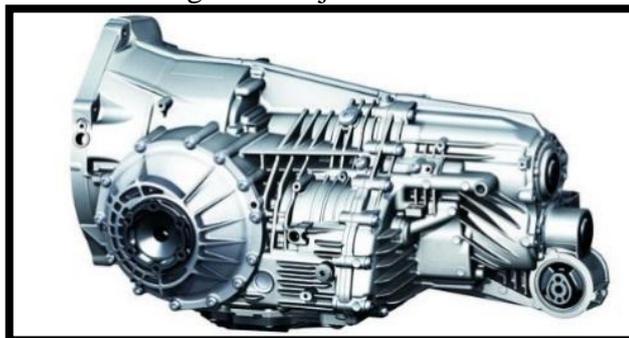
2.3 Elementos del sistema de transmisión

Para describir, los diferentes elementos que conforma un sistema de transmisión, nos basamos en un vehículo con tracción posterior y motor delantero.

2.3.1 Caja de velocidades. Este elemento cumple la función de variar las revoluciones de las ruedas e invertir la misma.

Con la caja de velocidades se logra mantener dentro de las condiciones favorables la potencia desarrollada por el motor. (MARTÍNEZ, 2003 pág. 788)

Figura 5. Caja de cambio



Fuente: <http://professionalautomotive.files.wordpress.com/2012/07/pdk-porche-fc3adsicamente.jpg>

2.3.2 Embrague. Es un sistema de acoplamiento montado sobre el volante del motor, que permite acoplar o desacoplar el movimiento del motor hacia la caja de velocidades para posteriormente ser enviadas al mecanismo diferencial y por ultimo a las ruedas. (GIL, 2002 pág. 527)

Figura 6. El embrague



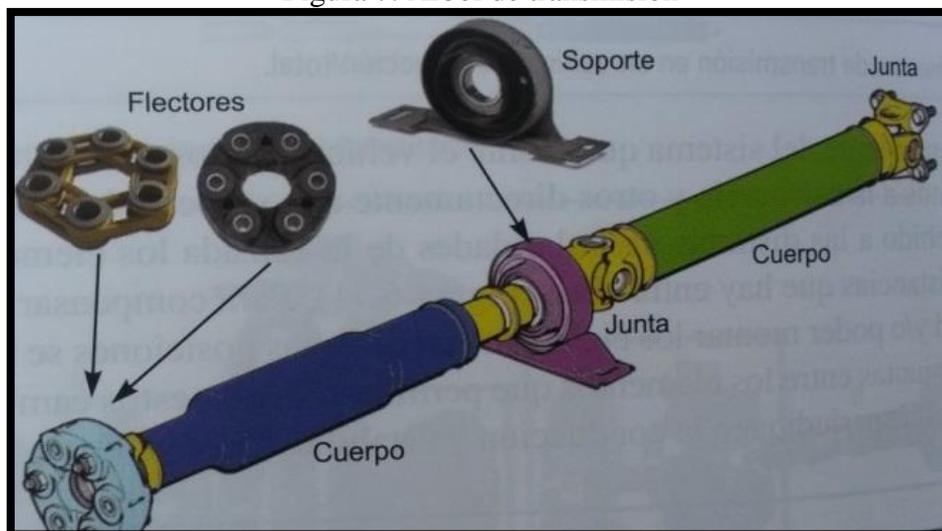
Fuente: <http://www.arpem.com/images/tecnica/embragues/embrag1.jpg>

2.3.3 *Árbol de transmisión.* La función del árbol de transmisión es hacer llegar la potencia del motor, hacia el diferencial.

Está compuesto de un tubo de acero liviano, la cual están colocadas en cada uno de sus extremos juntas universales, que tienen como función variar los ángulos de inclinación y de longitud, cuando esté en funcionamiento o un camino irregular. (GIL, 2002)

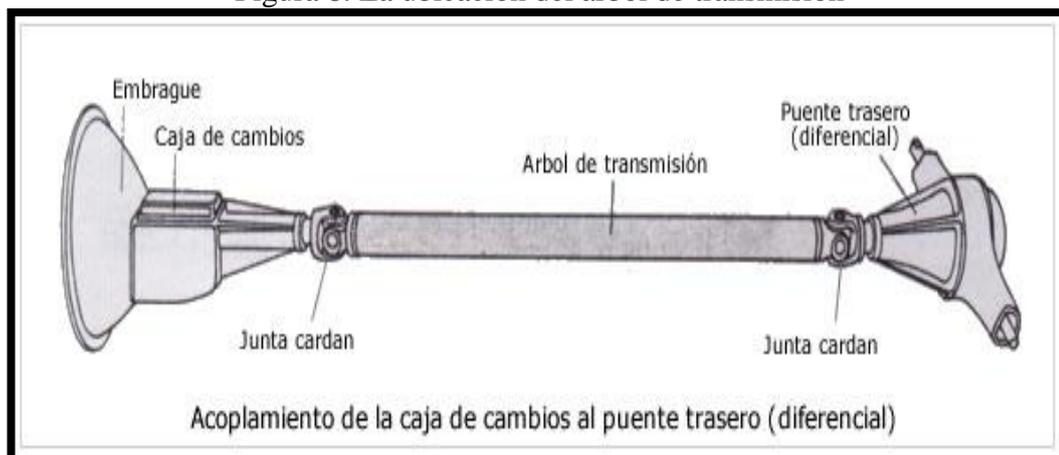
Los árboles que unen un elemento sujeto a la carrocería con otro sujeto a la suspensión por ejemplo la caja de cambios con el diferencial, tienen una zona extensible para poder absorber las vibraciones de longitud que se pueden producir por las irregularidades del terreno. (Eduardo Agueda Casado, 2012)

Figura 7. Árbol de transmisión



Fuente: Eduardo Águeda Casado y otros

Figura 8. La ubicación del árbol de transmisión

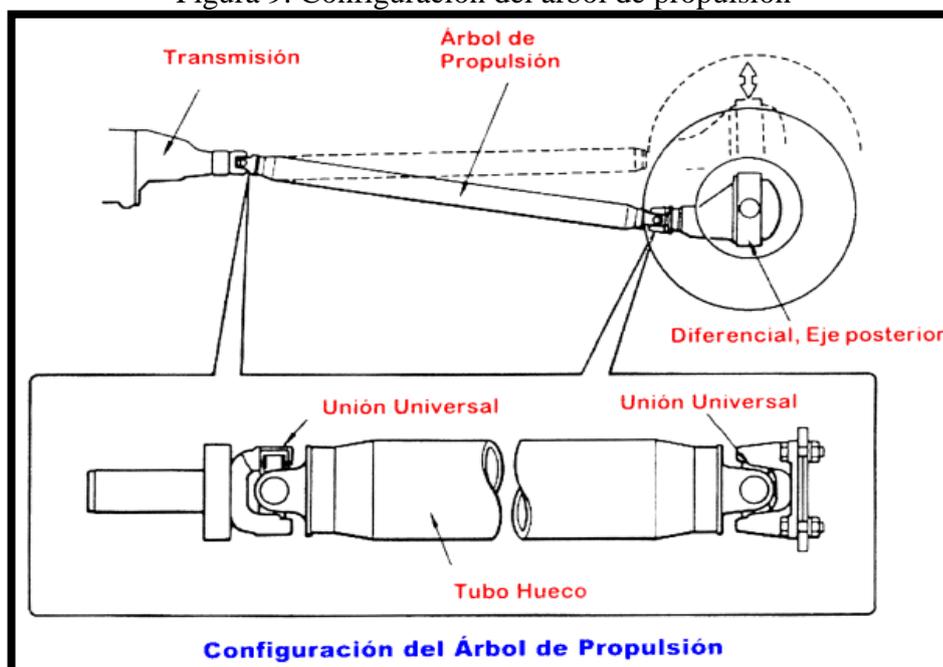


Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/transmisiones.htm>

2.3.3.1 Clasificación del árbol de transmisión. Según la posición relativa que ocupen el automóvil se pueden clasificar en:

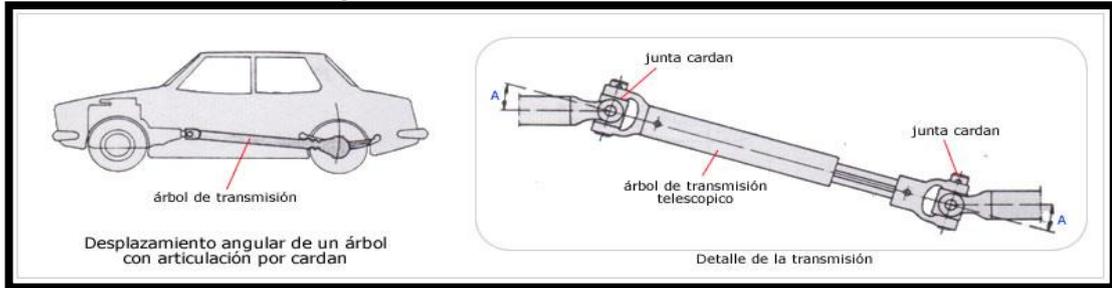
- Árboles longitudinales.- Transmiten el giro del eje de salida de la caja de cambios al diferencial, cuando las ruedas motrices son posteriores.
- Y árboles transversales.- Transmiten el giro de las salidas del diferencial a las ruedas.

Figura 9. Configuración del árbol de propulsión



Fuente: <http://debates.coches.net/showthread.php?62123>

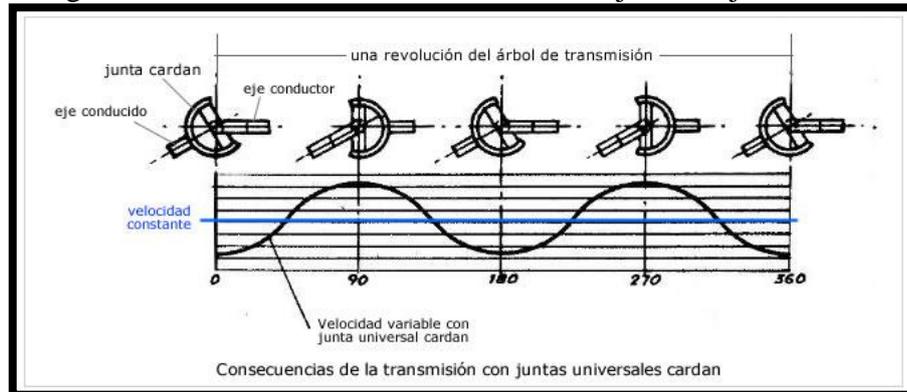
Figura 10. La oscilación en el vehículo



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/transmisiones.htm>

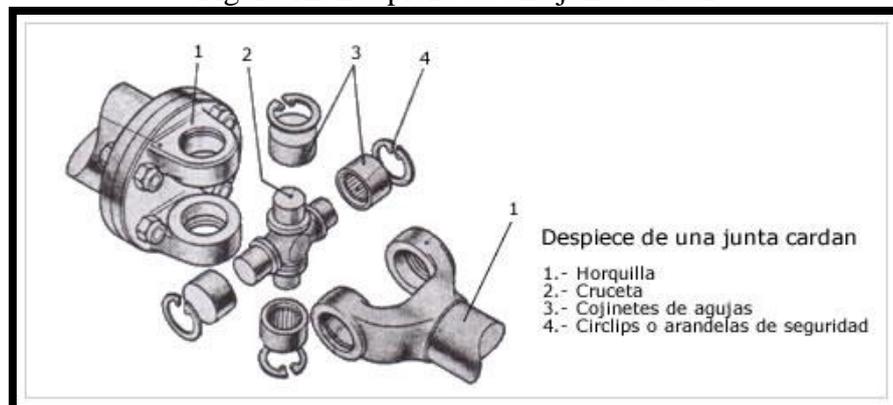
2.3.4 Unión universal. Este mecanismo permite adaptarle a los dos ejes al ángulo que estos requieran como es el conductor y el conducido, cuando están en funcionamiento. Una particularidad de la junta cardán es que obliga a girar al eje conducido a una velocidad variable en relación con el conductor, habiéndose podido establecer que existe una variación cíclica en forma de una aceleración y una desaceleración, doble en cada vuelta. La importancia de tal fluctuación depende del ángulo formado por los ejes siendo aproximadamente: (GIL, 2002)

Figura 11. Variación de velocidad entre los ejes de la junta cardán



Fuente: Manual Ceac del automóvil

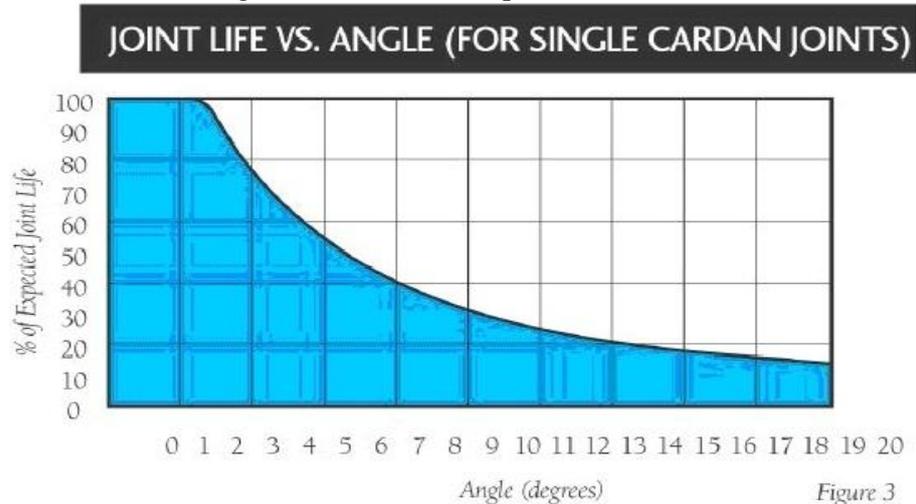
Figura 12. Despiece de una junta cardán



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/transmisiones.htm>

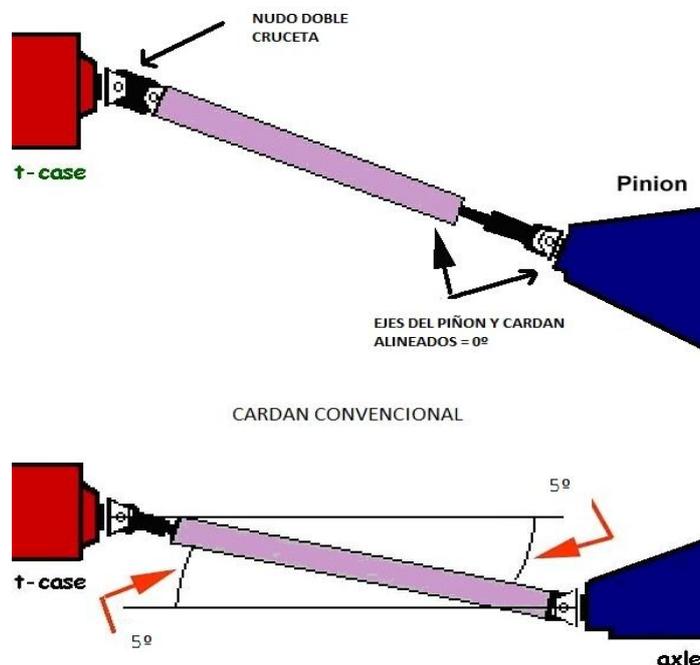
2.3.5 El talón de Aquiles para juntas cardán individuales. El talón de Aquiles es una gráfica en la cual se puede ver los grados de inclinación del cardán y la vida útil de la misma, como por ejemplo cuando uno se quiere sobre dimensionar en un jeep o cualquier otro automóvil.

Figura 13. Talón de Aquiles



Fuente: <http://rosariojeep.com.ar/foro/viewtopic.php?f=2&t=11771>

Figura 14. La inclinación del árbol de transmisión



Fuente: <http://rosariojeep.com.ar/foro/viewtopic.php?f=2&t=11771>

2.3.6 El diferencial. La misión del diferencial es la de permitir el giro a diferentes velocidades de cada una de las ruedas motrices. (MARTÍNEZ, 2003 pág. 821)

2.3.7 *Clasificación de los diferenciales.* Según las características del diferencial podemos clasificarlos por:

2.3.7.1 *Diferenciales convencionales.* Estos pueden ser:

- a) De ruedas cónicas
- b) De ruedas rectas

2.3.7.2 *Diferenciales controlados.* Se pueden dividir en:

a) *Por bloqueo manual*

Consta de los mismos componentes que un diferencial convencional de ruedas cónicas, en el cual se ha añadido un sistema de bloqueo parcial entre la caja diferencial y planetario, y se puede actuar a voluntad.

b) *Por bloqueo automático*

Este tipo de diferencial son los más utilizados.

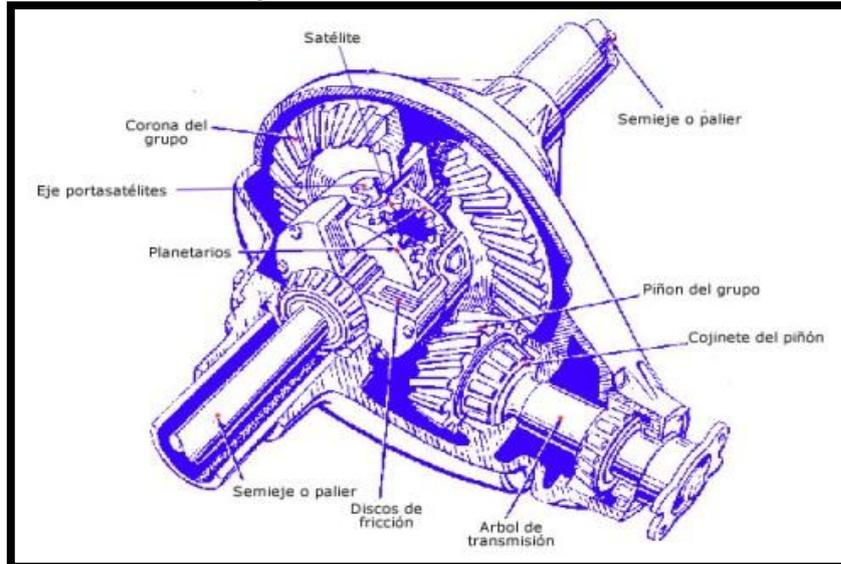
Todos los vehículos todo terreno 4x4, utilizan al menos en uno de los dos ejes uno de estos diferenciales. Los principales son:

c) *Por disco de fricción*

En este tipo de diferenciales el sistema de bloqueo lo realizan un conjunto de discos de dos tipos que se montan intercalados, unos unidos al diferencial por el diámetro exterior y otros solidario a un manguito desplazable por el diámetro interior. Este tipo de diferencial tiene una gran ventaja como son:

- El patinaje de la ruedas ya sea en arranque o cualquier tipo de suelo lizo.
- Se evita también el patinaje, en calzadas irregulares.
- Se elimina el patinaje a diferentes velocidades.
- Funciona de forma automática, sin intervención del conductor
- Mejora las características en invierno.

Figura 15. Por disco de fricción

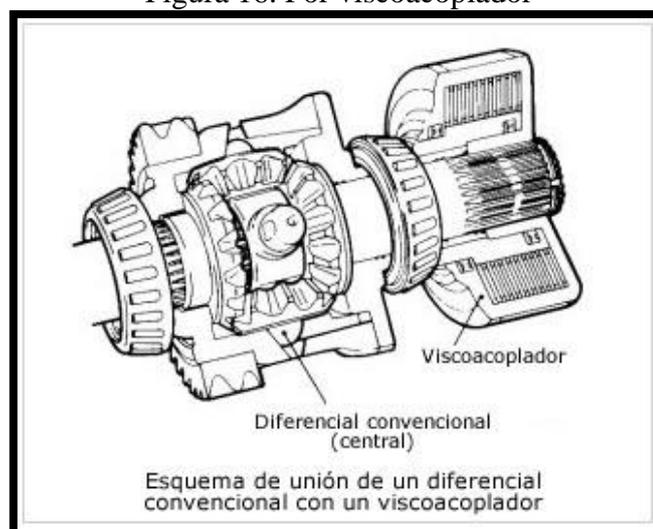


Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-diferencial/diferencial-auto-interno.jpg>

d) Por viscoacoplador

Estos tienen una estructura parecida a los anteriores de fricción. En este caso, los discos no rozan unos con los otros bajo una presión inicial, sino que están separados e inmersos en un líquido viscoso (silicona) ver Figura. Este líquido permite aprovechar las propiedades de variación de la viscosidad, al aumentar la temperatura y provocar así un esfuerzo de compresión entre los discos cuando por fricción aumenta la temperatura.

Figura 16. Por viscoacoplador

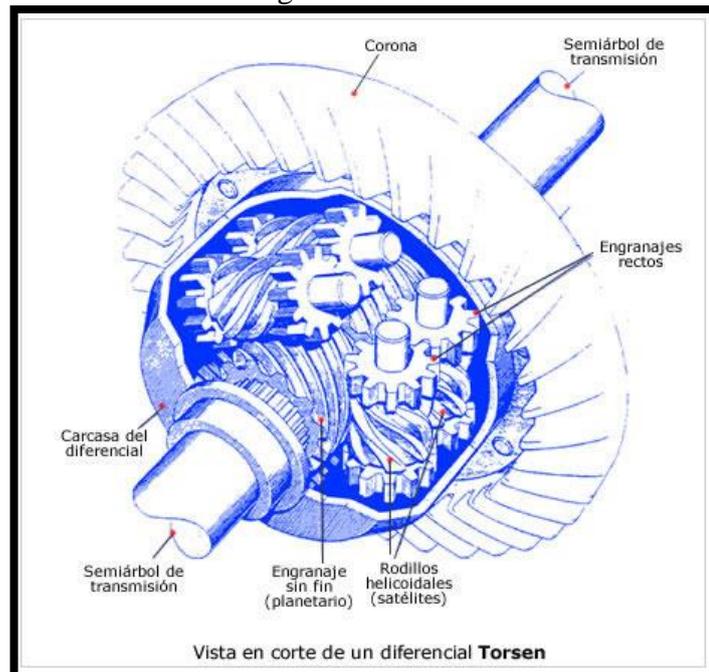


Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-diferencial/viscoso-mas-diferencial.jpg>

e) Torsen

El control del par se realiza por medio de la fricción interna del diferencial, creada por el paquete de satélites, planetarios y arandelas de fricción, que se ven comprimidos por el esfuerzo axial de los planetarios que proviene de su engranaje helicoidal con los paquetes de satélites (Figura 17).

