



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y
MECÁNICA**

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

**TRABAJO DE TITULACIÓN PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL
TÍTULO DE INGENIERO AUTOMOTRIZ**

**TEMA: DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE
MANDO DE CAMBIOS Y ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE
TRANSMISIÓN DEL VEHÍCULO PROTOTIPO BIPLAZA TIPO
ROADSTER.**

AUTORES: FRANKLIN PATRICIO CAIZA CAINA

JUAN GABRIEL FERNÁNDEZ CARRIÓN

DIRECTOR: ING. DANILO ZAMBRANO

CODIRECTOR: ING. MAURICIO CRUZ

LATACUNGA

2016



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Que el trabajo titulado **“DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE MANDO DE CAMBIOS Y ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL VEHÍCULO PROTOTIPO BIPLAZA TIPO ROADSTER”**, realizado por los señores **FRANKLIN PATRICIO CAIZA CAINA** y **JUAN GABRIEL FERNÁNDEZ CARRIÓN**, ha sido revisado en su totalidad y analizado por el software anti-plagio, el mismo cumple con los requisitos teóricos, científicos, técnicos, metodológicos y legales establecidos por la Universidad de Fuerzas Armadas ESPE, por lo tanto me permito acreditarlo y autorizar a los señores **FRANKLIN PATRICIO CAIZA CAINA** y **JUAN GABRIEL FERNÁNDEZ CARRIÓN** para que lo sustente públicamente.

Latacunga, 7 de Enero del 2016.

Ing. Danilo Zambrano
DIRECTOR

Ing. Mauricio Cruz
CODIRECTOR



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, **FRANKLIN PATRICIO CAIZA CAIZA**, con cédula de identidad N° 180477568-0, y **JUAN GABRIEL FERNÁNDEZ CARRIÓN**, con cédula de identidad N° 171847019-6, declaramos que este trabajo de titulación "**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE MANDO DE CAMBIOS Y ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL VEHÍCULO PROTOTIPO BIPLAZA TIPO ROADSTER**" ha sido desarrollado considerando los métodos de investigación existentes, así como también se ha respetado los derechos intelectuales de terceros considerándose en las citas bibliográficas.

Consecuentemente declaro que este trabajo es de mi autoría, en virtud de ello me declaro responsable del contenido, veracidad y alcance de la investigación mencionada.

Latacunga, 7 de Enero del 2016.

Franklin Patricio Caiza Caiza

C.I.:180477568-0

Juan Gabriel Fernández Carrión

C.I.:1718470196



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros, **FRANKLIN PATRICIO CAIZA CAIZA y JUAN GABRIEL FERNÁNDEZ CARRIÓN**, autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE publicar en la biblioteca Virtual de la institución el presente trabajo de titulación “**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA DE MANDO DE CAMBIOS Y ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL VEHÍCULO PROTOTIPO BIPLAZA TIPO ROADSTER**” cuyo contenido, ideas y criterios son de mi autoría y responsabilidad.

Latacunga, 7 de Enero del 2016.

Franklin Patricio Caiza Caiza

C.I.:180477568-0

Juan Gabriel Fernández Carrión

C.I.:1718470196

DEDICATORIA

Dedico esta presente tesis a Dios, por darme la oportunidad de vivir y por estar conmigo en cada paso que doy, por fortalecer mi corazón e iluminar mi mente y por haber puesto en mi camino a aquellas personas que han sido mi soporte y compañía durante toda la carrera.

A mis padres, hermanas, abuelos por ser el pilar fundamental en todo lo que soy, en toda mi educación, tanto académica, como de la vida, por su incondicional apoyo perfectamente mantenido a través del tiempo. Todo este trabajo ha sido posible gracias a ellos.

A mis tíos(as), primos(as) ellos fueron un apoyo muy importante para mi superación personal, el apoyo que ellos me brindaron a lo largo de mi carrera fue una bendición para mí.