Figura 17. Torsen



Fuente: <http://www.aficionadosalamecanica.net/images-diferencial/torsen-esquema-interno.jpg>

f) *Por bloqueo permanente*

Este tipo de diferencial se caracteriza por hacer girar las dos ruedas motrices unidas rígidamente, permitiendo que giren con independencia entre si únicamente cuando el vehículo toma una curva. (MARTÍNEZ, 2003 págs. 822-823)

2.3.7.3 *Aceite utilizado para transmisiones manuales y diferenciales son las siguientes.*

Según el grado SAE de viscosidad en: (Productos)

- 70W, 75W, 80W, 85W, 80, 85, 90, 110, 140, 190, 250

Según las condiciones de servicio en API:

- GL-4, GL-5, GL-6, MT-1 y posteriores

Figura 18. Aceites de transmisión



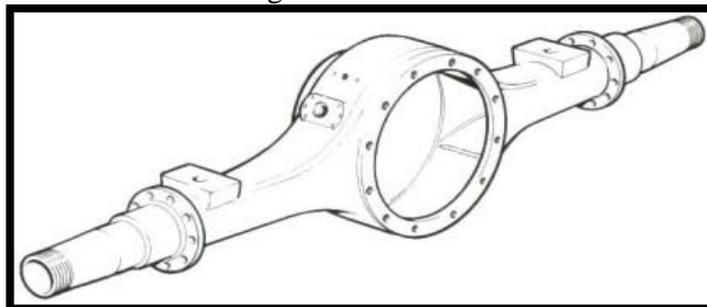
Fuente: <http://www.valvoline.com.ec/>

2.3.7.4 Elementos constitutivos del diferencial. Para nuestro proyecto utilizamos el diferencial de tipo convencional, para lo cual daremos a conocer cada uno de los elementos que conforman el mismo.

a) Carcasa o cárter

Contiene alineado a todo el mecanismo y está compuesta por una parte central donde se ubican el piñón, la corona y un conjunto de engranajes denominados “satélites y planetarios”. Además se alojan los semiejes, rodamientos, seguros y el aceite.

Figura 19. Carcasa

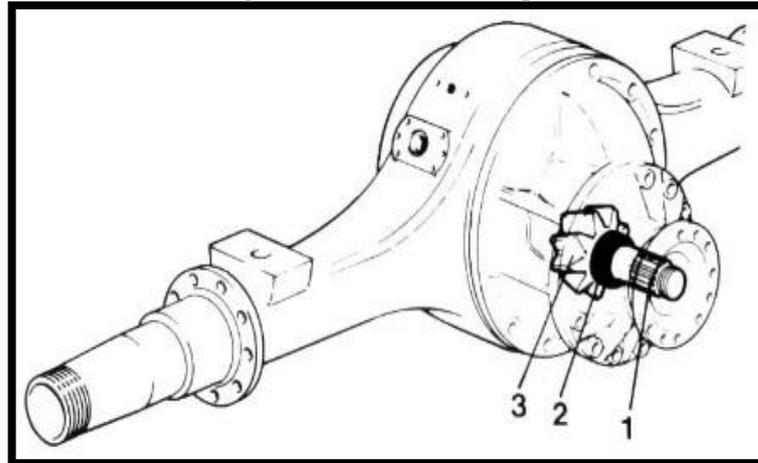


Fuente: <http://k43.kn3.net/86E4B9B70.jpg>

b) Piñón de ataque

Recibe el giro del eje de salida de la caja y lo transmite a la corona, con la que se encuentra conectada de manera permanente. La reducción de la velocidad, se consigue al disponer el piñón de un menor número de dientes que la corona, con lo que también se consigue por ello un aumento de par. (GIL, 2002 pág. 749)

Figura 20. Piñón de ataque

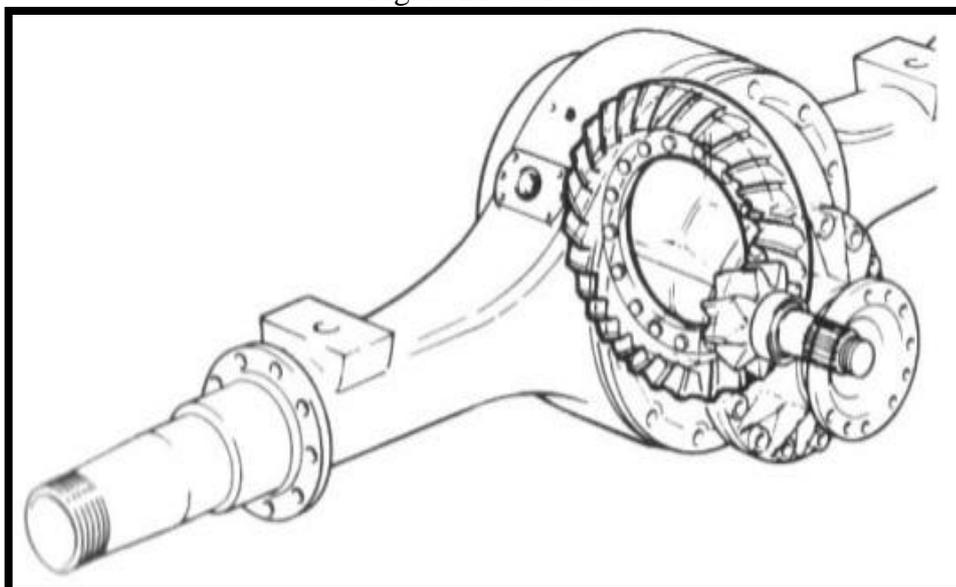


Fuente: <http://k43.kn3.net/6DCD5242B.jpg>

c) Corona

Recibe el giro del piñón de ataque y lo transforma en dirección útil para la rotación de las ruedas motrices. Por su mayor tamaño con relación al piñón, aumenta considerablemente el torque y lo transmite a las ruedas a través de los palieres o semiejes.

Figura 21. Corona

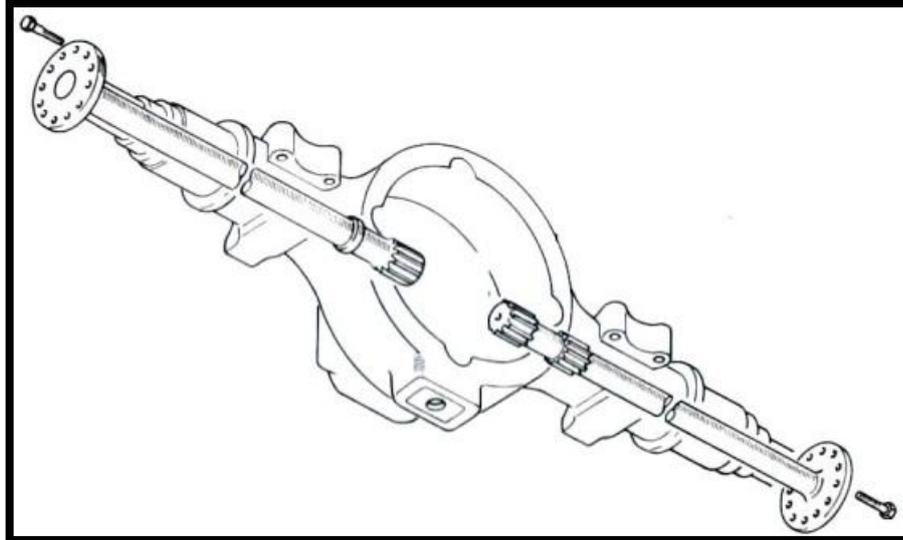


Fuente: <http://k41.kn3.net/D00754465.jpg>

d) Palieres

Conectan el giro del diferencial, por medio de los planetarios con las ruedas.

Figura 22. Palieres

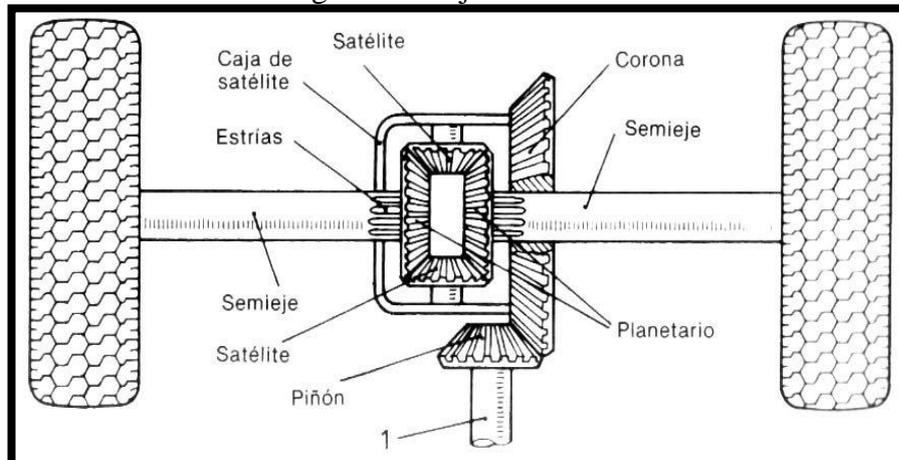


Fuente: <http://k36.kn3.net/5170852AE.jpg>

e) Caja de satélites

Está fijada a la corona y en ella se encuentran alojados un conjunto de engranajes llamados “satélites y planetarios”. (DIFERENCIAL, 2012)

Figura 23. Caja de satélites



Fuente: <http://k43.kn3.net/83543C25F.jpg>

f) Grupo piñón corona

El grupo cónico está formado por el conjunto piñón y corona que se encarga de realizar las funciones de reducción de la velocidad y de transmisión entre ejes. En el caso de los vehículos con motor longitudinal el piñón de ataque y la corona son cónicos, en el caso de los transversales son cilíndricos. (GIL, 2002 pág. 748)

Figura 24. Grupo piñón corona

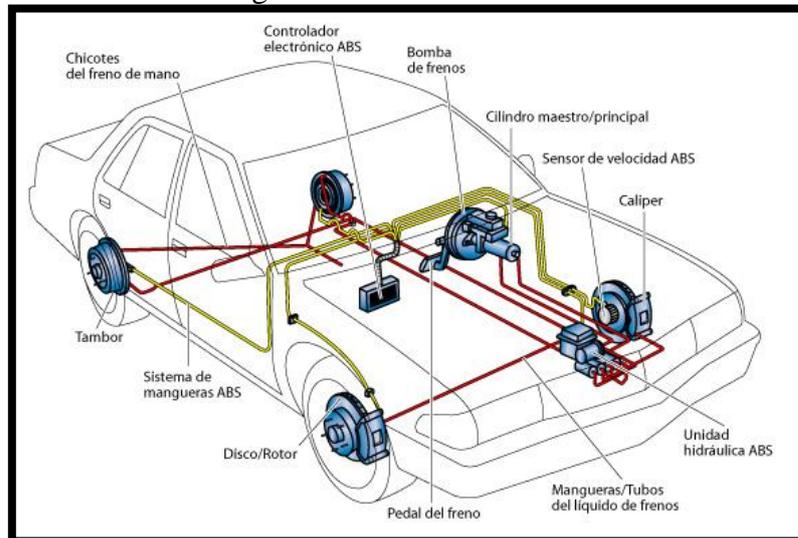


Fuente: <http://www.mercadoracing.org>

2.4 Sistema de frenos

La finalidad o el objetivo de este sistema son; de reducir, aminorar o detener en su totalidad el movimiento en un vehículo.

Figura 25. Sistema de frenos



Fuente: <http://wse3as1rg475.pintto.com/utfn2>

2.5 Tipos de frenos

2.5.1 Freno de disco. Se monta por lo general en las ruedas delanteras, y muy poco en las posteriores. Está constituido por el plato protector, disco de freno, el conjunto de la pinza y las pastillas de freno.

Su funcionamiento consiste por medio de la presión hidráulica en que un pistón aprieta las pastillas y produce el frenado, este tipo de freno es el más aconsejado. (GIL, 2002 pág. 750)

Figura 26. Freno de disco



Fuente: Autores

2.5.2 Freno de tambor. El freno de tambor lo estudiaremos de una forma minuciosa ya que está incorporado en nuestro proyecto. Este tipo de freno genera las fuerzas de frenado por medio de unas zapatas en una superficie interna de un tambor que gira solidario con las ruedas. (MILLER, 2012 pág. 621)

Figura 27. Despiece del tambor de frenos



Fuente: Autores

2.5.3 Elementos que forman parte del freno de tambor.

- El tambor
- El plato porta freno o porta zapatas
- Las zapatas o mordazas
- El bombín de mando o cilindro de rueda

2.5.3.1 El tambor. El mando de frenos tendrá por misión accionar a las partes internas de los frenos de tambor, haciendo que roce el material de freno contra el tambor en movimiento, provocando así que se reduzca o se detenga el vehículo. Sin embargo este sistema con lleva algunos inconvenientes: desgastes desiguales, esfuerzos desproporcionados, aumentos de recorrido para el sistema de mando, etc. (GIL, 2002 pág. 739)

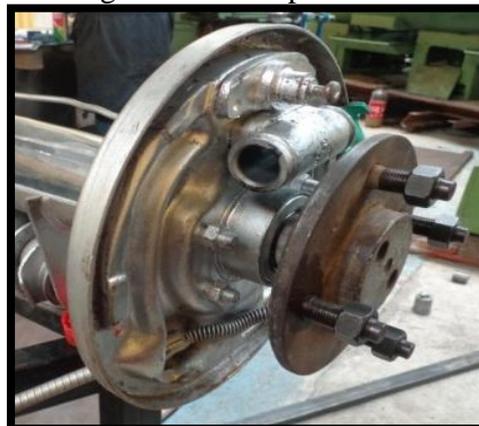
Figura 28. El tambor



Fuente: Autores

2.5.3.2 Plato portafreno. Es una pieza circular, está construida de un material de chapa de acero y está unida mediante tornillos a la mangueta. En el plato porta frenos van alojados todos los accesorios del freno.

Figura 29. Plato portafreno



Fuente: Autores

2.5.3.3 El bombín de freno. Su función es de transformar la presión hidráulica recibida de la bomba central en movimiento longitudinal, provocando así que se desplace y roce con el tambor. Están compuestas por un pistón, muelle de retorno, caucho guardapolvos. (MILLER, 2012 pág. 626)

Figura 30. El bombín



Fuente: Autores

2.5.3.4 Las zapatas. Están formadas por una chapa de acero curvada, en forma de media luna. La superficie exterior de las zapatas va recubierto por los forros de fricción, se pueden unir por medio de remaches o pegamento, la curvatura se adapta al interior del tambor (GIL, 2002 pág. 741)

Figura 31. La zapata



Fuente: Autores

2.5.4 Líquidos de frenos. El fluido es uno de los más importantes en este sistema porque a través de ello se transmite mucha presión que hace que se accionen todos los componentes del tambor de freno o de disco. Cuando se acciona el freno se libera mucha energía, ya que en casos extremos pueden llegar a una temperatura de 500 °C

Estas son algunas de las propiedades o funciones de un buen líquido de frenos:

- Impedir la oxidación y la formación del lodo
- Reducir la formación de espuma
- Mantener su propia estabilidad, a fin de reducir el número de renovaciones
- Mantener un índice de viscosidad estable en un rango de temperatura amplio
- Ser compatibles con los componentes de estanqueidad
- Resistir el fuego
- No ser altamente corrosivo

Características de los fluidos hidráulicos.- Las normativas que regulan los líquidos de frenos en el sector automotriz son básicamente las normas SAE J1703 y la FMVSS116; esta última, es más conocida como norma DOT (Departamento oficial de transporte).

Las normas DOT también se clasifican en: (LÓPEZ, enero del 2009)

- Normativas DOT 5 y DOT 5.1
- Norma DOT 4
- Norma DOT 3

Figura 32. Líquido de freno automotriz



Fuente: <http://tijuiliando.com/topic/9177-liquido-de-frenos/>

CAPÍTULO III

3. DISEÑO Y VALIDACIÓN DE COMPONENTES MECÁNICOS MEDIANTE CÁLCULOS

3.1 Definición del banco didáctico de un puente diferencial

Un banco didáctico es un equipo donde los estudiantes visualicen el funcionamiento de las partes móviles internas del sistema diferencial, frenos y comparar la diferencia que existe mediante los cálculos de la teoría expuesta en las aulas y las pruebas generadas en las prácticas.

Así como también entender los procesos cinemáticos y dinámicos que están ocurriendo sin tener que recurrir a las máquinas reales.

El desarrollo del banco didáctico está encaminado a fortalecer los conocimientos de los futuros profesionales y busca que el usuario se enfoque en entender el funcionamiento del conjunto diferencial y del sistema de frenos. En la misma se pueden realizar pruebas de tribología.

3.2 Elementos a conformar el banco didáctico de un puente diferencial, sistema de frenos, árbol de transmisión y pruebas de Tribología.

El banco didáctico a realizarse, se compone de varios elementos entre ellos el motor eléctrico que es la más principal, ya que está, encargada de poner en funcionamiento todos los mecanismos que lo conforma el mismo, básicamente asemejando un motor de corriente alterna con un motor de combustión interna, realizado en el capítulo 3.2.9.1.

3.2.1 Motor. El motor eléctrico es uno de los componentes fundamentales del banco didáctico, debido a que transformará la energía eléctrica en energía mecánica y al tener menos componentes mecánicos su eficiencia es mucho más alta. Este elemento es accionado mediante campos electromagnéticos generados en sus bobinas, compuestas por un estator y un rotor.

3.2.1.1 Selección adecuada, de un motor eléctrico mediante cálculos. A continuación se detalla como fue el proceso, para determinar el torque, la potencia necesaria de operación del sistema y de esta forma, seleccionar un motor adecuado.

- Hallamos el torque del mecanismo diferencial, mediante un torquímetro de baja escala.

Figura 33. Aplicación del torque en baja escala, al diferencial



Fuente: Autores

Datos:

$$T=3,30 \text{ N.m=}$$

$$\text{Por tabla}=1650 \text{ rpm}$$

$$P=?$$

$$P = \frac{M*n}{(9,55)(1000)} \quad (1)$$

Dónde:

P= potencia [kW]

M= par motor [N.m]

n= Velocidad de rotación [rpm]

$$P = \frac{3,30*1650}{(9,55)(1000)} = 0,56 \text{ kW}=0,75 \text{ HP}$$

Mediante la aplicación de la fórmula de potencia y el reemplazo del torque aplicado directamente en el mecanismo nos arroja una potencia de 0,75 hp con una revolución por tabla que nos da un rpm de 1650 y un torque de 3,30 N.m.

Los datos obtenidos mediante cálculos y selección por tablas, no existe en el mercado por lo cual elegimos el de 1 hp de potencia que nos resulta óptimo para el proyecto.

Tabla 1. Selección de motores eléctricos monofásicos y trifásicos

Velocidad 1800 rpm (4 polos)															
Código Actual	Código Antiguo	Tipo	Frame IEC	HP	kW	F.S.	In a		rpm	Eficiencia η %	Torque nominal Nm	Momento de inercia Kg m ²	Torque de arranque de Tn	Intensidad de In como fac. de In	Peso aprox. kg
							220 V Amp.	440 V Amp.							
01108	836440	1LA7 070-4YC60	71	0.40	0.29	1.05	1.6	0.80	1640	66.0	1.74	0.0006	1.8	2.8	4.7
01109	836472	1LA7 070-4YA60	71	0.50	0.37	1.15	1.9	0.95	1590	66.0	2.20	0.0006	1.3	2.7	5.5
01110	836460	1LA7 071-4YA60	71	0.60	0.45	1.05	2.2	1.10	1645	69.0	2.60	0.0008	1.8	3.4	6.0
01111	836473	1LA7 073-4YA60	71	0.75	0.56	1.15	2.9	1.45	1650	65.0	3.30	0.0008	1.9	3.7	6.0
01112	836490	1LA7 080-4YC60	80	0.90	0.67	1.05	3.1	1.55	1675	68.0	3.83	0.0015	2.3	4.4	8.1
01113	836474	1LA7 080-4YA60	80	1.00	0.75	1.15	3.5	1.75	1660	69.2	4.29	0.0015	1.9	3.7	8.1
01114	836401	1LA7 081-4YA60	80	1.20	0.90	1.05	4.0	2.00	1675	70.0	5.10	0.0018	2.2	3.7	9.3

Fuente: <http://ecatalog.weg.net/files/wegnet/WEG-w22-motor-trifasico-tecnico-mercado-latinoamericano-50024297-catalogo-espanol.pdf>

Figura 34. El motor eléctrico



Fuente: Autores

Características del motor. El motor seleccionado para la realización del proyecto de la tesis, es de un motor eléctrico monofásico de 110 V la cual será capaz de generar el mejor rendimiento del equipo a través de los diferentes actuadores mecánicos con 1680 rpm de 1hp.

Figura 35. Características del motor eléctrico



Fuente: Autores

Tabla 2. Características del motor

FR	D56	HP	1
Hz	60	V	110/220
RPM	1680	A	13,50/6,75
AMB	40 °C	INS	B
ENCL	ODP	SF	1,15
CODE	K	DUTY	CONT

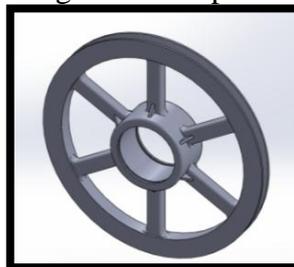
Fuente: Autores

3.2.2 Polea. Es una pieza que sirve para transmitir fuerza; se trata de una rueda generalmente maciza y anclada en su borde central por un eje.

En un sistema de transmisión de poleas es necesaria dos de ellas:

- Una conductora
- Una conducida

Figura 36. La polea

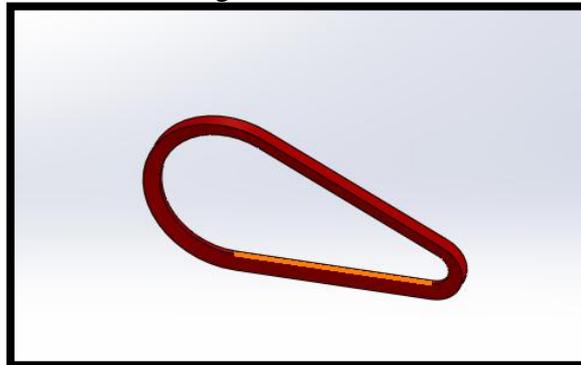


Fuente: Autores

Para la selección de poleas de este mecanismo, nos basamos en la tabla de diseño y mecanismo de Shigley con los datos anteriormente hallados de selección de bandas. Además esta polea está fabricada de hierro gris con sus siglas GI.

3.2.3 Bandas. Las correas son elementos de transmisión de potencia de constitución flexible que se encuentran acoplados mediante poleas que van unidas a ejes con el objetivo de transmitir pares de giro.

Figura 37. Banda



Fuente: Autores

3.2.3.1 Ventajas de utilizar bandas:

- Hay buen aislamiento térmico
- Hay menos ruidos por transmisión de bandas
- No se requiere lubricación

Para seleccionar la banda procedimos con los siguientes cálculos

Relación entre los diámetros de las poleas a utilizar

$$i = \frac{D_p}{d_p} \quad (2)$$

Dónde:

$d_1 = D_p$ = Diámetro de la polea 1 [polea lenta] [plg]

$d_2 = d_p$ = Diámetro de la polea 2 [polea rápida] [plg]

$$i = \frac{5,9}{2,36}$$

$$i = 2,5$$

Relación de velocidad

$$i = \frac{n_2}{n_1} \quad (3)$$

Dónde:

n_1 = Velocidad angular de la polea lenta [rad/s]

n_2 = Velocidad angular de la polea rápida [rad/s]

Cálculo de la potencia de diseño

$$P_D = P \times C_1 \quad (4)$$

Dónde:

P_D = Potencia de diseño [W]

C_1 = factor de servicio debido al comportamiento de las maquinas o características de las mismas.

P = Potencia a transmitir [W]

$$P_D = 0,75 * 1 = 0,75 \text{ Hp} \quad (5)$$

Figura 38. Características que más se asemejan a su motor

Factor de servicio	Motores eléctricos: <ul style="list-style-type: none"> • De corriente alterna monofásicos • Asíncronas • Jaula de ardilla de par normal • De corriente continua bobinado shunt Motores a gas Motores de combustión interna policilíndricas	Motores eléctricos: <ul style="list-style-type: none"> • De corriente alterna con par de gran potencia • De rotor bobinado y anillos rozantes • De corriente continua bobinado compound Motores monocilíndricos Ejes de transmisión Tomas de fuerza con embrague
Agitadores de líquidos	1,0 a 1,2	1,1 a 1,3
Ventiladores pequeños y medianos		
Bombas centrífugas.		

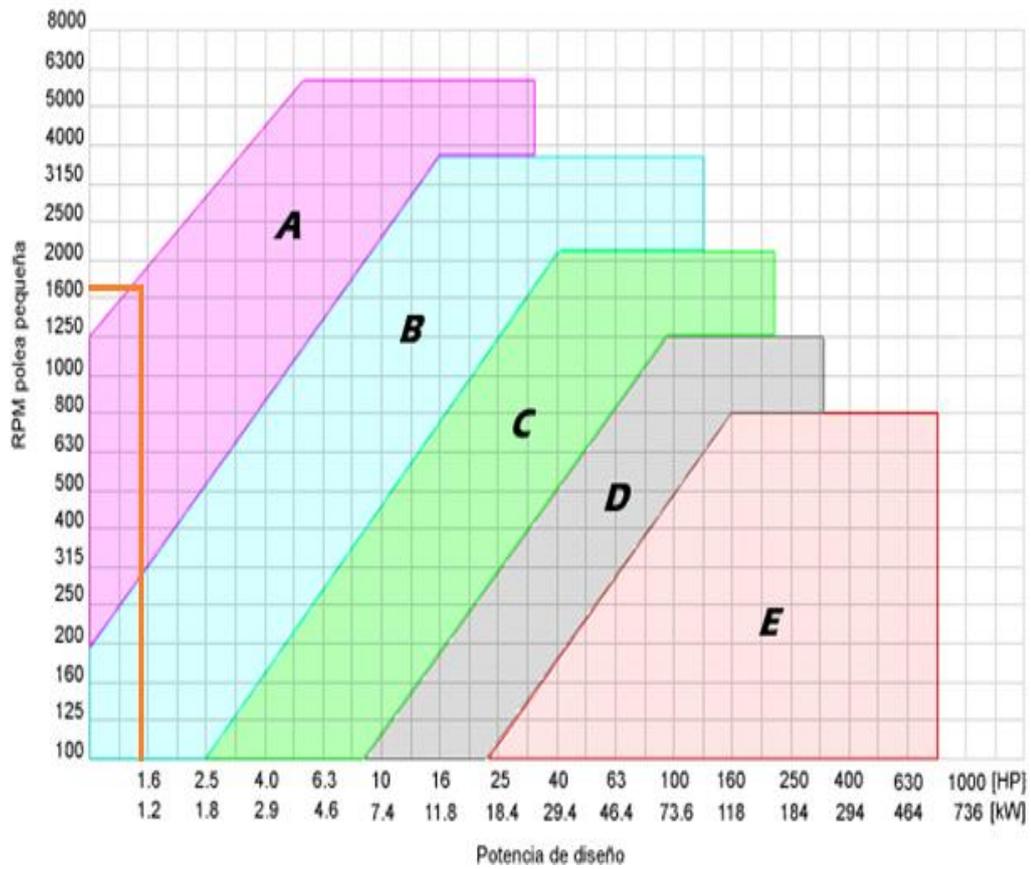
Fuente: Joseph E. Shigley

Seguidamente seleccionamos la banda

Mediante cálculos y selección por tablas, se llegó a concluir que se requería una potencia de 0,75 Hp. Por tanto la potencia hallada no se encontró en el mercado y adquirimos un motor de 1 Hp.

Para un eje rápido girando a 1680 rpm y una potencia de diseño de 1 HP, se recomienda usar correas de sección A.

Figura 39. Selección de correa
Gráfico de selección del perfil de correa



Fuente: Joseph E. Shigley

Identificar las poleas y las correas a utilizar

Conociendo los valores de la relación de transmisión (i), procedemos a calcular D_p y d_p . Se recomienda utilizar estos valores.

Tabla 3. Identificación de poleas y correas

Sección	A	B	C	D	E
Diámetro primitivo mínimo (mm)	63	100	160	280	400

Fuente: Joseph E. Shigley

Se procede dándose un valor para d_p y se calcula D_p de la forma siguiente:

$$D_p = i * d_p \quad (6)$$

$$D_p = 2,5 * 2,36 = 5,9 \text{ plg}$$

Determinar la distancia entre ejes

La distancia entre ejes debe cumplir que debe ser mayor o igual a D_p , pero no igual o menor a $3(d_p + D_p)$.

En caso de no cumplir con dichas exigencias o valores hallados debemos tomar en cuenta.

- Para i entre 1 a 3

$$C \geq \frac{(i+1)d_p}{2} + d_p \quad (7)$$

- Para i mayor que 3

$$C \geq D_p \quad (8)$$

$$C \geq \frac{(2,5 + 1)2,36}{2} + 2,36$$

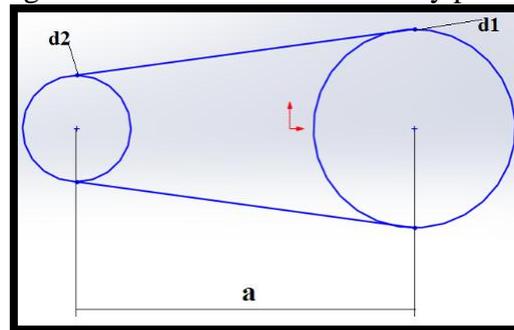
$$C = 6,49 \text{ plg}$$

$$d_{max} = 3(d_p + D_p) \quad (9)$$

$$d_{max} = 3(2,36 + 5,9) = 24,78 \text{ plg}$$

Por ultimo hallamos las características de la banda existente en el catálogo

Figura 40. Transmisión de banda y poleas



Fuente: Autores

$$L = 1.57 \cdot (d_1 + d_2) + 2a + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (10)$$

Dónde:

d_1 = Diámetro de la polea 1 [plg]

d_2 = Diámetro de la polea 2 [plg]

N_1 = Número de revoluciones del motor [rpm]

N_2 = Número de revoluciones dadas en el motor [rpm]

a = Distancia entre centros [plg]

L = Longitud de la banda de transmisión. [plg]

Una vez obtenido el significado de cada sigla se reemplaza los datos en la formula general. (KINDLER, y otros, 1984)

Datos:

$$d_2 = 2,36 \text{ plg} \quad d_1 = 5,9 \text{ plg}$$

$$N_1 = 1680 \text{ r.p.m} \quad a = 6,69 \text{ plg}$$

$L = ?$

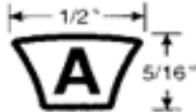
$$L = 1.57 \cdot (2,36 \text{ plg} + 5,9 \text{ plg}) + 2(6,69 \text{ plg}) + \frac{(5,9 \text{ plg} - 2,36 \text{ plg})^2}{4(6,69)}$$

$$L = 1.57 \cdot (8,26 \text{ plg}) + 13,38 \text{ plg} + \frac{(3,54 \text{ plg})^2}{26,76}$$

$$L = (12,9682plg) + 13,38plg + (0,468plg)$$

$$L=27 \text{ plg} \quad L=68 \text{ cm}$$

Tabla 4. Selección de la banda de transmisión

Bandas Hi-Power II			
Sección A			
			
Banda No.	Circunferencia Exterior (Pulg.)	Banda No.	Circunferencia Exterior (Pulg.)
A16	18	A65	67
A17	19	A66	68
A18	20	A67	69
A19	21	A68	70
A20	22	A69	71
A21	23	A70	72
A22	24	A71	73
A23	25	A72	74
A24	26	A73	75
A25	27	A74	76
A26	28	A75	77
A27	29	A76	78
A28	30	A77	79

Fuente: camanosa.com/imagenes/catBandasIInd.pdf

Como resultado de los cálculos obtenemos que la longitud de la banda es de 27 plg. De acuerdo a manuales de bandas de transmisión, corresponde a una banda de transmisión trapezoidal **A 25**.

Determinar el arco de contacto menor.

Para una transmisión con correa abierta se determina con:

$$\alpha_1 = 2 * \cos^{-1} \left(\frac{D_P - d_P}{2 * C_c} \right) = 180 - 57 * \left(\frac{D_P - d_P}{C_c} \right) > 120 \quad (11)$$

$$\alpha_1 = 180 - 57 * \left(\frac{5,9 - 2,36}{6,84} \right) > 120$$

$$\alpha_1 = 180 - 29,5$$

$$\alpha_1 = 150,5^\circ > 120^\circ$$

Determinar la potencia que transmite una correa (P1) y el factor de corrección C2.

Conociendo la velocidad del eje rápido y la relación de transmisión “i”, procedemos a hallar la potencia en la tabla.

Para realizar el cálculo final se necesitan dos factores de corrección. El primero es el factor C2 que considera la longitud de la correa. Se obtiene de una tabla pequeña ubicada en la parte baja de la tabla correspondiente a la sección, se ingresa a ella por el número de correa o por la longitud.

Tabla 5. Selección de poleas y banda

SECCION A (13x8)																				
[Principal]										[Arriba] [Adelante]										
Diámetro polea chica		Relación de velocidad	RPM DE LA POLEA PEQUEÑA																	
mm	pulg	1 : i	200	400	720	800	950	1200	1450	1600	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3200	3600	4000	4500
63	2.50	1.00	0.17	0.28	0.40	0.44	0.49	0.55	0.61	0.63	0.67	0.69	0.72	0.74	0.75	0.75	0.75	0.73	0.68	0.58
		1.05	0.17	0.28	0.41	0.45	0.50	0.57	0.63	0.66	0.69	0.72	0.74	0.77	0.78	0.78	0.78	0.75	0.70	0.61
		1.20	0.18	0.29	0.43	0.48	0.51	0.58	0.64	0.68	0.72	0.74	0.77	0.79	0.80	0.80	0.80	0.78	0.73	0.62
		1.50	0.18	0.30	0.44	0.47	0.53	0.61	0.67	0.70	0.74	0.77	0.79	0.81	0.83	0.84	0.83	0.80	0.74	0.64
		<=	3.00	0.19	0.32	0.45	0.50	0.55	0.62	0.69	0.73	0.77	0.79	0.81	0.84	0.85	0.86	0.85	0.83	0.77
CORREA No.			26	28	31	35	38	42	48	51	55	60	64	68	75	85	97	112	120	128
Longitud correa mm			690	741	817	917	995	1097	1198	1325	1427	1554	1656	1757	1935	2189	2494	2875	3078	3281
Factor de corrección			0.81	0.82	0.84	0.87	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98	0.99	1.00	1.02	1.05	1.08	1.11	1.13	1.14

Fuente: Charles R. Mischke

Datos obtenidos de la tabla.

$$\alpha_1 = 150.5^\circ$$

$$C_2 = 0,81$$

$$P_1 = 0,71 \text{ Hp por tabla}$$

Cálculo de la cantidad de correas necesarias

El último factor de corrección C_3 considera el arco de contacto entre la correa y las poleas que en definitiva limita la capacidad de transmisión ya que este es un sistema que trabaja por roce. Con los valores de D_p y d_p se consulta la tabla siguiente y se obtiene C_3 .

Tabla 6. Factor de corrección

(D_p-d_p)/C	0.00	0.10	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30	1.40
Arco de contacto	180°	174°	169°	163°	157°	151°	145°	139°	133°	127°	120°	113°	106°	99°	91°
Factor de corrección	1.00	0.99	0.97	0.96	0.94	0.93	0.91	0.89	0.87	0.85	0.82	0.80	0.77	0.73	0.70

Fuente: Charles R. Mischke

Dato hallado por la tabla anterior:

$$C_3 = 0,93$$

$$z = \frac{P_D}{C_2 * C_3 * P_1} \quad (12)$$

Dónde:

Z= Cantidad de correas necesarias

P_D = Potencia de diseño [watts]

C_2 = factor de corrección en función de la longitud de la correa [plg]

C_3 = el arco de contacto entre la correa y las poleas [grados]

$$z = \frac{0,75}{0,81 * 0,93 * 0,71} = 1,3 = 1 \text{ Banda}$$

Velocidad de la banda

La velocidad debe ser lo mayor posible para disminuir la cantidad de correas necesarias en la transmisión pero nunca debe superar la velocidad máxima para que el efecto de la fuerza centrífuga no disminuya la capacidad tractiva de la correa.

$$v = \frac{n_1 * \pi * d_p}{6000} \leq v_{max} \quad v = \frac{0,052 * n_2 * D_p}{1000} \leq v_{max} \text{ que se obtienen de: } v = N * r \quad (13)$$

Dónde:

Vmax= 25.....30 m/s para correa de perfil normal

Vmax= 35.....45 m/s para correa de perfil estrecho

$$V = \omega * r \quad (14)$$

$$\omega = \frac{2 * \pi * n}{60} \quad (15)$$

$$\omega = \frac{2 * \pi * 1680 \text{ rpm}}{60}$$

$$\omega = 176 \text{ rad/s}$$

$$V = 176 \frac{\text{rad}}{\text{s}} * 0,075 \text{ m} = 13,18 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidades angulares de las poleas

$$\omega_{\text{polea mayor}} = \frac{13,18}{0,075} = 176 \text{ rad/s} = n_1$$

$$\omega_{\text{polea menor}} = \frac{13,18}{0,03} = 439,33 \text{ rad/s} = n_2$$

$$v = \frac{175,7 * \pi * 2,36}{6000} \leq v_{max} \quad v = \frac{0,052 * 439,8 * 0,14986}{1000} = 0,003 \text{ m/s}$$

$$v = 0,21 \text{ m/s}$$

Verificación de los ciclos de flexión por segundo y duración.

La experiencia ha confirmado que las flexiones sufridas por la correa al doblarse sobre las poleas pueden tener una influencia significativa en el calentamiento de la correa y

por ende en la vida útil. Por ello es aconsejable que las correas no superen ciertos valores admisibles de flexiones por segundo.

$$i_f = 1000 * n_p * \frac{v}{L_n} \quad (16)$$

Dónde:

i_f = flexiones por segundo de un segmento de correa [s^{-1}]

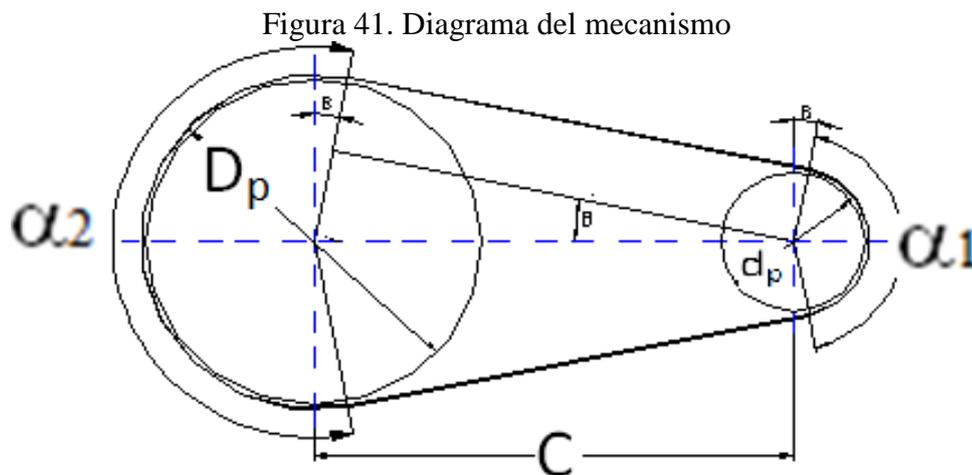
n_p = cantidad de poleas en contacto con la correa

V = velocidad de la correa [m/s]

L_n = longitud de la correa normalizada [mm]

$$i_f = 1000 * 2 * \frac{13,18}{689,864} = 38,21 \text{ s}^{-1}$$

Relación de tensiones y fuerzas sobre el eje.



Fuente: Charles R. Mischke

La relación de tensiones para bandas trapezoidales, está dada por la siguiente ecuación.

$$\frac{T_1 - T_c}{T_2 - T_c} = e^{\frac{f * \theta}{\text{Sen}(\alpha/2)}} \quad (17)$$

Dónde:

T_1 = Tensión de la correa [N]

T_2 = Tensión de la correa [N]

T_c = Tensión centrífuga [N]

f= Coeficiente de fricción entre la banda y el metal

Potencia de diseño.

α = Ángulo de la ranura en una polea [°]

Θ = Ángulo de contacto entre correa y polea [°]

Datos:

$\alpha = 34^\circ$ } Datos obtenidos de;
 $f = 0,13$ } (Joseph E. Shigley, 2002)

$\Theta = 150,5^\circ$

$T_c = ?$

T_1 y $T_2 = ?$

$$\frac{T_1 - T_c}{T_2 - T_c} = e^{\frac{(0,13)(2,62)}{\text{sen}(\frac{34}{2})}}$$

$$\frac{T_1 - T_c}{T_2 - T_c} = 3,2$$

Remplazando datos en la ecuación

$$T_c = \rho v^2 \quad (18)$$

Mediante perfil de correa hallamos la densidad del material mediante tabla.

Tabla 7. Selección de material para bandas

Perfil de la correa	ρ [kg/m]
SPZ	0.07
SPA	0.12
SPB	0.19
SPC	0.36
A	0.11
B	0.20
C	0.33
D	0.68

Fuente: Charles R. Mischke

$$T_c = (0,11 \text{ kg/m})(13,18 \text{ m/s})^2$$

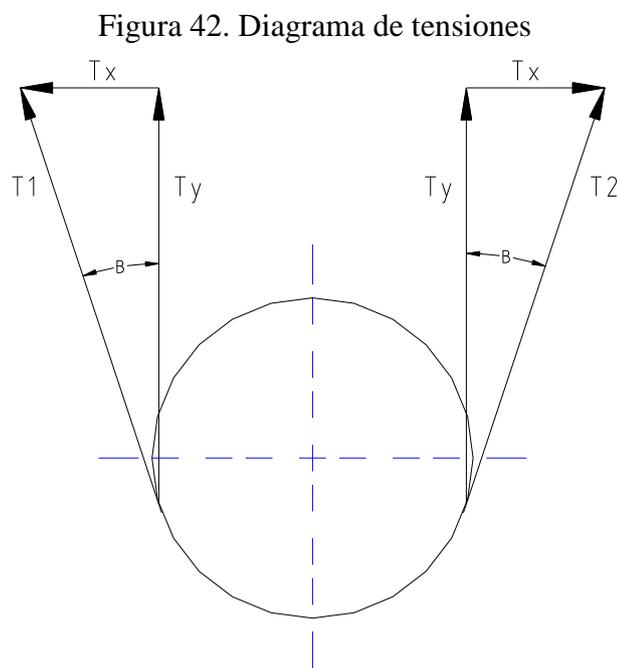
$$T_c = 19,10 \text{ N}$$

Dónde:

T_c = tensión centrífuga [N]

ρ = Densidad del material [Kg/m]

V = Velocidad lineal de la banda [m/s]



Fuente: Charles R. Mischke

Reemplazando datos en las ecuaciones

$$\frac{T_1 - 19,10 \text{ N}}{T_2 - 19,10 \text{ N}} = 3,2 \quad (a)$$

$$\frac{P_D}{\# \text{ bandas}} = (T_1 - T_2) * V \quad (b)$$

$$745,7 \frac{\text{Nm}}{\text{s}} = (T_1 - T_2) * 13,18 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$745,7 \text{ N} = (T_1 - T_2) * 13,18$$

Resolviendo las ecuaciones a y b se obtiene las tensiones.

$$T1= 101,3 \text{ N}$$

$$T2= 44,81 \text{ N}$$

3.2.4 Manómetro. Se utilizó este elemento para medir la presión del fluido que circula por las cañerías en el sistema de freno del banco didáctico, este instrumento es capaz de soportar hasta una presión de 600 Psi de marca Winters, la cual se encuentra en el lado derecho del banco, para mayor información se encuentra bajo la referencia de la norma ASME. B40.100-1998.