A todos los ingenieros, gracias a ellos por enseñarme, aconsejarme e instruirme, ellos siempre estaban dispuestos a ayudar en los momentos más duros sin pedir nada a cambio. Ellos son parte de este logro, espero que su esfuerzo y empeño sea reflejado en esta tesis.

Franklín Caíza.

AGRADECIMIENTO

A Dios por darme salud, vida, inteligencia, paciencia para poder tomar las mejores decisiones dentro de mi vida estudiantil.

A mis padres que han sido un pilar fundamental de apoyo diario, por estar junto a mí durante los buenos y malos momentos.

A mis hermanas que me han sido mi motivación para poder realizar este logro para mi vida profesional solamente puedo decirles gracias por todo su apoyo.

A mis tíos(as) primos(as) y abuelitos que siempre han estado pendientes de mí durante toda mi etapa universitaria dándome palabras de aliento y motivación.

A la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE a la carrera de Ingeniería Automotriz por darme la oportunidad de poder superarme y ser un buen profesional.

Al Ing. Danilo Zambrano como Director al Ing. Mauricio Cruz como Codirector de tesis que gracias a su gran apoyo ha sido posible realizar este proyecto.

Franklín Caiza.

DEDICATORIA

El presente proyecto se lo dedico mis padres, Amada Carrión y Oswaldo Fernández que son y serán mi ejemplo de humildad y superación, también mi inspiración de vida en los buenos y malos momentos, sobre todo por ser grandes de corazón de los que me siento orgulloso y dichoso de tenerlos.

Quiero dedicarles a mis hermanos, Álvaro, Andrés y Kerlly por ser el complemento perfecto en mi vida, que siempre están pendientes de mis estudios y bienestar, y son mi mayor motivación para ser un buen ejemplo para ellos. Además quiero dedicar este trabajo a toda mi familia y amigos, que de una u otra manera me apoyaron, a quienes les tengo un gran aprecio y consideración.

Gabriel Fernández.

AGRADECIMIENTO

Quiero agradecer de manera especial a mis padres, Amada Carrión y Oswaldo Fernández, por haberme dado la mejor herencia, que es la educación. A mis hermanos, Álvaro, Andrés y Kerlly, por brindarme su apoyo y confianza en los buenos y malos momentos, con ellos aprendí que toda adversidad lleva consigo las semillas de un mayor beneficio.

A toda mi familia que con su apoyo moral me dieron fuerzas para seguir adelante, a mis amigos, y compañeros de aulas por poner siempre el toque de alegría, que hace que la vida sea única. Y finalmente quiero agradecer a mis tutores de tesis, Danilo Zambrano y Mauricio Cruz por compartir sus conocimientos y experiencias, pero sobre todo por enseñarme que la clave del éxito, se halla en la perseverancia.

Gabriel Fernández.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

CARÁTULA	i
CERTIFICACIÓN	ii
AUTORÍA DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vi
DEDICATORIA	vii
AGRADECIMIENTO	viii
ÍNDICE DE CONTENIDOS	ix
ÍNDICE DE FIGURAS	xvi
ÍNDICE DE TABLAS	xx
RESUMEN	xxi
ABSTRACT	xxii

CAPÍTULO I

GENERALIDADES	1
1.1. Antecedentes investigativos	1
1.2. Planteamiento del problema	2
1.3. Descripción resumida del proyecto	2
1.4. Justificación e importancia	3
1.5. Objetivos.....	3
1.6. Hipótesis.....	3
1.7. Variables de investigación.....	4