Figura 43. El manómetro



Fuente: Autores

3.2.5 Bomba hidráulica. Se utilizó una bomba de pistón simple de una bt-50 y un motor 2600, de cabina simple año 2009, su funcionamiento es sencillo ya que es el encargado de enviar el líquido de freno a presión, común mente se encuentra en los vehículos con freno de tambor en las cuatro ruedas.

Consiste en un cuerpo de bomba fabricado en fundición de hierro o en aleación ligera.

Figura 44. Bomba hidráulica



Fuente: Autores

3.2.6 *Cañerías.* Son encargadas de transportar el líquido hidráulico a altas presiones para que su funcionamiento sea eficiente. El material con la que están construidas es de una aleación de cobre y acero inoxidable y de caucho-lona recubierto con un alma de acero. La temperatura de trabajo oscila entre -40 y 100 ° C entre las de alta presión. El banco está conformado por cinco cañerías de diferente longitud la cual se acoplo a voluntad del diseñador con varios neoplos, y acopladores asegurando la fuga del fluido con permatex y teflón.

Figura 45. Cañería



Fuente: Autores

3.2.7 *Anillo magnético.* Este elemento es el encargado de medir la corriente, que será atravesado por ella y obtenida en frecuencia, la misma que tiene un rango de 50 a 60 Hz de marca Dixsen. Una vez pulsado el interruptor de encendido, el anillo magnético mide la corriente y lo envía hacia el amperímetro, quien mide el amperaje que consume al momento de arrancar y en la aplicación de los frenos, la misma que es propenso hacer un sobre esfuerzo al motor y por ende consume más energía.

Mediante este monitoreo de los estudiantes al poner en funcionamiento, es un dato más, adicional para cálculos posteriores y evitar que se recaliente o se queme el motor.

Figura 46. Anillo magnético



Fuente: Autores

3.2.8 *El amperímetro.* Un amperímetro es un instrumento que se utiliza para medir la intensidad en amperios que circula en un circuito al momento de arrancar, y en la aplicación de los frenos para la prueba de tribología.

Figura 47. El amperímetro

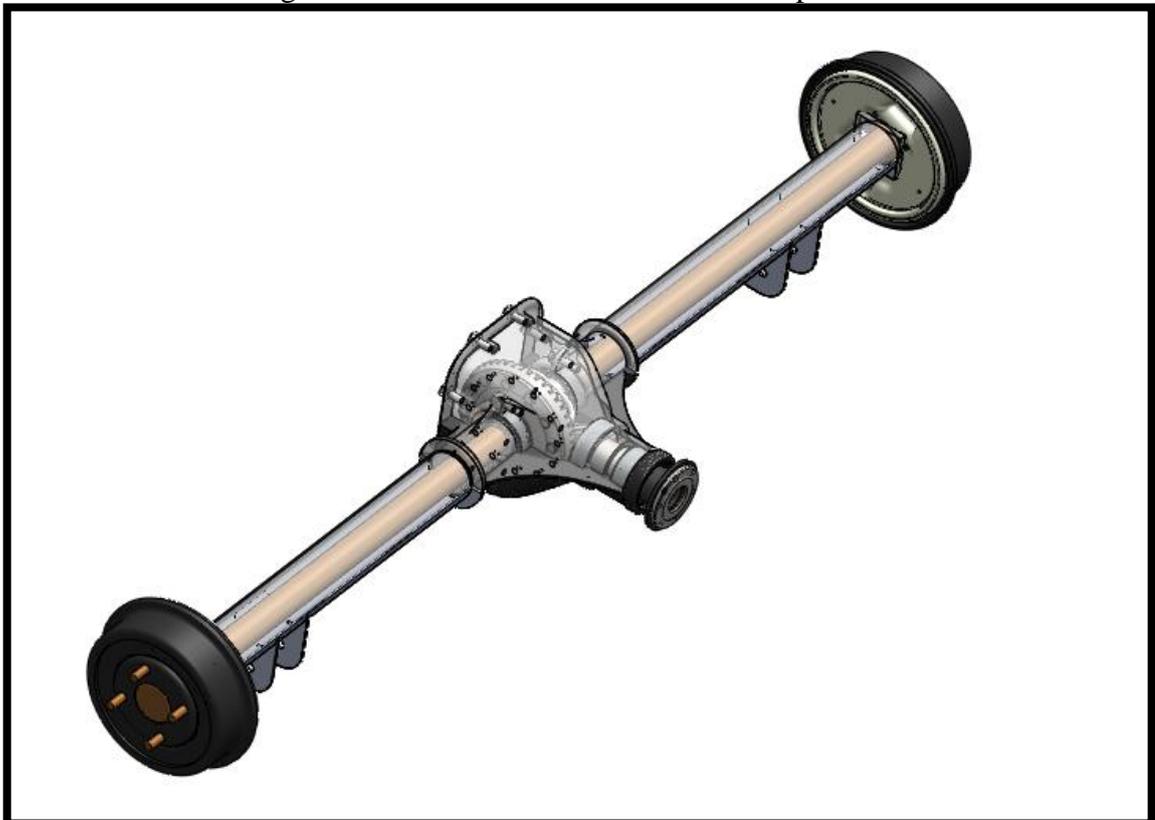


Fuente: Autores

3.2.9 *Diferencial.* Para el proyecto se utilizó un diferencial del vehículo Ford 150, en buenas condiciones de funcionamiento.

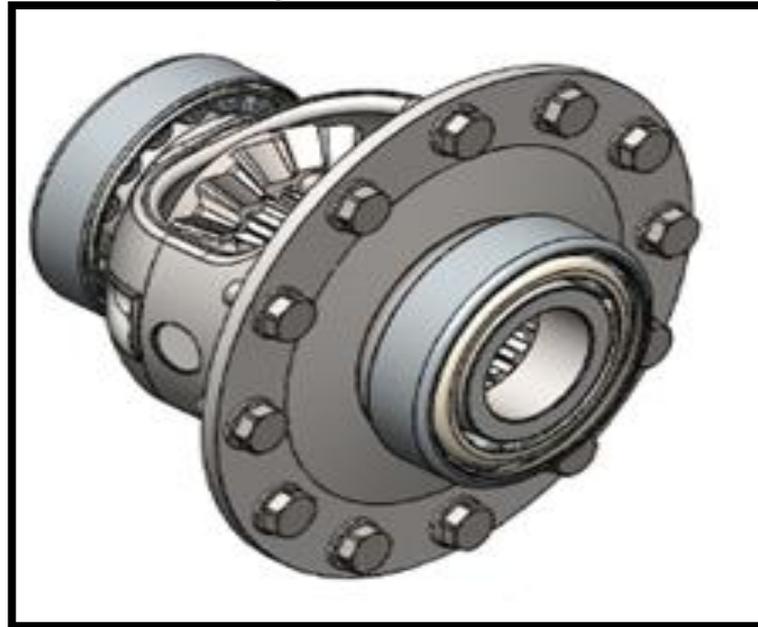
Este diferencial se le modificó la carcasa mediante, cortes realizados en la misma y reemplazando por un material transparente (acrílico), para la visualización y estudios de los elementos internos que estarán en movimiento.

Figura 48. El diferencial con carcasa transparente



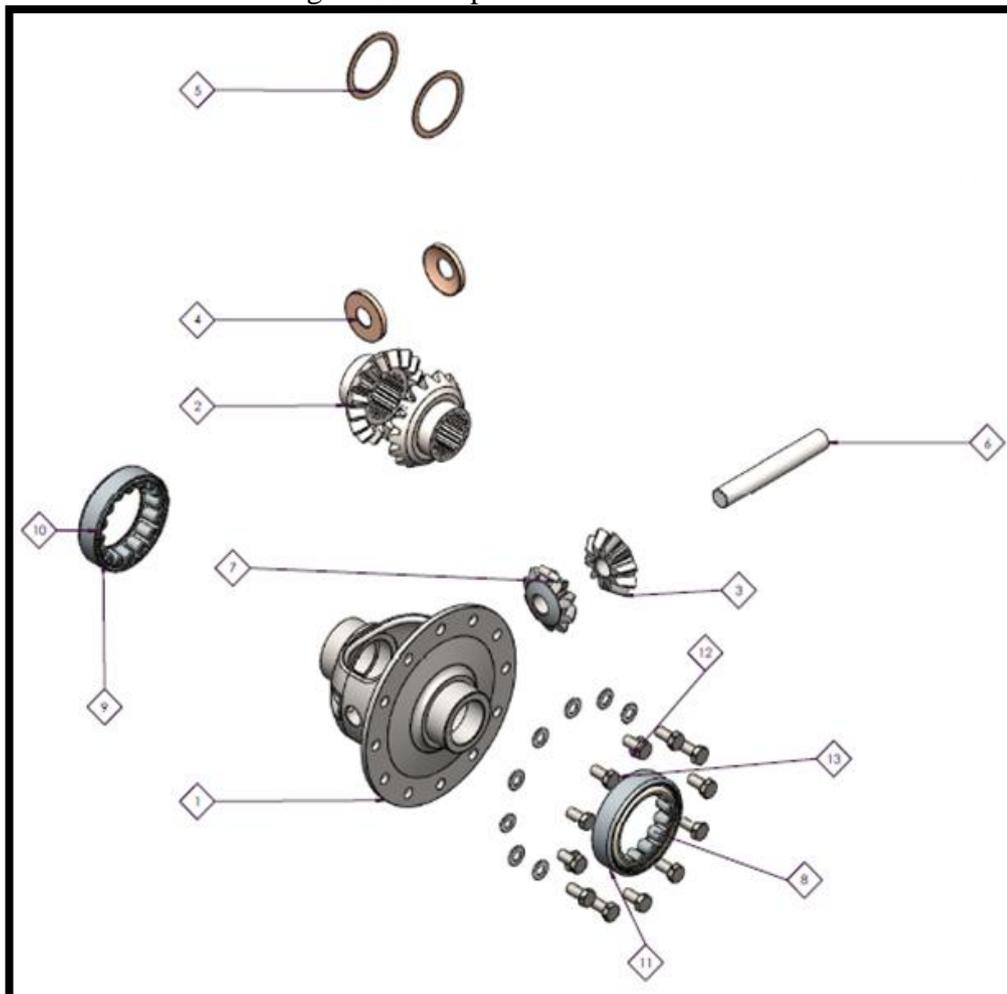
Fuente: Autores

Figura 49. Diferencial



Fuente: autores

Figura 50. Despiece del diferencial



Fuente. Autores

Denominación.

- | | |
|--|-----------------------------|
| 1.- Carcasa | 8.- Ruliman cónico |
| 2.- Planetarios | 9.- Ruliman de los semiejes |
| 3.- Satélites | 10.- Carcasa del rodamiento |
| 4.- Arandelas de regulación de los planetarios | 11.- Carcasa del rodamiento |
| 5.- Arandelas de seguridad de los semiejes | 12.- Pernos |
| 6.- Pin de acople de los planetarios y satélites | 13.- Rodamiento izquierdo |
| 7.- Tapón de aceite | |

3.2.9.1 *Comparación entre el motor de A.C del banco y el motor de combustión interna.*

Motor de A.C

Datos:

Potencia máxima=1Hp

Velocidad angular máxima =4200 rpm

Velocidad directa del motor con la misma polea $D_2=1680$ rpm

Desmult. Caja= 50

Desmult. Diferencial=3

$$\omega_{cardan} = \frac{\omega_{directa\ con\ la\ misma\ polea\ (D_2)}}{Desmultiplicacion_{caja}} \quad (19)$$

$$\omega_{semiejes\ o\ patiers} = \frac{\omega_{cardan}}{Desmultiplicacion_{diferencial}}$$

$$T_{cardan} = \frac{5250 * potencia}{rpm} \quad (20)$$

$$T_{semiejes} = \frac{5250 * potencia}{rpm}$$

$$\omega_{cardan} = \frac{1680\ rpm}{50} = 33,6\ rpm \quad T_{cardan} = \frac{5250 * 1,013\ cv}{33,6} = 158,28\ Lb.f$$

$$\omega_{cardan} = \frac{33.6 \text{ rpm}}{3} = 11,2 \text{ rpm}$$

$$T_{semiejes} = \frac{5250 * 1.013 \text{ cv}}{11.2} = 475 \text{ Lb.f}$$

Tabla 8. Cálculo en Excel motor de A.C

RESULTAD EN FUNCION DE LAS DESMULTIPLICACIONES				
Salid caja(cardan)	33.6	rpm	Torque	158.416875 Lb.f
Salid diferenc(paliers)	11.2	rpm	Torque	475.250625 Lb.f

Fuente: Autores

Motor de combustión interna

Tabla 9. Características de un motor Chevrolet spark

MOTOR	Spark C/A	Spark S/A
Tipo / Código	4 cil. en línea SOHC 8 válvulas	4 cil. en línea SOHC 8 válvulas
Posición	Delantera	Delantera
Desplazamiento (cc)	995	995
No. de cilindros	4	4
No. de válvulas	8	8
Potencia (HP@RPM)	65@5.400	65@5.400
Torque (Lb.f.@RPM)	67.26@4.200	67.26@4.200
Torque (N.m.@RPM)	91,20@4,200	91,20@4,200
Relación compresión	9,3: 1	9,3: 1
Diámetro x carrera (mm)	68.5 x 67.5	68.5 x 67.5
Alimentación	MPFI	MPFI
Calidad de gasolina	RON87	RON87

TRANSMISIÓN	Spark C/A	Spark S/A
Tipo / Código	Manual 5 velocidades	Manual 5 velocidades
Relaciones 1°	3.416	3.416
2°	1.950	1.950
3°	1,280	1,280
4°	0,971	0,971
5°	0,757	0,757
Reversa	3.272	3.272
Relación final de eje	4.444	4.444
Tracción (AWD / FWD / 4x4 / 4x2)	FWD	FWD

Fuente: www.chevrolet.com

Datos:

Motor Chevrolet Spark

Potencia máxima=65Hp=65,9 cv

Velocidad angular máxima=5400 rpm

Variación de las rpm=3141rpm

Desmult. En caja=0,971

Desmult. Diferencial=4,444

$$\omega = \frac{3141 \text{ rpm}}{0,971} = 3234,80 \text{ rpm}$$

$$T_{cardan} = \frac{5250 \cdot 65,9 \text{ cv}}{3234,80} = 106,95 \text{ Lb.f}$$

$$\omega_{cardan} = \frac{3234,80 \text{ rpm}}{4,444} = 727,90 \text{ rpm}$$

$$T_{semiejes} = \frac{5250 \cdot 65,9 \text{ cv}}{727,90} = 475 \text{ Lb.f}$$

Tabla 10. Cálculo en Excel de un motor Chevrolet spark

RESULTAD EN FUNCION DE LAS DESMULTIPLICACIONES				
Salid caja(cardan)	3234.8095	rpm	Torque	106.95375 Lb.f
Salid diferenc(paliers)	727.90492	rpm	Torque	475.30246 Lb.f

Fuente: Autores

3.2.9.2 *Cálculo de las rpm del árbol de transmisión.* Para determinar las rpm a las que gira el árbol de transmisión concurremos a la siguiente fórmula. (KINDLER, y otros, 1984)

$$D_2 \cdot N_2 = D_1 \cdot N_1 \quad (21)$$

Despejando N_2 la fórmula será (KINDLER, y otros, 1984):

$$N_2 = \frac{D_1 \cdot N_1}{D_2}$$

Dónde:

D_1 =Diámetro de la polea 1 [cm]

D_2 =Diámetro de la polea 2 [cm]

N_1 =Número de revoluciones del motor [rpm]

N_2 =Número de revoluciones dadas en la polea [rpm]

N_T =Número de revoluciones dadas total [rpm]

Datos:

$$D_1 = 15 \text{ cm}$$

$$D_2 = 6 \text{ cm}$$

$$N_1 = 1680 \text{ rpm}$$

Reemplazando los datos en la fórmula 2 se tiene como resultado:

$$N_2 = \frac{15 \text{ cm} \cdot 1680 \text{ rpm}}{6 \text{ cm}}$$

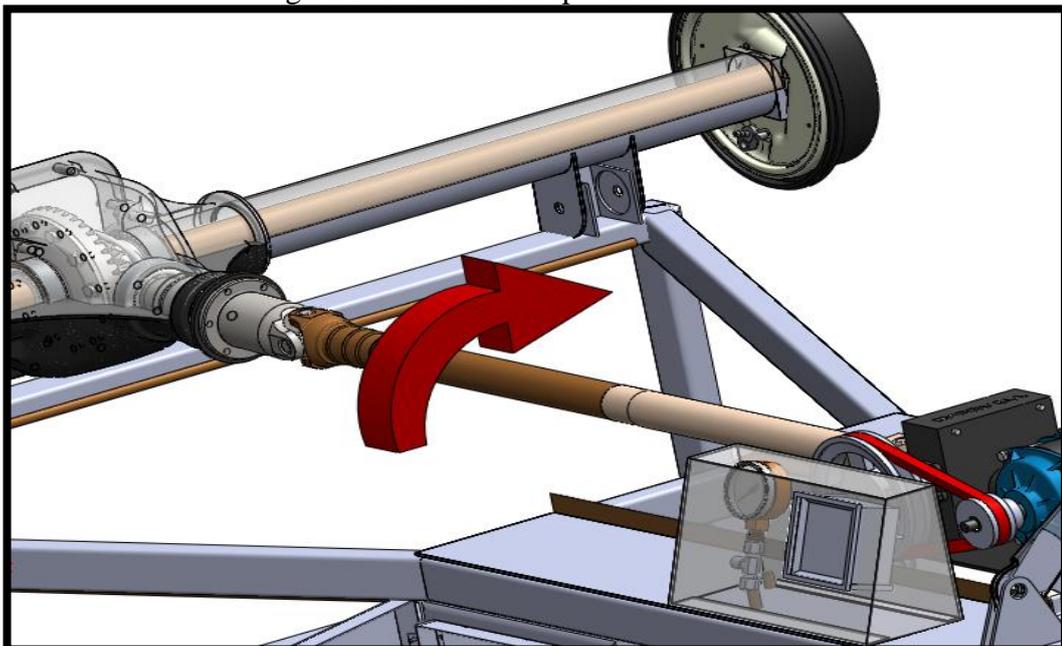
$$N_2 = 4200 \text{ rpm}$$

Se deberá tomar en cuenta la caja reductora de 1:50 de manera que nos ayudará a que el giro se disminuya en el árbol de transmisión, de tal forma que el número de revoluciones total será: (KINDLER, y otros, 1984)

$$N_T = 4200 \text{ rpm}/50$$

$$N_G = 84 \text{ rpm}$$

Figura 51. Número de rpm total en el árbol



Fuente: Autores

3.2.9.3 Cálculo de la tensión máxima cortante viene dada por:

$$\tau = \frac{M}{\frac{2I_o}{D}} \quad (22)$$

$$I_o = \frac{\pi}{32}(D^4 - d^4) \quad (23)$$

Dónde:

M= Par máximo salida a la caja de cambios, afectado del coeficiente de seguridad
[N.m]

I_o= Momento de inercia polar [m^4]

D= Diámetro exterior del cardán [mm]

d= diámetro interior del cardán [mm]

Datos:

$$1\text{hp}=745,7 \text{ W}$$

$$D=210\text{mm}$$

$$d= 180 \text{ mm}$$

$$L= 61 \text{ cm}$$

$$N_G = 84 \text{ rpm}$$

Reemplazamos en la ecuación (18)

$$I_o = \frac{\pi}{32}((0,21)^4 - (0,18)^4)$$

$$I_o = 8,787 \times 10^{-5} \text{ m}^4$$

Seguidamente procedemos a calcular el par de torsión

$$T = 9,55 \frac{H}{n} \quad (24)$$

$$T = 9,55 \frac{745,7 \text{ W}}{84 \text{ rpm}}$$

$$T = 84,7 \text{ Nm}$$

Una vez calculado las variables procedemos a reemplazar en la ecuación (22)

$$\tau = \frac{84,7}{\frac{2(8,787 \times 10^{-5})}{(0,21)}}$$

$$\tau = 10,12 \text{ N/cm}^2$$

La velocidad crítica o la flexión.- De lo anterior se deducen la necesidad de calcularla y evitar su imposible alcance en el vehículo, tanto si el giro máximo del árbol es como consecuencia de la mayor multiplicación posible en la caja de cambios de las vueltas máximas del motor.

Dado que el árbol de transmisión se considera como una viga biapoyada y masa distribuida uniformemente, el peso efectivo a considerar no es su total si no los 17/35 del mismo.

$$Vc = k_1 \sqrt{\frac{E}{\delta} \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2}} \quad (25)$$

De forma general, en la fórmula anterior el valor de k depende solo de los apoyos del árbol en sus extremos. En nuestros casos:

$$K = \frac{30\sqrt{3g}\sqrt{35}}{\pi\sqrt{17}}$$

$$K = \frac{30\sqrt{29.43}\sqrt{35}}{\pi\sqrt{17}}$$

$$K = 74,3 \frac{\sqrt{m}}{s}$$

Cuando se aplica la ecuación (23) al árbol de transmisión del banco, sustituyendo los valores de:

$$E = 2 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\delta = 7,9 \times 10^{-3} \text{ Kg/cm}^3$$

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

Se convierte en:

$$V_c = 118 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \text{ rpm}$$

$$V_c = 118 \frac{\sqrt{(0,21)^2 + (0,18)^2}}{(0,61)^2}$$

$$V_c = 87,71 \text{ rpm}$$

Tabla 11. Cálculo en Excel de la velocidad crítica o la flexión

CÁLCULO EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN		
BANCO DE PRUEBAS		
Datos	lo	8.78713E-05 m ⁴
1hp=745.7 watts	T	84.7789881 N.m
D=210mm	τ	101304.873 N/m ²
d= 180 mm	K	74.3 adimen
L= 61 cm	Vc	87.7107965 rpm
NG=84 rpm		
1 HP		
1hp (H)	745.7 watts	
D	0.21 m	
d	0.18 m	
L	0.61 m	
n	84 rpm	
E	2000000 kg/cm ²	
δ	0.0079 Kg/cm ³	
g	9.81 m/s ²	
π	3.141592654 rad	
K	74.3	
EQUIV	1hp	745.7 watts

Momento de inercia polar (I_o)

$$I_o = \frac{\pi}{32} (D^4 - d^4)$$

Calculo del par de torsion

$$T = 9,55 \frac{H}{n}$$

Calculo de la tension maxima cortante

$$\tau = \frac{T}{2I_o/D}$$

2I_o/D 0.00083687

Para hallar la constante K nos vasamos en la siguiente ec.

$$K = \frac{30\sqrt{3g\sqrt{35}}}{\pi\sqrt{17}}$$

$$K = 74.3 \frac{\sqrt{m}}{s}$$

Velocidad critica o de flexion

$$V_c = k_1 \frac{\sqrt{E\sqrt{D^2 + d^2}}}{\delta L^2}$$

$$V_c = 118 \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \text{ rpm}$$

Fuente: Autores

3.2.9.4 Cálculos en el mecanismo diferencial. En el puente posterior y en el diferencial se da una relación de transmisión de revoluciones y del par de giro.

Para calcular las relaciones de transmisión de revoluciones y del par de giro se utilizan las ecuaciones de los engranajes de ruedas rectas, la relación de transmisión del puente

posterior es igual a la relación del número de dientes de la corona diferencial y el número de dientes del piñón de ataque como se indica a continuación: (KINDLER, y otros, 1984)

$$i_{\text{dif}} = \frac{Z_c}{Z_p} \quad (26)$$

Dónde:

Z_p = Número de dientes del piñón

i_{dif} = Relación de transmisión del puente

Z_c = Número de dientes de la corona del diferencial

Datos:

$$Z_p = 12$$

$$Z_c = 37$$

Reemplazando los datos en la fórmula 4 se tiene como resultado:

$$i_{\text{dif}} = \frac{37}{12}$$

$$i_{\text{dif}} = 3,0$$

$$i_{\text{dif}} = 3:1$$

3.2.9.5 *Cálculo de revoluciones en los semiejes del Puente posterior.* La relación de transmisión también está dada por la siguiente fórmula: (KINDLER, y otros, 1984)

$$i_{\text{dif}} = \frac{n_G}{n_A} \quad (27)$$

Dónde:

n_G = revoluciones del árbol de transmisión

n_A = revoluciones de semiejes o palieres

Datos:

$n_A = ?$

$i_{dif} = 3,0:1$

$n_G = 84 \text{ rpm}$

Despejando n_A y reemplazando los datos a la fórmula se da como resultado:

$$n_A = \frac{84 \text{ rpm}}{3,0}$$

$$n_A = 28 \text{ rpm}$$

3.2.9.6 Transmisión de par de giro en el puente (KINDLER, y otros, 1984)

Datos:

1 hp = 745 W

$i_{dif} = 3,0:1$

$$1000W = 1000 \frac{Nm}{s} = 1000 \frac{J}{s} = 1kW$$

$M_p = 745[Nm]$

$$M_c \cdot (M_A) = M_p \cdot i_{dif} \quad (28)$$

Dónde:

M_p = Par del piñón en [N.m]

M_A = Par del árbol de accionamiento en [N.m]

M_c = Par de la corona del diferencial [N.m]

i_{dif} = Relación de transmisión del puente

$$M_c \cdot (M_A) = 745 \times 3,0 \text{ (Nm)}$$

$$M_c \cdot (M_A) = 2235 \text{ (Nm)}$$

3.2.10 *Cálculo de las rpm y la velocidad de avance en función de las desmultiplicaciones.* A continuación vamos a realizar el cálculo de velocidades que desarrolla el vehículo, con los componentes del tren motriz. (MORALES y otros, 2012)

Datos:

Rpm del motor=4200

Relación de desmultiplicación caja=50 a 1

Relación de desmultiplicación del diferencial=3:1

Rueda=225/70-R15

$$\omega_{\text{árbol de transmisión}} = \frac{\text{rpm del motor}}{\text{relac-desm de la caja}} \quad (29)$$

$$\omega_{\text{árbol de transmisión}} = \frac{4200}{50}$$

$$\omega_{\text{árbol de transmisión}} = 84 \text{ rpm}$$

$$\omega_{\text{de la rueda}} = \frac{\omega_{\text{árbol de transmisión}}}{\text{relac-desm del diferencial}} \quad (30)$$

$$\omega_{\text{de la rueda}} = \frac{84}{3}$$

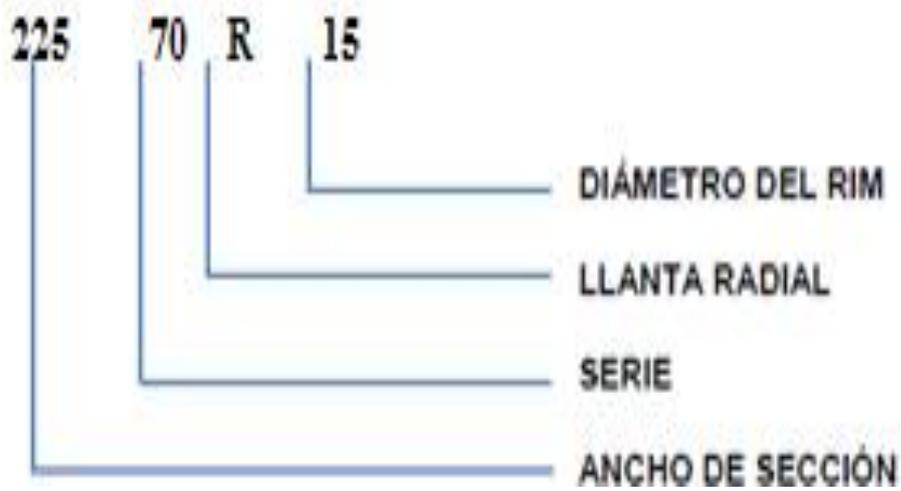
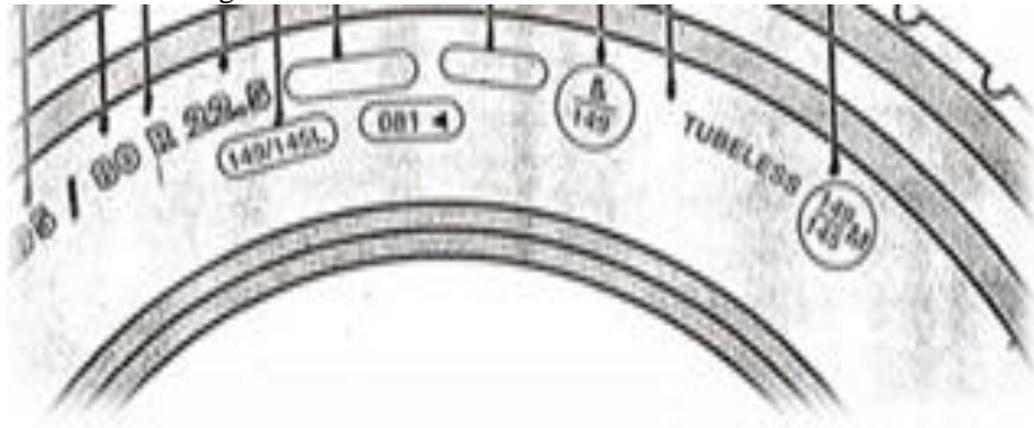
$$\omega_{\text{de la rueda}} = 28 \text{ rpm}$$

$$W_{\text{de recorrido-rueda}} = \omega_{\text{de la rueda}} \times C \quad (31)$$

$$W_{\text{de recorrido-rueda}} = 28 \text{ rpm} \times 26,41 \text{ m}$$

$$V_{\text{de avance del vehículo}} = 739,5 \text{ m/min} = 44,37 \text{ km/h}$$

Figura 52. Nomenclatura de una llanta de vehículos



Fuente: Autores

$$C = \pi \times D$$

$$C = 1039,86 \text{ plg} = 26,41 \text{ m}$$

$$D = (2 \times \text{altura de la cara}) + \text{diámetro de rin}$$

$$D = (2 \times 157,5) + 16$$

$$D = 331 \text{ mm}$$

$$\text{Altura de cara} = (\text{serie} \times \text{ancho de sección}) / 100$$

$$\text{Altura de cara} = (70 \times 225) / 100$$

$$\text{Altura de cara} = 157,5 \text{ mm}$$

Tabla 12. Cálculo de las rpm en función de las desmultiplicaciones

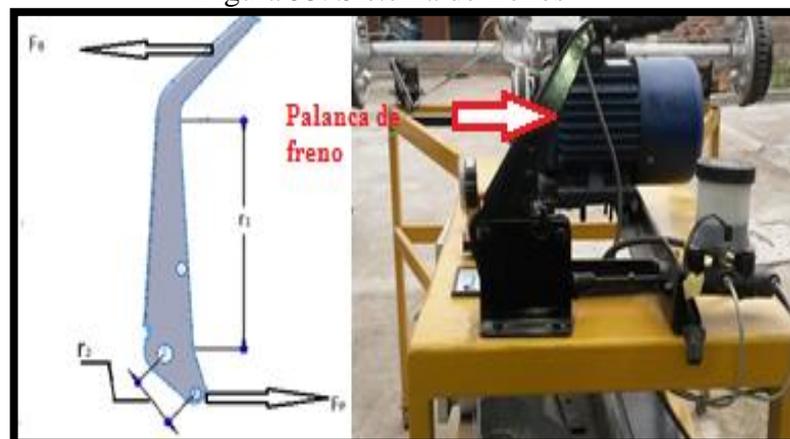
LAS RPM EN FUNCIÓN DE LAS DESMULTIPLICACIONES			MOTOR	
CAMIONETAS			Configuración	Turbodiesel, longitudinal, 4 cilindros en línea.
RPM DE MOTOR		4200 rpm	Cilindrada (cm³)	1.968
RPM DEL ARBOL DE TRANSMISION		84 rpm	Diámetro x carrera	81 x 95,5
RPM DE LOS EJES		28 rpm	Relación de compresión	16,5:1
VEL. DE AVANCE DEL VEHICULO		737.31923 m/min	Alimentación	Inyección directa Common-Rail, un turbocompresor de geometría variable e intercooler.
		44.239154 km/h	Distribución	Doble árbol de levas a la cabeza comandada por correa dentada. 4 válvulas por cilindro.
ALTURA DE LA CARA	AC	157.5	Potencia máxima - CV (kW) / rpm	140 (103) / 4.000
ALTURA DE CARA = (SERIE x ANCHO DE SECCIÓN) / 100			Torque máximo - Nm (kgm) / rpm	340 (34,7) / 1.600 a 2.250
DIAMETRO			TRANSMISIÓN	
$D = (2 \times \text{altura de la cara}) + \text{diámetro de rim}$	D	330	Caja de cambios	Manual de seis marchas y marcha atrás.
PERIMETRO DE RUEDA			Relaciones	1a: 4,81; 2a: 2,54; 3a: 1,50; 4a: 1,00; 5a: 0,76; 6a: 0,63; M.A.: 4,37 Diferencial: 4,30. Para 4x4: Caja reductora: 2,70
$C = \pi \times D$	C	1036.7256 plg	Tracción	Trasera. Control de tracción ASR y bloqueo de diferencial electrónico EDL de serie.
π	3.141592654	26.33283 m	Embrague	Monodisco seco, comando hidráulico. Bosaren
			Neumáticos	225/70-R15

Fuente: Autores

3.2.11 Cálculos en el sistema de freno. El sistema de frenos es muy importante para la seguridad del vehículo, y debe ser muy exacto cuando el conductor solicite.

Para el proyecto se instaló un sistema de freno de estacionamiento en el que nos permitirá accionar a las zapatas para que detenga las revoluciones del tambor transmitido por el conjunto diferencial, y por ende obtener buenos resultados en el sistema de frenado de esta manera garantizando la seguridad e integridad tanto del conductor como de los ocupantes. (KINDLER, y otros, 1984)

Figura 53. Sistema de frenos



Fuente: Autores

1. Cálculo de la fuerza en el cilindro principal.

$$F_p = \frac{F_B \cdot r_1}{r_2} \quad (32)$$

Dónde:

F_B = Fuerza del brazo [N]

F_p = Fuerza en la cabeza del embolo del cilindro principal de frenado [N]

r_1 = Brazo de palaca 1 de la palanca de freno [cm]

r_2 = Brazo de palanca dos de la palanca de freno [cm]

Observación: La presión se da en N/cm^2

Datos:

$$F_B = 392 \text{ N}$$

$$r_1 = 22 \text{ cm}$$

$$r_2 = 6 \text{ cm}$$

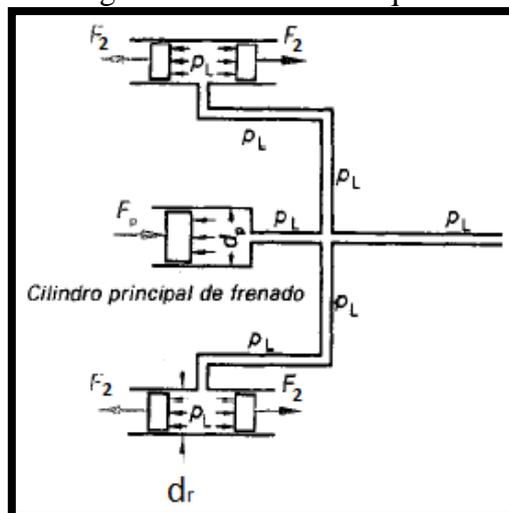
$$F_p = ?$$

$$F_p = \frac{(392 \text{ N})(22 \text{ cm})}{6 \text{ cm}}$$

$$F_p = 1437.33 \text{ N}$$

2. Cálculo de la presión del líquido en el cilindro principal mediante la ecuación.

Figura 54. Presión del líquido



Fuente: Matemática aplicada para la técnica del automóvil

$$\rho_L = \frac{F_p}{\frac{d_p^2 \cdot \pi}{4}} \quad (33)$$

Dónde:

ρ_L = Presión del circuito [N/cm^2]

F_p = Fuerza de la cabeza del émbolo del circuito del frenado [N]

d_p = Diámetro del cilindro principal [cm]

Datos:

$F_p = 1437,33 \text{ N}$

$d_p = 2,2 \text{ cm}$

$\rho_L = ?$

Reemplazando los datos en la fórmula de presión del líquido en el cilindro principal se obtiene como resultado:

$$\begin{aligned} \rho_L &= \frac{1437,33 \text{ N}}{\frac{(2,2 \text{ cm})^2 (\pi)}{4}} \\ \rho_L &= \frac{5749,32 \text{ N}}{15,20 \text{ cm}^2} \\ \rho_L &= 378,24 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \end{aligned}$$

3. Cálculo de la fuerza de aprieto en el cilindro secundario.

$$F_2 = \rho_L \cdot \frac{d_r^2 \cdot \pi}{4} \quad (34)$$

Dónde:

F_2 = Fuerza de aprieto de los cilindros de las ruedas traseras [N]

ρ_L = Presión del circuito [N/cm^2]

d_r = Diámetro de los cilindros de las ruedas traseras [cm]

Datos:

$$\rho_L = 378,24 \frac{N}{cm^2}$$

$$d_r = 2,38 \text{ cm}$$

$$F_2 = ?$$

Se reemplaza los datos y se obtiene el siguiente resultado:

$$F_2 = \left(378,24 \frac{N}{cm^2} \right) \frac{(2,4 \text{ cm})^2 \cdot \pi}{4} = 1711,12 \text{ N}$$

3.3 Peso del banco didáctico.

El peso total del banco didáctico del sistema diferencial es de 84,2 Kg. Los cuales se encuentran distribuidos de la siguiente manera, posteriormente para llevar estos datos al software de elementos finitos.

Tabla 13. El peso de elementos en el banco

Elementos	Peso (kg)
Bastidor	10
Puente posterior	60
Motor eléctrico	10
Otros componentes	4,223
Total	84,2

Fuente: Autores

3.4 Diseño y ensamblaje de elementos para el banco didáctico

3.4.1 *Diseño de la estructura en software CAE.* La estructura es muy importante en la realización del proyecto, donde nos servirá a que el conjunto diferencial, el sistema de frenos se podrán sujetar.

Para la construcción de la estructura primero se optó por modelar la estructura en software CAE, y poder transportar a un programa de elementos finitos que será muy necesario para el estudio de esfuerzos, fatiga y vibración.

Figura 55. La estructura



Fuente: Autores

Propiedades mecánicas del acero ASTM A36. El material utilizado en el diseño es de acero estructural ASTM A36 ya que cumple con las condiciones de resistencia para soporte de elementos, maquinas o herramientas etc. Las características del acero ASTM 36 se muestra en la Tabla siguiente:

Tabla 14. Características del acero ASTM A36

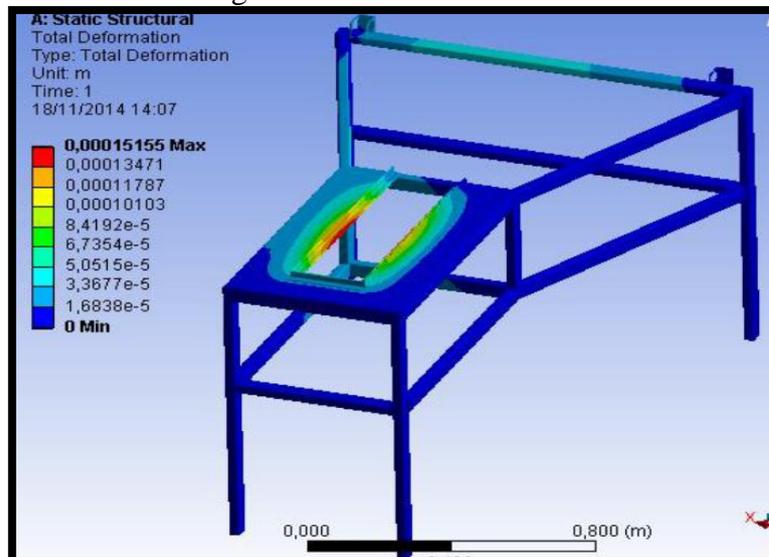
Resistencia a la tracción				Límite de fluencia	
Mpa		Psi		Mpa	Psi
Min	Max	Min	Max		
400	550	58000	80000	250	36000

Fuentes: Autores

3.4.2 Análisis de la estructura en software de elementos finitos

- Total deformación

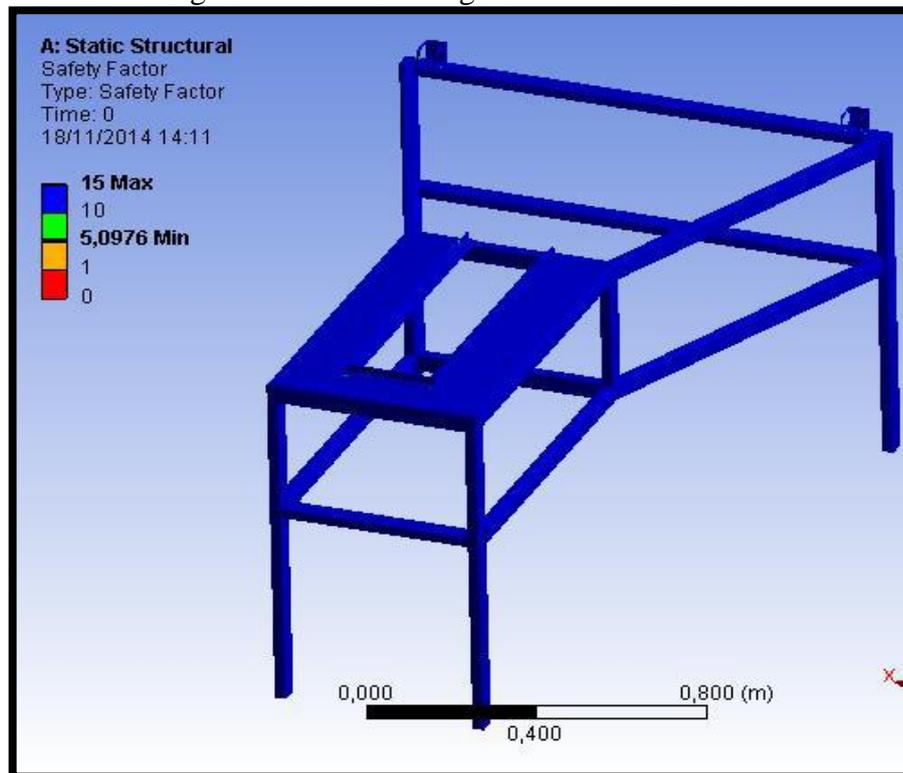
Figura 56. Total deformación



Fuente: Autores

- Factor de seguridad

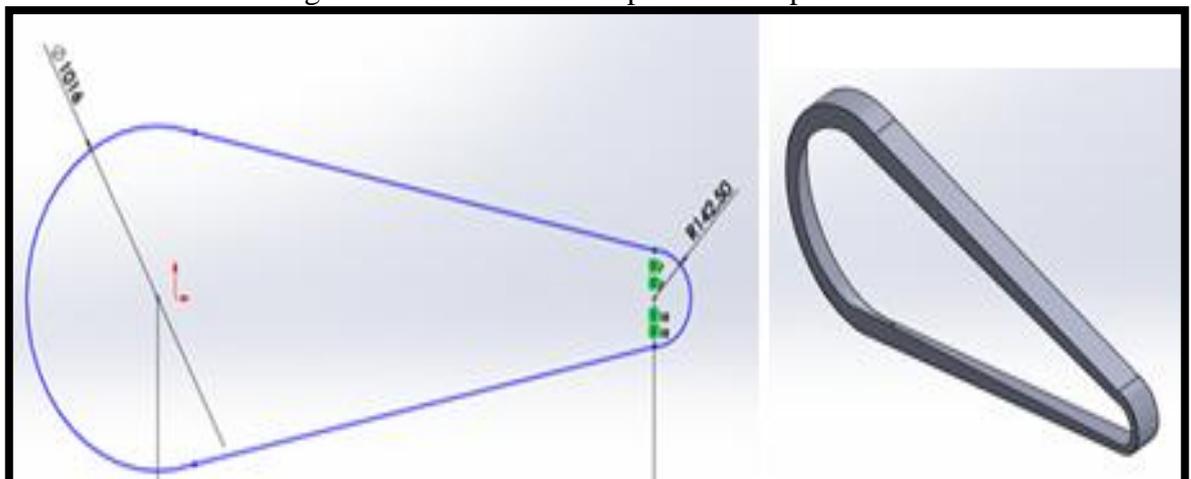
Figura 57. Factor de seguridad de la estructura



Fuente: Autores

3.4.2.1 *Diseño y construcción del mecanismo de poleas.* Tiene como finalidad de dar una mayor seguridad al usuario. Para el diseño de este elemento se ha simulado en un software CAD, con un material de latón apto para el trabajo a realizar.

Figura 58. Modelación del protector de poleas



Fuente: Autores

Figura 59. Diseño del protector



Fuente: Autores

3.4.2.2 *Análisis del cardán en software de elementos finitos*

- Modelación del cardán

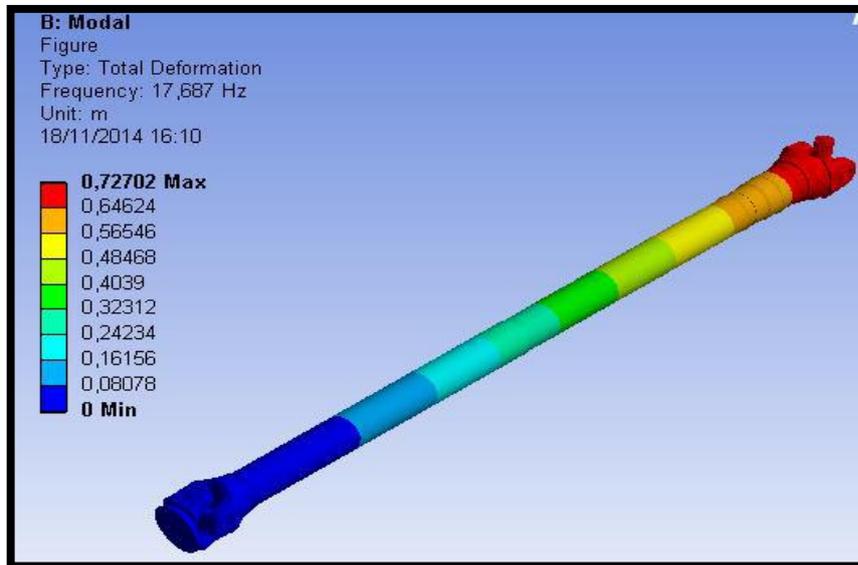
Figura 60. El cardán



Fuente Autores

- Total deformación

Figura 61. Deformación del cardán

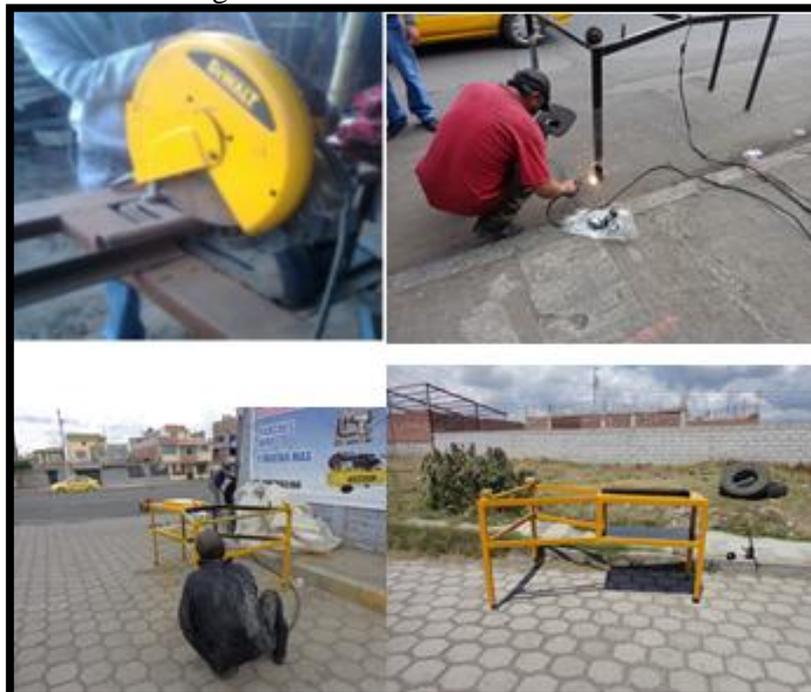


Fuente: Autores

En la gráfica se puede observar donde puede sufrir una posible avería que señala con un color rojo, es donde se produce más vibraciones.

3.4.2.3 Herramientas utilizadas para la construcción de la estructura

Figura 62. Construcción estructural



Fuente: Autores

Para el proceso de construcción de la estructura del proyecto de tesis se procedió a utilizar los respectivos instrumentos de medición, herramientas manuales y máquinas como se indica a continuación:

- Flexómetro
- Regla
- Amoladora
- Suelda eléctrica
- Compresor de aire
- Pintura sintética

Colocación en la carcasa de elementos en el conjunto diferencial transparente. Se ensambla las respectivas piezas (corona, satélites, planetarios, palieres, rulimanes y pernos etc.) con su respectiva lubricación para evitar demasiada fricción entre ellas.

3.4.2.4 *Pasos para el ensamblaje de elementos en el conjunto diferencial de la carcasa.*

- a) Armamos la caja diferencial teniendo muy en cuenta, cada uno de los elementos que se deben encontrar en su posición correcta.

Figura 63. Satélites y planetarios



Fuente: Autores

- b) Montamos las arandelas de regulación en los planetarios y satélites de acuerdo a lo necesario, lo aconsejable es aumentar o disminuir el montaje con arandelas de 0.002” en 0.002”.

Figura 64. Arandelas de regulación



Fuente: Autores

- c) Con la ayuda de un martillo de goma montamos el pasador para la fijación de los satélites, conjuntamente con los planetarios.
- d) La corona debe estar correctamente armada a la caja del mecanismo diferencial, mediante tablas aplicamos un torque, entre (70-90) lbs/pie.
- e) Montar los rodamientos laterales en la caja diferencial este montaje se lo debe realizar con la ayuda de una prensa.

Figura 65. Montaje cojinetes laterales



Fuente: Autores

- f) A continuación se realizara el apriete de los rodamientos con la ayuda de una prensa.
- g) Posteriormente procedemos a montar el piñón de ataque, el montaje de este mecanismo se lo hace de acuerdo a tablas de apriete de pernos que va entre (120-180) lbs/pie; debemos tomar en cuenta que cuando ya sobre pasa las 100 lbs/pie de torque se debe aplicar en intervalos de 20 lbs/pie, para evitar deformaciones del piñón.

Figura 66. Piñón de ataque



Fuente: Autores

- h) Una vez colocado el piñón de ataque se procede con el montaje del conjunto diferencial en una posición correcta, la caja diferencial va estar soportado por medio de dos chumaceras las cuales se debe dar un torque comprendido entre (70-90) lbs/pie.

Figura 67. Montaje del conjunto diferencial



Fuente: Autores

- i) Ya armado el mecanismo diferencial conjuntamente con el grupo cónico, se debe tomar en cuenta el juego entre la corona y el piñón de ataque que debe estar comprendido entre 0.004” – 0.006”, y la huella de contacto entre engranes.
- j) Luego de haber verificado manualmente el óptimo funcionamiento se procede con el montaje de los semiejes el anclaje de estos es por medio de arandelas de seguridad en los planetarios.

Figura 68. Montaje de los palieres



Fuente: Autores

- k) Ya colocados los semiejes y fijados correctamente al puente posterior, continuamos con el ensamblaje del sistema de frenos de las dos ruedas

Figura 69. Ensamblaje del sistema de frenos



Fuente: Autores

- l) Una vez armado el puente posterior procedemos con la verificación de ajuste de todos y cada uno de los componentes, se lo comprueba con la herramienta denominada torquímetro tomando en cuenta los torques que corresponde a cada uno de los pernos de sujeción.
- m) Finalmente procedemos a colocar la carcasa del puente posterior, conjuntamente con el empaque para evitar fugas de aceite lubricante.

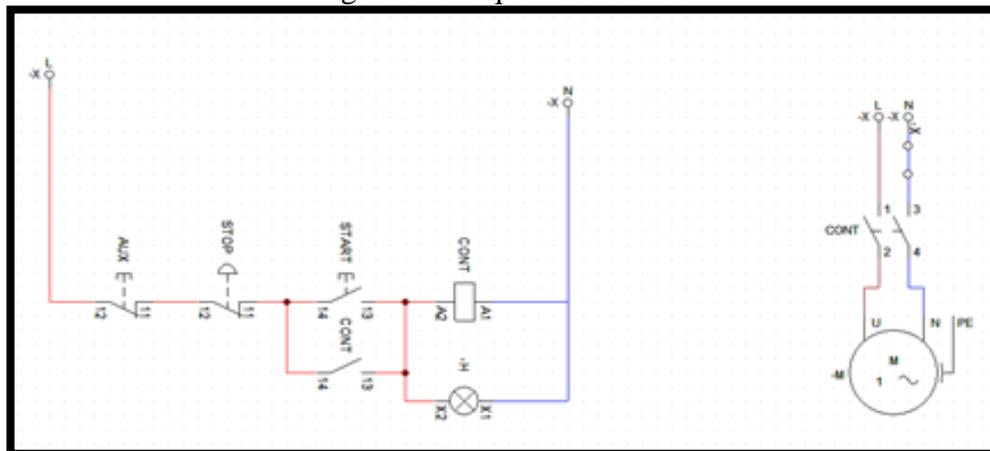
Figura 70. Colocación del diferencial



Fuente: Autores

3.4.2.5 Esquema e instalación del sistema eléctrico

Figura 71. Esquema eléctrico



Fuente: Autores

- a) Se instala el pulsador on-off que nos servirá para el encendido y apagado del banco. Para ello se hace una prueba de continuidad y asegurar que este elemento esté funcionando. Una vez de haber comprobado se hace las respectiva instalación y colocación en la estructura.

Figura 72. Pulsador on-off



Fuente: Autores

- b) Luego se instala el contactor térmico, el cual ayudara a proteger el sistema en caso de una sobrecarga, de tal forma que es indispensable para la protección de todo el circuito.

Figura 73. Contactor térmico



Fuente: Autores

CAPÍTULO IV

4. PRUEBAS Y ENSAYOS TRIBOLÓGICOS DEL BANCO DIDÁCTICO

4.1 ¿Qué es Tribología?

La tribología es la ciencia que estudia la interacción entre las superficies en movimientos y los problemas relacionados con ellos como:

- Fricción
- Desgaste
- Lubricación

En la interacción entre dos cuerpos aparecen diversos fenómenos que son de gran importancia. (LINARES)

4.1.1 Fricción. Efecto que proviene de la existencia de fuerzas tangenciales que aparecen entre dos superficies sólidas en contacto cuando permanecen unidas por la existencia de esfuerzos normales a las mismas. (GIL, 2002)

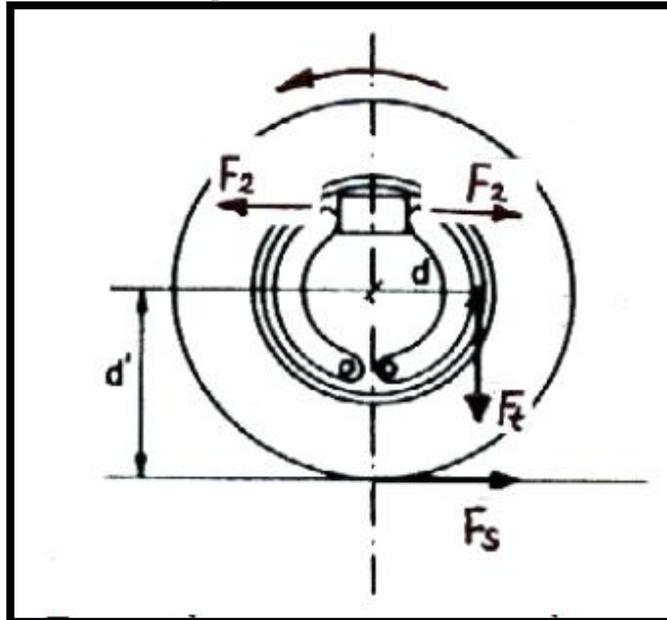
4.1.2 Desgaste. Pérdida progresiva de materia en la superficie de un cuerpo por acción mecánica. (GIL, 2002)

4.1.3 Lubricación. Consiste en interponer, entre las dos superficies rodantes, una película de un líquido con unas cualidades especiales (aceite) que sustituye el rozamiento entre los metales por un roce de deslizamiento interno del líquido, que es muy inferior y produce menos calor. (GIL, 2002)

4.2 Cálculo para las pruebas Tribológicas en el sistema de frenos

Estas pruebas se la realizan con el objetivo de ver la eficiencia de los frenos implementados en el banco didáctico para el buen uso del mismo. (KINDLER, y otros, 1984)

Figura 74. Fuerzas aplicadas en un sistema de freno a tambor



Fuente: Matemática aplicada para la técnica del automóvil

4.3 Cálculo de la fuerza de rozamiento entre zapata y tambor

$$F_t = F_2 \cdot \mu \quad (35)$$

Dónde:

μ = coeficiente de rozamiento entre zapata y tambor

F_2 = Fuerza del bombín [N]

Datos:

$$\mu = 0,3$$

$$F_2 = 1711,12 \text{ N}$$

Remplazando los datos en la fórmula se tiene:

$$F_t = (1711,12 \text{ N}) (0,3)$$

$$F_t = 513,336 \text{ N}$$

4.4 Cálculo del par de frenado

En los frenos de tambor cuando se aplican las zapatas contra este se obtiene un par de frenado que se opone al movimiento del tambor este par es la fuerza de rozamiento entre la zapata y el tambor, el par de frenado se puede obtener mediante la fórmula: (KINDLER, y otros, 1984)

$$C = F_t \cdot d \quad (36)$$

Dónde:

F_t = fuerza de rozamiento entre zapata y tambor [N]

d = distancia desde el centro de la rueda hasta la posición de rozamiento entre elementos frenantes [cm]

Datos:

$$F_t = 513,336 \text{ N}$$

$$d = 11,6 \text{ cm}$$

Remplazando en la formula se tiene como resultado lo siguiente:

$$C = (513,336 \text{ N}) (11,6 \text{ cm})$$

$$C = 5954,69 \text{ N cm}$$

$$C = 59546,97 \text{ N mm}$$

4.5 Pruebas Tribológicas en el sistema de freno

4.5.1 Herramientas utilizada para las pruebas Tribológicas:

- Cronómetro
- Pirómetro
- Depósito de material de la zapata

- Balanza electrónica
- Dinamómetro

4.5.1.1 Cronómetro. Este elemento ayudará a tomar el tiempo cuando la zapata esté en contacto con el tambor de esta manera ayuda a saber en qué tiempo los forros de las zapatas se desgastan, así; como también el material que tenga una vida útil más larga.

Figura 75. Cronómetro



Fuente: Autores

4.5.1.2 Pirómetro. Con el pirómetro tendremos la temperatura que tendrá el sistema de frenos por motivo de la fricción producida entre zapata y tambor.

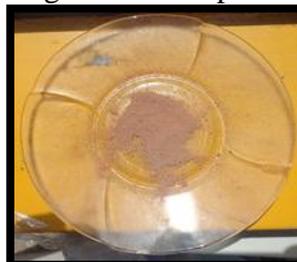
Figura 76. Pirómetro



Fuente: Autores

4.5.1.3 Recipiente. Este recipiente nos servirá para recoger el material desgastado de la zapatas, producto del frenado.

Figura 77. Recipiente



Fuente: Autores

4.5.1.4 Balanza. Ayuda a conocer la pérdida del material en la fibra de la zapata producto de la fricción.

Figura 78. Balanza electrónica



Fuente: Autores

4.5.1.5 Dinamómetro. Este instrumento nos ayuda a saber el kilogramo fuerza de aplicación en la palanca de frenos.

Figura 79. Dinamómetro



Fuente. Autores

4.6 Procedimiento para la realización de las pruebas Tribológicas

a) *Se enciende el banco didáctico.* Este paso se lo realiza presionando el botón de encendido ubicado en la parte superior del banco.

Figura 80. Encendido del banco



Fuente: Autores

b) *Toma del tiempo.* Se aplica la fuerza de 40 kgf y el tiempo que se frena el sistema de frenos.

Figura 81. Toma de datos



Fuente: Autores

c) *Toma de temperatura.* A continuación, una vez frenado en un intervalo de tiempo al sistema de frenos se lo realiza la medición de la temperatura producida por la fricción constante por el fenómeno del frenado; de tal manera que se utiliza el instrumento de medición llamado pirómetro.

Figura 82. Medición de temperatura del sistema de frenos



Fuente: Autores

d) *Recolección del material producido por el frenado*

Figura 83. Recolección del material



Fuentes: Autores

e) *Pesado del material producto del frenado*

Figura 84. Peso del material producto del desgaste



Fuente: Autores

4.7 Tabla de pruebas Tribológicas realizada en el banco didáctico

Tabla 15. Pruebas tribológicas del sistema de frenos del banco didáctico

Tribología del sistema de frenos				
Tiempo (min)	Fuerza (kgf)	Fuerza (N)	Temperatura (°C)	Desgaste (g)
10	8	78,4	49,6	0,5
15	15	147	97,9	1
20	28	274,4	100,7	1,4
25	33	323,4	179,8	1,8
30	40	392	194,8	2

Fuente: Autores

4.8 Lubricación. Aunque la idea parezca lo contrario, de que un material de zapatas contiene propiedades abrasivas, también estos contienen sustancias y minerales que tienden a lubricar. Son utilizados básicamente para reducir el rayado y el desgaste tanto del tambor o disco como de la balata, también contribuyen a aumentar la vida útil de la balata en si el conjunto del sistema de frenos. Además estos mismos materiales ayudan a disminuir el ruido o rechinido de las balatas o del tambor en conjunto. (INDUCBAL)

Los lubricantes o modificadores de coeficiente: Son los encargados de hacer variar el coeficiente de fricción normalmente a la baja, dependiendo del rango de temperatura de funcionamiento. Son empleados en forma de polvo suelen ser de grafitos, cokes, sulfuros, antracitas, y talco ya que es un mineral suave. (HARÚN, 2006)

Figura 85. Fotografías observadas en el microscopio



Fuente: Autore

Figura 86. Materia primas de las zapatas



Fuente: www.inducbal.com

4.9 Análisis del sistema de freno de tambor en software de elementos finitos

Un sistema de frenos de tambor se encuentra sometido a esfuerzos y momentos en el cual hace que el tambor tienda a sufrir deformaciones durante su funcionamiento.

Pasos para un análisis del sistema de frenos a tambor:

- Simulación en un programa CAD.
- Importación de la simulación al software de elementos finitos.
- Creación del material del tambor.

- Mallado del sistema.
- Aplicación de fuerzas y momentos en la que se encuentra sometido.
- Análisis y resultado que entrega el software de elementos finitos.

4.9.1 *Simulación del sistema de freno a tambor en el programa CAD*

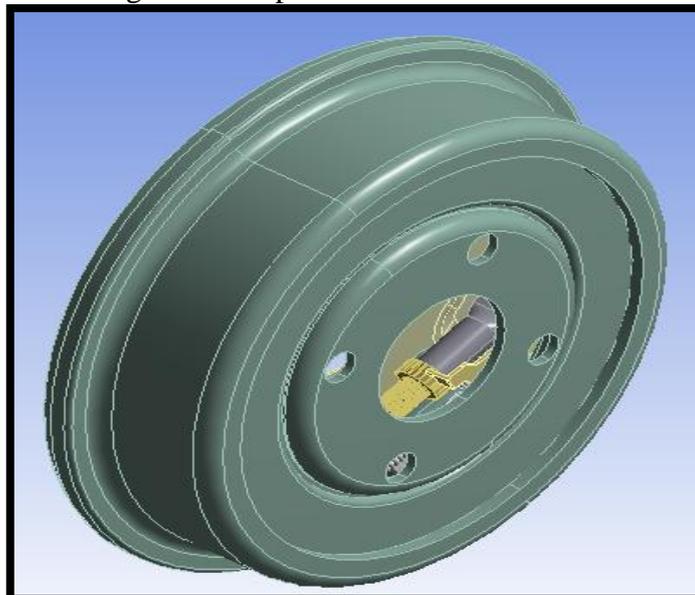
Figura 87. Simulación en el programa CAD



Fuente: Autores

4.9.2 *Importación de la simulación al software de elementos finitos*

Figura 88. Importación de la simulación



Fuente: Autores

4.9.3 Creación del material del tambor

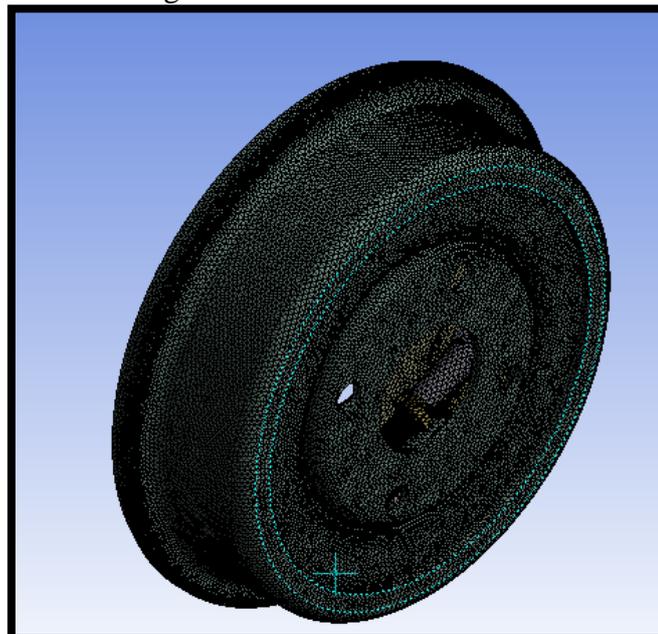
Figura 89. Creación del material

Properties of Outline Row 5: ASTM A48 BS 350			
1	Property	Value	Unit
2	Density	7.3E-06	kg mm ⁻³
3	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		
4	Coefficient of Thermal Expansion	1.2E-05	C ⁻¹
5	Reference Temperature	22	C
6	Isotropic Elasticity		
7	Derive from	Young's...	
8	Young's Modulus	1.38E+05	MPa
9	Poisson's Ratio	0.26	
10	Bulk Modulus	95833	MPa
11	Shear Modulus	54762	MPa
12	Tensile Yield Strength	243.5	MPa
13	Compressive Yield Strength	485	MPa
14	Tensile Ultimate Strength	375	MPa
15	Compressive Ultimate Strength	610	MPa
16	Isotropic Thermal Conductivity	0.045	W mm ⁻¹ C ⁻¹
17	Specific Heat	4.825E+05	mJ kg ⁻¹ C ⁻¹
18	Isotropic Relative Permeability	10000	
19	Isotropic Resistivity	0.00067	ohm mm

Fuente: Autores

4.9.4 Mallado del sistema

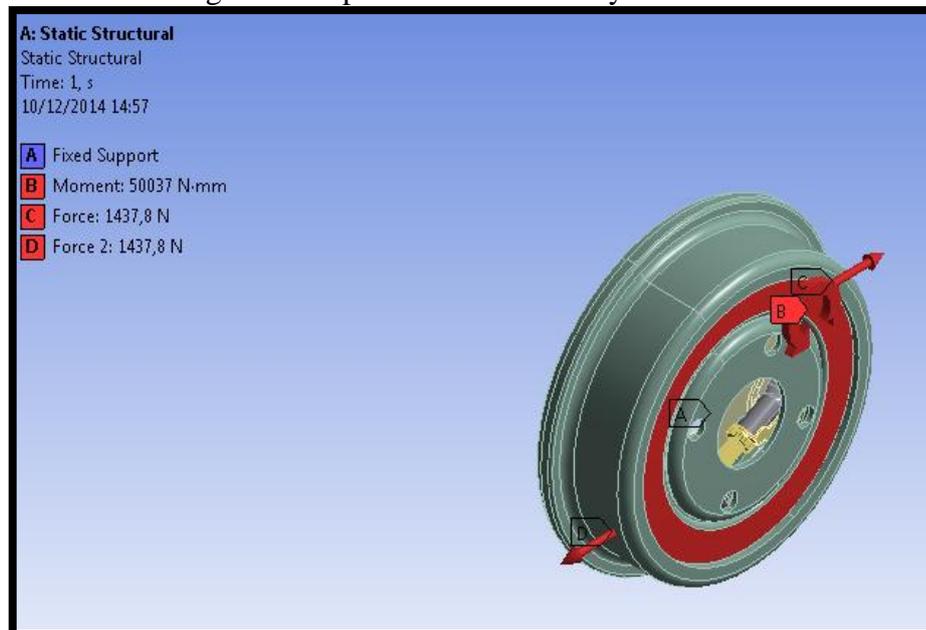
Figura 90. Mallado del sistema



Fuente: Autores

4.9.5 Aplicación de fuerzas y momentos en las que se encuentra sometido

Figura 91. Aplicación de fuerzas y momentos

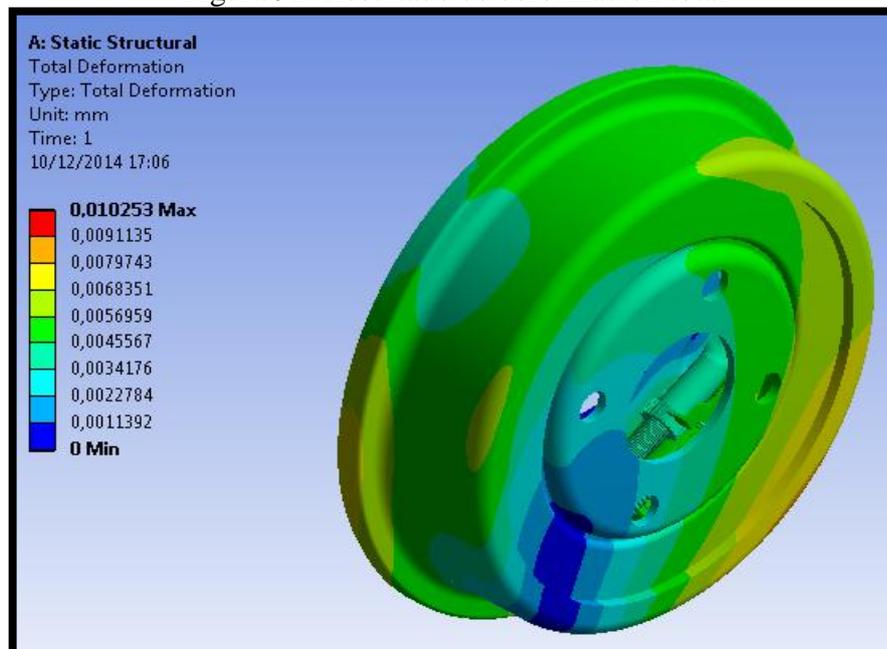


Fuente: Autores

4.9.6 Análisis y resultados que da el software de elementos finitos

- **Deformación total**

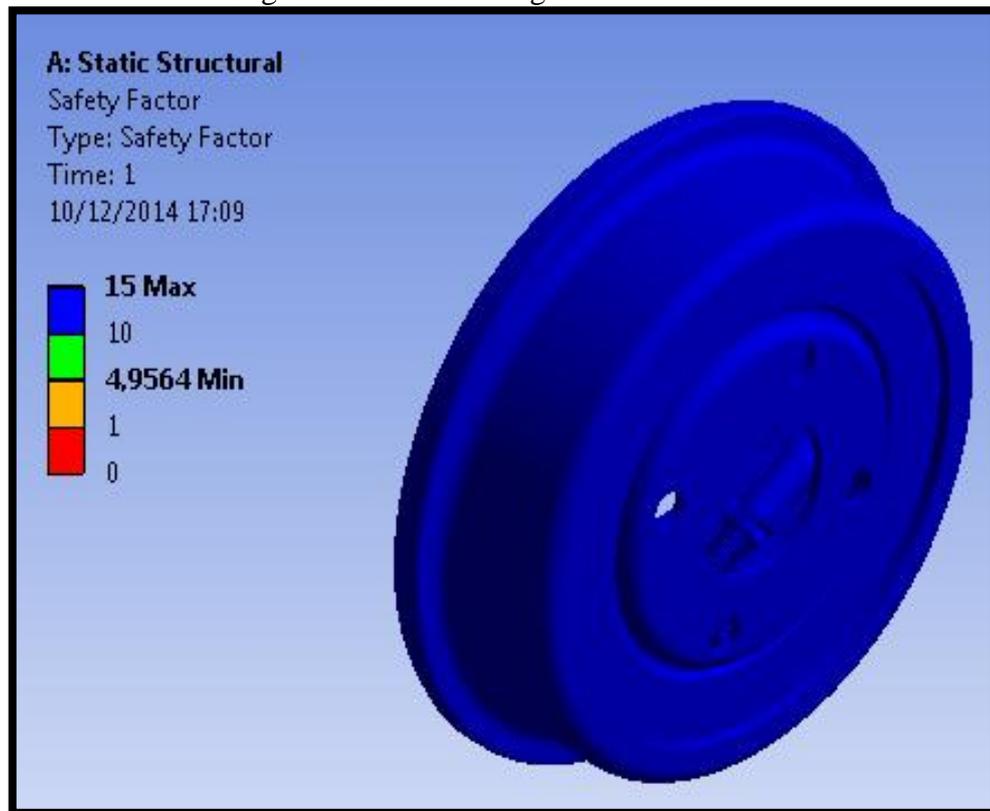
Figura 92. Resultado de deformación total



Fuente: Autores

- **Factor de seguridad**

Figura 93. Factor de seguridad del tambor



Fuente: Autores

4.10 Análisis térmico del sistema de frenos, en software de elementos finitos

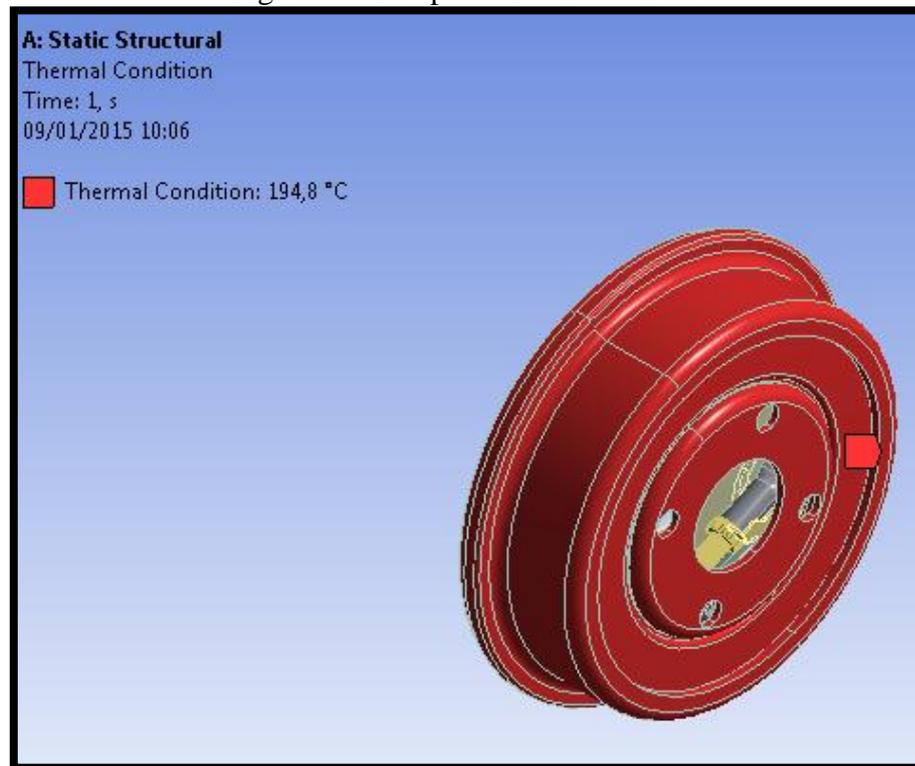
Un sistema de freno a tambor durante el frenado, la zapata y el tambor se encuentran en fricción de tal manera que se produce calor.

El calor estará presente, durante el funcionamiento del banco de tal manera que es muy importante su análisis en el software de elementos finitos para comprobar si el material que es fabricado cumple con sus debidas características a soportar la temperatura a la que estará sometido. La temperatura en el tambor al instante de accionar el freno, es de 194,8 °C.

Para cálculos posteriores en software de elementos finitos se debe seguir los pasos de los incisos anteriores pero ya aplicando lo que es la temperatura de funcionamiento del banco, de esta manera saber si soporta la temperatura dicho elemento mecánico.

- **Aplicación de la temperatura en el tambor**

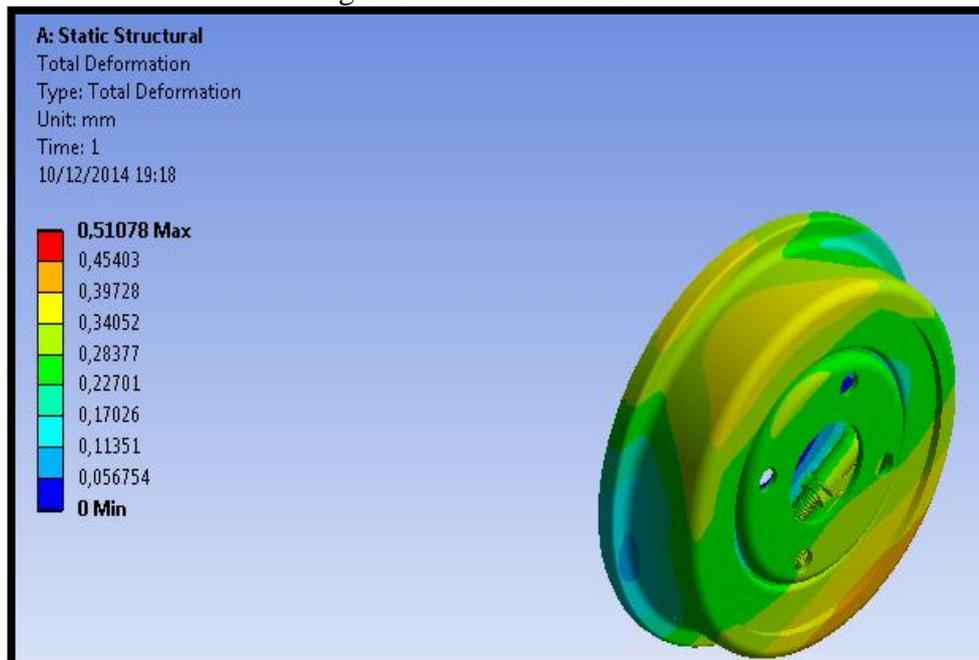
Figura 94. Temperatura en el tambor



Fuente: Autores

- **Resultado de la deformación total que sufre el tambor**

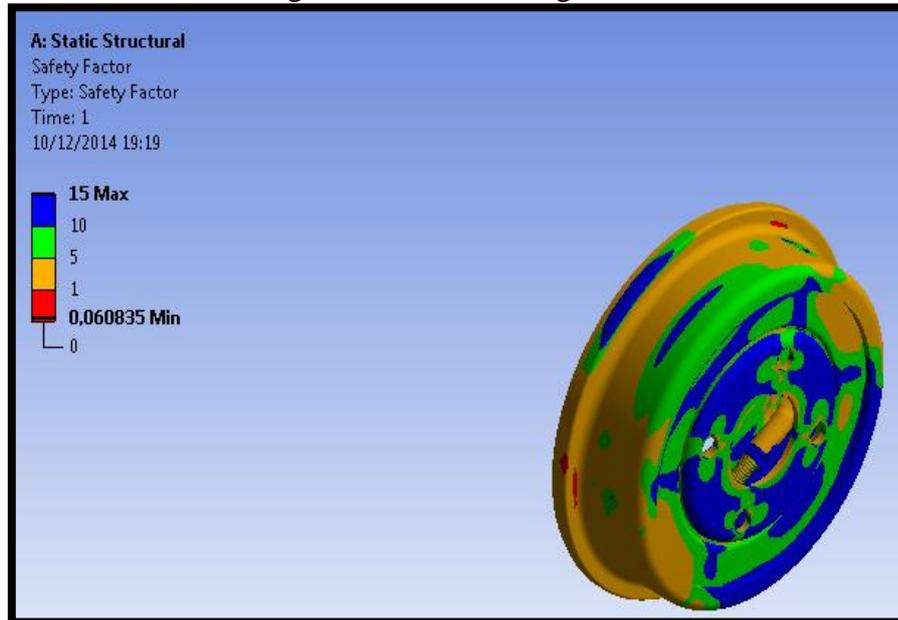
Figura 95. Deformación total



Fuente: Autores

- **Resultado del factor de seguridad**

Figura 96. Factor de seguridad



Fuente: Autores

4.11 Ensayo de dureza Brinnel en las zapatas de freno

4.11.1 *Introducción.* Se comprime una bola de acero templada, de diámetro (D) 5mm contra el material a ensayar con una fuerza F.

Después de liberar la carga se mide el diámetro (d) de la huella con un microscopio.

La dureza Brinnel es un valor adimensional. (TORRES, 2009)

4.11.2 *Aparatos y equipos utilizados:*

- **Máquina de prueba**

Consiste en una máquina que soporta la probeta y aplica una carga predeterminada sobre una esfera que está en contacto con la probeta. (TORRES, 2009)

- **Penetrador**

La esfera debe ser pulida y libre de defectos, para realizar las pruebas de investigación.

- **Microscopio de medición**

Las divisiones de la escala del microscopio, deben permitir una medición directa en decimas de milímetro, con una aproximación hasta de 0.02 mm. (TORRES, 2009)

4.11.3 Procedimiento.

1. Preparación de la probeta para su respectivo ensayo se lo realiza utilizando una lija 150 esto para que quede con una superficie bien lisa, seca, libre de polvo y de grasa.

También el espesor de la probeta debe ser por lo menos diez veces la profundidad de la huella.

La distancia entre huella a huella debe ser al menos tres veces el diámetro de la misma.

La aplicación de la carga debe hacerse de manera perpendicular a la superficie de la probeta. (TORRES, 2009)

Figura 97. Preparación de la probeta



Fuente: Autores

2. Seguidamente procedemos a colocar el indentador en el durómetro con una esfera de 5 mm y encendemos, con sus respectivos ajustes de esta manera realizar un ensayo de prueba de materiales de los forros de las zapatas. Estas zapatas deben estar debidamente preparadas en una forma liza y libre de impurezas, para garantizar el ensayo, y así saber que tipo de dureza tiene cada material.

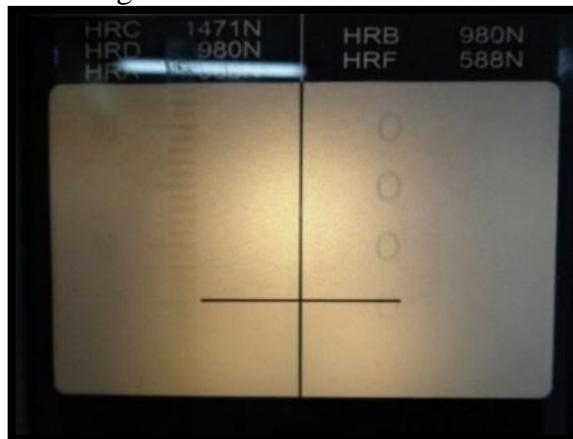
Figura 98. Durómetro



Fuente: Autores

3. Configuramos el durómetro para una carga de 1839 kg.

Figura 99. Escala del durómetro



Fuente: Autores

4. Colocamos la probeta de asbesto en el durómetro y aplicamos la carga antes mencionada debemos esperar aproximadamente 2 minutos.

Figura 100. Configuración de carga



Fuente: Autores

5. Después de ese tiempo observamos que el durómetro no este oscilando y que llegue a un valor de cero. Luego procedemos a retirar la probeta y lo llevamos al microscopio para leer las medidas del agujero.

Figura 101. Visualizacion para la toma de medidas del agujero



Fuente: Autores

6. Una vez medido obtuvimos 15 muestras de cada material, y realizamos los respectivos cálculos según las formulas de la dureza Brinnel.

$$Hb = \frac{2F}{\pi D \cdot (D - \sqrt{D^2 - d^2})} \quad (37)$$

Dónde:

F= carga aplicada en [kgf]

D= Diámetro de la esfera en [mm]

d= diámetro medio de la huella en [mm]

En este caso no pudimos aplicar las condiciones estándar de la tabla especificada para cada equipo, para lo cual recurrimos a la siguiente fórmula.

$$K = \frac{F}{D^2} \quad (38)$$

Datos:

F= 1839 kgf

D= 5 mm

d= 3,056 mm

Figura 102. Medidas tomadas en los ensayos

2	muestras de zapatas de asbestos				muestras de zapatas de carbon				Para hallar la constante K	
3	N	mm	mm	promedio(mm)	N	mm	mm	promedio(mm)	D ²	25 mm ²
4	1	2.8	2.66	2.73	1	3.615	3.635	3.625	k	7.49847095 adimen
5	2	3.1	2.7	2.9	2	3.115	3.15	3.1325		
6	3	2.95	2.7	2.825	3	3.18	3.15	3.165		
7	4	2.895	2.965	2.93	4	3.2	3.85	3.525	FUERZA REAL	
8	5	2.93	3	2.965	5	3.485	3.47	3.4775	k	7.49847095 Adimen
9	6	2.9	2.81	2.855	6	3.495	3.46	3.4775	D ²	25 mm ²
10	7	3.1	2.86	2.98	7	3.445	3.425	3.435	F	187.461774
11	8	2.98	3	2.99	8	3.38	3.035	3.2075		
12	9	2.98	2.745	2.8625	9	3.38	3.34	3.36	DUREZA BRINNEL	
13	10	2.87	2.865	2.8675	10	3.245	3.28	3.2625	F	187.461774 kgf
14	11	2.99	2.98	2.985	11	3.475	3.465	3.47	2xF	374.923547 kgf
15	12	2.945	2.97	2.9575	12	3.365	3.37	3.3675	nD	15.7079633 mm
16	13	3.015	2.985	3	13	3.07	3.04	3.055	d	3.055 mm
17	14	3.01	3.06	3.035	14	3.09	3.2	3.145	en	22.906728
18	15	2.99	3.035	3.0125	15	3.1	3.01	3.055		

ASBESTO (HB)			CARBON (HB)		
1	29	adimen	1	15	adimen
2	26	adimen	2	22	adimen
3	27	adimen	3	21	adimen
4	25	adimen	4	16	adimen
5	25	adimen	5	17	adimen
6	27	adimen	6	17	adimen
7	24	adimen	7	17	adimen
8	24	adimen	8	20	adimen
9	27	adimen	9	18	adimen
10	26	adimen	10	20	adimen
11	24	adimen	11	17	adimen
12	25	adimen	12	18	adimen
13	24	adimen	13	23	adimen
14	23	adimen	14	21	adimen
15	24	adimen	15	23	adimen
	380	HB	25.33333333	285	HB

Fuente: Autores

CAPÍTULO V

5. PLAN DE MANTENIMIENTO

5.1 Mantenimiento

Las normas DIN-31051 establece los estándares necesarios que debe cumplir los productos o servicios, mediante una serie de pasos que nos sirven de guía para detectar algún error o mal funcionamiento en los mismos.

De esta manera llevar una labor correcta en su funcionamiento logrando así la satisfacción de los clientes y una alta calidad en los productos. (DIN, 2013)

De acuerdo a la norma DIN-31051 los mantenimientos se dividen en tres importantes grupo que son:

5.1.1 *Mantenimiento preventivo.* Es aquel que se hace en función de la probabilidad de que un elemento pueda fallar por desgaste o uso, anticipando dicha anomalía. (CASANOVA, y otros, 2011)

Al cumplir con el mantenimiento preventivo de manera correcta traerá las siguientes ventajas:

- Confiabilidad en el vehículo y en general en todos sus sistemas, esto debido a que se conoce el estado real en el que se encuentran y por ende sus condiciones de funcionamiento.
- Disminución del tiempo de parada y menor costo de reparación.
- Mayor duración de todos y cada uno de los componentes del vehículo la cual será mayor a la que tendrían sin un mantenimiento preventivo, por ende una mayor vida útil del banco didáctico.

5.1.2 *Mantenimiento predictivo.* Consiste en anticipar a un futuro mediante la lectura de datos o parámetros (con X máquina); de esta forma podemos adelantarnos a una avería realizando a su vez un mantenimiento preventivo. (CASANOVA, y otros, 2011)

5.1.3 *Mantenimiento correctivo.* Este tipo de mantenimiento entra en funcionamiento una vez cuando un determinado elemento ha fallado. Consiste básicamente en reparar o sustituir componentes del vehículo.

Las posibles causas para llegar a aplicar este tipo de mantenimiento son:

- Poca importancia a la disminución del rendimiento del vehículo.
- Indiferencia ante la aparición de sonidos extraños en el funcionamiento de todos y cada uno de los sistemas del vehículo.
- Necesidad de uso del vehículo.

Los mantenimientos predictivo y correctivo están completamente relacionados, la mayoría de autores los toman como uno solo en la mayoría de casos. (CASANOVA, y otros, 2011)

5.2 Tipo de mantenimiento para el banco didáctico del sistema diferencial

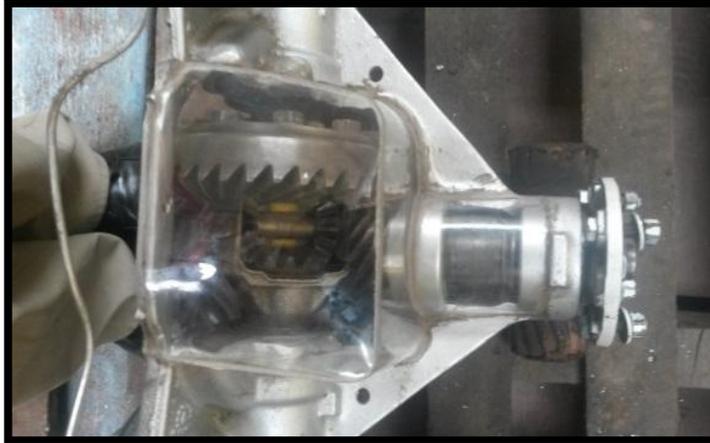
Realizar los respectivos mantenimientos de diferencial ayudara a que el banco tenga una larga vida útil y al buen funcionamiento.

5.2.1 *Tipo de mantenimiento para el sistema diferencial.* Realizar el mantenimiento preventivo, cada vez que se lo realiza la práctica, para así prevenir fallos, como ruidos por falta de lubricación o regulación en los planetarios y satélites.

5.3 Revisión y desmontaje de los elementos del diferencial

5.3.1 *Cambio de aceite en el diferencial.* Realizar el cambio cada año por motivo que este banco no va estar en constante funcionamiento, debemos tener cuidado con los drenajes de aceite y es utilizado para reforzar los conocimientos de los estudiantes aplicando lo impartido en las aulas.

Figura 103. Cambio de aceite



Fuente: Autores

5.3.2 *Revisión de fugas.* Las fugas se revisan de forma visual por toda la carcasa del diferencial, en caso de ser por los tapones se deberá revisar en ajuste de cada uno con el respectivo torque y en caso contrario revisar el estado de los tapones.

Figura 104. Revisión de fugas



Fuente: Autores

5.3.3 Desmontaje:

- Desmontar el cardán diferencial
- Sacar los pernos de la bancada
- Extraer la corona-satélites y planetarios
- Sacar el piñón de ataque
- Aflojar los pernos que sujetan a la corona con el porta satélites y planetarios
- Extraer la corona

Figura 105. Desmontaje del conjunto diferencial



Fuente: Autores

5.3.4 Posibles averías. En esta sección se podrá observar los daños más casuales que existen en el puente diferencial.

5.3.4.1 Averías puente posterior. Las posibles averías en el puente diferencial posterior se detecta con la aparición de ruidos extraños durante su funcionamiento como se indica a continuación:

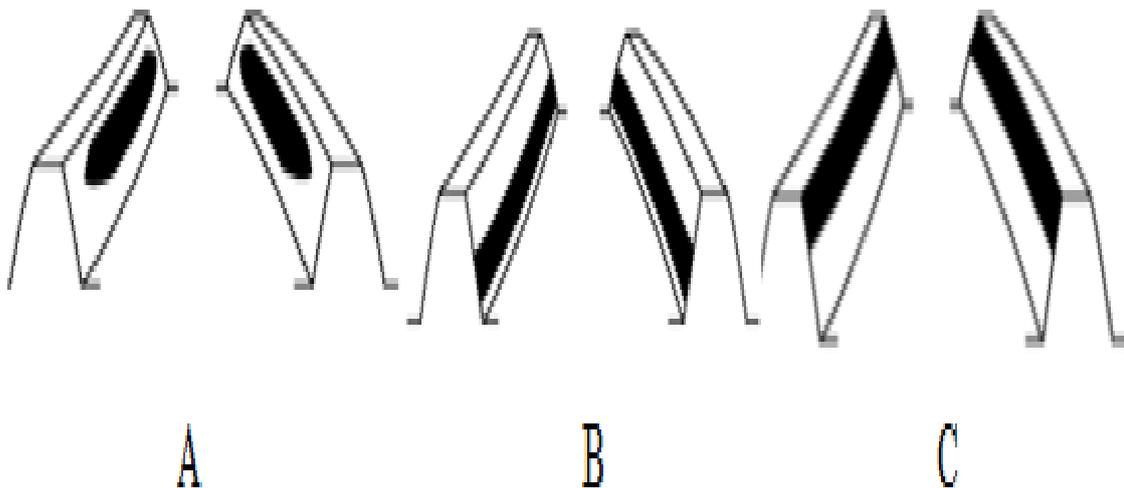
- Mala sujeción de la rueda.
- Excesivo desgaste en el cojinete.
- Deformación en la carcasa del puente diferencial.
- Regulación incorrecta del piñón de ataque y corona.
- Falta de aceite.
- Deformación de los palieres.

También existe ruidos en un vehículo en el puente posterior al tomar una curva estos se producen a causa de los siguientes:

- Falla en los ejes de los satélites.
- Deterioro de los cojinetes de los palieres.
- Giro duro de los satélites en el eje.
- Holgura incorrecta entre los dientes de los piñones.

5.3.4.2 Averías conjunto piñón – corona. La corona y el piñón de ataque forman un solo conjunto entre sí, cuyas tolerancias y acabado no permiten el intercambio individual de los mismos, de modo que el ajuste de la medida básica y el juego entre los dientes son suficientes para su montaje. Independiente de eso, puede ser efectuado, a una verificación de las huellas de contacto de los dientes del conjunto corona y piñón de ataque, en la Figura A se observa un correcto contacto del piñón de ataque. En las Figuras B como la Figura C se tiene un mal contacto del piñón de ataque debido a una mala regulación del mismo, de tal manera que aumentará el desgaste de los dientes de la corona.

Figura 106. Huellas de contacto correcto



Fuente: <http://www.clubdemantenimiento.com/como-evitar-averias-del-diferencial-cuadro-de-fallas/>

Luego de hacer la verificación y mantenimiento respectivo se deberá ensamblar todos los elementos de la misma forma como se desacoplo cada una de las piezas que forman parte del puente posterior en conjunto con el grupo diferencial.

También se deberá hacer las respectivas inspecciones de fugas en las cañerías como también el nivel del líquido de freno en la bomba.

Tabla 16. Plan de mantenimiento

PLAN DE MANTENIMIENTO BANCO DIDÁCTICO TRANSPARENTE DEL PUENTE DIFERENCIAL			
ESPOCH 	INGENIERÍA AUTOMOTRIZ 		
	INSPECCION	MANTENIMIENTO	REPARACION
Carcasa puente diferencial			
Sistema de frenos			
Bombín principal			
Zapatas			
Cardán			
Motor eléctrico			
Conjunto diferencial			

Fuente: Autores

5.4 Normas de seguridad para el correcto uso del banco didáctico dentro del taller automotriz.

Tabla 17. Normas de seguridad

NORMAS DE SEGURIDAD PARA EL CORRECTO USO DEL BANCO DIDÁCTICO		
	Detalles	imágenes
1	El orden y la limpieza son indispensables para un correcto funcionamiento de un taller o un sitio de trabajo, para lo cual se lo consigue colaborando cada uno del personal que lo conforma la empresa.	
2	Debemos utilizar las herramientas apropiadas para cada tipo de trabajo, y al terminar dicho trabajo o jornada laboral, debemos dejarlas bien limpias y en el sitio que corresponda.	
3	Utilizar equipos o elementos de protección para cada tipo de trabajo, siempre manteniendo presente la seguridad industrial. También debemos mantenerlos en buen estado.	
4	De ninguna manera quitar o dañar las señales de seguridad o peligro ya que las mismas le pueden salvarle la vida.	
5	En caso de alguna herida o lesión corporal por más insignificante que sea debemos acudir a un botiquín o al departamento de salud.	
6	En caso de alguna emergencia o alarma de peligro, debemos mantener la calma, seguir las instrucciones y las normas de seguridad.	
7	Debemos concentrarnos en el trabajo o actividad que se la esté realizando, para así evitar accidentes de trabajo o trabajos mal realizados que afectan a la empresa.	

8	Toda instalación debe considerarse con tensión en base a una cierta prueba con aparatos que comprueban que en realidad hay tensión, siempre manteniendo la señalética en cada sección.	
9	Nunca debemos realizar reparaciones en áreas restringidas y/o equipos que estén con tensión eléctrica.	
10	Debemos utilizar equipos o prendas de seguridad, para así mantener la integridad física y la salud profesional del trabajador.	
11	Reparar inmediatamente si los cables o la toma se encuentren en mal estado o sin aislamiento, ya que a futuro pueden ocasionar graves incendios o electrocuciones.	
12	Desconectar el aparato o equipo al escuchar un pequeño cortocircuito o hacer las instalaciones con protección para evitar daños materiales.	
13	Debemos mantenernos vigilantes en caso de calentamientos anormales de algún motor o equipo, para evitar inconvenientes.	
14	Debemos mantener la calma y seguir las instrucciones de algún guía o algún centro de ayuda en caso de ocurrir algún accidente.	

Fuente:file:///C:/Users/User/Desktop/seguridad/10%20Reglas%20de%20Seguridad%20Industrial%20e%20Higiene.htm

CAPÍTULO VI

6. COSTOS

El costo es un proceso para identificar cuanto de recurso económico se requiere, previo a una adquisición de un servicio, un producto una orden o una actividad. (contabilidad.com.py). Los costos se clasifican en costos directos e indirectos.

6.1 Costos directos

Son costos que están asociadas directamente con la producción de un solo producto, donde se invirtieron en la implementación de nuevos elementos y equipos que conforma el banco didáctico de un puente diferencial transparente donde se va a realizar estudios de ingeniería. Estos corresponden a materiales, la mano de obra, equipos y maquinarias necesarios para la construcción del proyecto. (slideshare-costos-directos-indirectos)

Tabla 18. Costos directos

Descripción	Valor (USD)
Diferencial	50,00
Motor eléctrico	140,00
Reductor 1-50	90,00
Ruedas	4,00
Pintura	6,00
Lija	1,00
Alquiler taller	50,00
Herramientas	20,00
Suelda eléctrica	5,00
Electrodos	5,00
Bomba de frenos	35,00
Cañerías	6,00
Anillo magnético	18,00
Pulsador on-off	3,00
Cables	4,00
Palanca de frenos	25,00
Líquido de freno	4,00
Arandelas y pernos	3,00
Estructura	70,00
Grasa	3,00
Carcasa acrílicas	180,00
Amperímetro	6,00
Pulsador de emergencia	3,00
Total	731,00

Fuentes: Autores

6.2 Costos indirectos

Afectan directamente al proceso productivo en general de uno o más productos.

Ejemplo el alquiler de un sitio para un taller automotriz, pago de salarios al personal y en nuestro caso hasta un producto terminado del banco didáctico diferencial transparente. (slideshare-costos-directos-indirectos)

Tabla 19. Costos indirectos

Descripción	Valor (USD)
Trabajos en tornos	50,00
Documentación e investigación	100,00
Transporte	50,00
Total	200,00

Fuente: Autores

6.3 Costos totales

Es la sumatoria de los costos directos e indirectos, de lo invertido, para la construcción del banco didáctico de un puente diferencial transparente y pruebas de tribología, para la escuela de Ingeniería Automotriz.

Tabla 20. Costos totales

Descripción	Valor (USD)
Costos indirectos	731,00
Costos directos	200,00
Costo total	931,00

Fuente: Autores

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 Conclusiones

Se implementó un banco didáctico de un puente diferencial posterior el cual es necesario para el uso académico, donde se indicaran las partes externas e internas del puente diferencial, sistema de frenos y el funcionamiento de cada una de las partes; del mismo modo se puede comprobar las características tribológicas de los frenos, la cual sirve de apoyo, para el aprendizaje de los estudiantes de la escuela de ingeniería automotriz.

Se analizó, cálculos pertinentes los cuales ayudaran a conocer movimientos dinámicos y estáticos del banco; como el análisis de la estructura, el funcionamiento del cardán, los palieres o semiejes, frenos y sus variables. Para lo cual se basaron en tablas, manuales, libros y otras fuentes de investigación.

Los cálculos en Excel permiten agilizar, estudios, para la selección adecuada del motor, el cardán y demás mecanismos, por lo cual es importante estudiarlo, estos mecanismos y sus averías que se producen a diario en los vehículos de transporte pesado; como roturas en cardanes, la obstrucción de las juntas, y otros. Por ende nos hemos visto obligados como profesionales a estudiar minuciosamente, cada uno de estos elementos.

El análisis en software de elementos finitos, arrojan resultados exactos bajo diferentes condiciones de funcionamiento, del sistema de freno y transmisión.

Se realizó ensayos de dureza para zapatas de freno con lo cual se comprobó la efectividad en dureza Brinell, mediante cálculos y tabulaciones de datos, con la ayuda del Excel, por lo cual concluimos; que el material de asbesto utilizado son eficaces y durables.

Se realizó una comparación entre un motor de CA y un motor de combustión interna, relacionando: torques, RPM que emiten a la salida de cada uno de los mecanismos.

Se elaboró una guía de prácticas y un plan de mantenimiento, con el fin evitar futuros inconvenientes y a la mala práctica del banco didáctico.

7.2 Recomendaciones

Conocer el funcionamiento de cada uno de los componentes que intervienen en la ingeniería del banco, para obtener un óptimo desempeño del mismo.

Tener un amplio conocimiento sobre los cálculos que se pueden realizar en el banco de pruebas del sistema diferencial como son: revoluciones, transmisiones, etc. Cuando el banco esté en funcionamiento.

Evitar el uso excesivo del sistema de frenos cuando el equipo está en funcionamiento será una causa para que los forros de las zapatas se cristalicen y por ende podemos tener un desperfecto en el sistema de frenado.

Utilizar forros para zapatas de freno de un material de asbesto ya que mediante cálculos realizados son más eficaces y tienen una vida útil más prolongada y obtener un óptimo funcionamiento en el sistema de frenos

Para realizar las pruebas de tribología tener en cuenta o saber los conceptos de desgaste, fricción y lubricación ya que son conceptos básicos que se deben tener en cuenta durante la realización de las pruebas, y también cumplir las órdenes de quien está a cargo de dicho equipo.

Utilizar las herramientas y equipos de protección necesarias, para optimizar tiempo, dinero y cuidar la integridad física de las personas que realicen prácticas en este banco.

Tomar en cuenta los mantenimientos respectivos del banco didáctico del puente diferencial transparente con el fin de mantener el proyecto en óptimas condiciones para un buen desempeño del mismo.

BIBLIOGRAFÍA

CASANOVA, Rubén y BARRERA, Óscar. 2011. **Logística y comunicación en un taller de vehículos.** Madrid, ESPAÑA : Paraninfo S.A., 2011. 978-84-9732-845-6.

contabilidad.com.py. http://www.contabilidad.com.py/articulos_73_costos-directos-e-indirectos.html. http://www.contabilidad.com.py/articulos_73_costos-directos-e-indirectos.html. [En línea] http://www.contabilidad.com.py/articulos_73_costos-directos-e-indirectos.html.

DIFERENCIAL, Ciencia Educación. 2012. El diferencial. [En línea] 2012. [Citado el: viernes de Enero de 2014.] <http://www.taringa.net/posts/ciencia-educacion/15307728/El-Diferencial.html>.

DIN, 31051. 2013. [En línea] 2 de 10 de 2013.
http://normadin02mantenimientoycalidad.blogspot.com/2013/10/din-31051_2.html.

Eduardo Agueda Casado, José Martín Navarro, Tomás Gomez Morales. 2012. SISTEMAS DE TRANSMISION Y FRENO. Madrid España : Paraninfo, 2012.

GIL, Hermógenes. 2002. Árboles de transmisión. Barcelona(España) : Grupo Editorial Ceac, S.A, 2002.

—. **2002.** Manual Ceac del automovil. España : Ceac S.A, 2002.

—. **2002.** Manual CEAC del automóvil. España : Ceac,S.A, 2002. pág. 748. 84-329-1539-4.

—. **2002.** Manual CEAC del automóvil. España : Ceac,S.A, 2002. 84-329-1539-4.

HARÚN, SEBASTIÁN PATRICIO LILLO. 2006.

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

<http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfci1729c/doc/bmfci1729c.pdf>. [En línea] 2006. <http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfci1729c/doc/bmfci1729c.pdf>.

INDUCBAL. <http://www.silverline.com.mx/TEC/INDUCBAL.pdf>.

<http://www.silverline.com.mx/TEC/INDUCBAL.pdf>. [En línea]

<http://www.silverline.com.mx/TEC/INDUCBAL.pdf>.

Joseph E. Shigley, Charles R. Mischke. 2002. Diseño en ingeniería mecánica. Mexico : Sexta edicion, 2002.

KINDLER y H, Kinast. 1984. Matemática aplicada para la técnica del automóvil. Barcelona-Bogotá-Buenos Aires-Caracas-México : REVERTÉ, S.A., 1984. 84-291-1443-2.

LINARES, Omar. <http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/histrib.pdf>.
<http://www.mantenimientomundial.com/sites/mm/notas/histrib.pdf>. [En línea]

LÓPEZ, Lc. Ma Eugenia Buendia. enero del 2009. Reparacion de sistema de frenos convencionales y ABS. Mexico : Mecánica automotriz fácil, enero del 2009.

MARTÍNEZ, Hermógenes. 2003. Manual práctico del automóvil. Madrid-España : CULTURAL,S.A., 2003. 978-84-8055-758-0.

MILLER. 2012. Manual del automóvil. Barcelona, España : Juan Carlos Oliveros Fortich, 2012. 978-9962-04-066-8.

MORALES y otros, Andres Hernandez Guzman, Mercedes Yolanda. 2012. MANUAL DE CONDUCCION TECNICA DE VEHICULOS AUTOMOTORES DIESEL. MEXICO : SANFANDILA QRO, 2012.

Productos, NTE INEN 2028 (2011) (Spanish):. NTE INEN 2028 (2011) (Spanish): Productos. <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.2028.2011.pdf>. [En línea] <https://law.resource.org/pub/ec/ibr/ec.nte.2028.2011.pdf>.

slideshare-costos-directos-indirectos. <http://es.slideshare.net/lori6802/costos-directos-indirectos>. <http://es.slideshare.net/lori6802/costos-directos-indirectos>. [En línea] <http://es.slideshare.net/lori6802/costos-directos-indirectos>.

todomecanicaa. <http://todomecanicaa.blogspot.com/p/sistema-de-transmision.html>. <http://todomecanicaa.blogspot.com/p/sistema-de-transmision.html>. [En línea]

TORRES, Nicolás. 2009. <http://diagramas.diagramasde.com/otros/31422876-ENSAYO-DE-DUREZAS.pdf>. <http://diagramas.diagramasde.com/otros/31422876-ENSAYO-DE-DUREZAS.pdf>. [En línea] 25 de 05 de 2009. <http://diagramas.diagramasde.com/otros/31422876-ENSAYO-DE-DUREZAS.pdf>.