CAPÍTULO II

FUNDAMENTOS GENERALES	5
2.1. El motor de combustión interna a gasolina.	5
2.1.1. Componentes básicos.	5
2.1.2. Ciclos operativos.	6
a. Admisión.....	7

b.	Compresión	7
c.	Trabajo	7
d.	Escape.....	7
2.1.3.	Sistemas del motor de combustión interna.	8
a.	Sistema de lubricación.	8
b.	Sistema de distribución.	8
c.	Sistema de refrigeración.....	9
2.2.	Sistema de transmisión	10
2.2.1.	Misión de la transmisión	10
2.2.2.	Tipos de transmisión en los automóviles.....	11
a.	Motor delantero y propulsión trasera.....	11
b.	Motor trasero y propulsión trasera.....	12
c.	Motor delantero y tracción delantera.	12
d.	Motor delantero o trasero y tracción total o 4x4.	13
2.3.	El Embrague.....	14
2.3.1.	Misión del embrague.	14
2.3.2.	Clasificación del embrague	14
a.	Embragues de fricción	14
b.	Embrague automático de tipo mecánico	15
c.	Embrague semiautomático	16
d.	Embrague de discos múltiples.....	17
e.	Embrague para motocicleta.....	18
2.3.3.	Mandos del embrague	18
a.	Accionamiento mecánico.....	18
b.	Accionamiento hidráulico.....	19
c.	Sistema neumático	19
2.4.	La caja de cambios.....	20
2.4.1.	Configuración de la caja de cambios.....	21
2.4.2.	Funcionamiento de la caja de cambios manual	21
2.4.3.	Componentes del cambio.....	22
a.	Ruedas dentadas	22
b.	Sincronizadores	23
2.4.4.	Sistema de mando de las cajas de cambios	23
2.5.	El diferencial	25

2.5.1.	Constitución del diferencial convencional.....	26
a.	Piñón de ataque.	26
b.	Corona.....	26
c.	Planetarios.....	26
d.	Satélites.....	26
2.5.2.	Funcionamiento del diferencial convencional.....	26
2.5.3.	Tipos de diferenciales.....	27
a.	Diferenciales abiertos	27
b.	Diferenciales autoblocantes	28
2.6.	Árboles de transmisión	29
2.6.1.	Semiárboles de transmisión	29
a.	Semiárboles para propulsión delantera.....	30
b.	Junta homocinética deslizante	30
c.	Semiárboles para eje rígido, palieres	31
c1.	Montaje semiflotante	32
c2.	Montajes flotante y tres cuartos flotante.....	32

CAPÍTULO III

PARÁMETROS DE DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES 33

3.1.	Dinámica de un vehículo	33
3.1.1.	Resistencias que se oponen al avance de un vehículo.....	33
a.	Resistencia por rodadura	34
b.	Resistencia por pendiente	36
c.	Resistencia por inercia.	37
d.	Resistencia por el aire.	38
3.1.2.	Cálculo de la potencia necesaria del motor para el prototipo	39
a.Cálculo de las resistencias que se oponen al movimiento del prototipo.....	39
a1.	Cálculo de la resistencia por rodadura	39
a2.	Cálculo de la resistencia pendiente.....	39
a3.	Cálculo de la resistencia por inercia.....	40
a4.	Cálculo de la resistencia al aire	40

b.	Potencia para superar la pendiente del 6% a 30 <i>km/h</i> ó 8,33 <i>m/s</i>	41
c.	Potencia necesaria para arrancar en la pendiente del 12% a 15 <i>km/h</i> ó 4,17 <i>m/s</i>	41
d.	Potencia para circular por carretera asfaltada a la velocidad máxima del prototipo	41
3.1.3.	Selección del motor de combustión interna.....	42
3.2.	Sistema de mando hidráulico para el embrague	46
3.2.1.	Cálculo del diámetro mínimo para el cilindro maestro de desembrague.....	47
3.3.	Parámetros para la selección de los componentes del sistema de transmisión	49
3.3.1.	Parámetros de diseño para selección de cadena de transmisión ..	49
a.	Selección del piñón y catarina.....	49
b.	Selección de la cadena de transmisión	50
c.	Cálculo de la distancia central entre ejes	54
d.	Cálculo de los diámetros de paso del piñón y catarina	55
3.3.2.	Selección de los componentes del sistema de transmisión	56
a.	Selección del diferencial.....	56
a1.	Matriz de selección	56
b.	Cálculos para la selección de rodamientos	58
c.	Selección de los palieres de transmisión	66
c1.	Radio dinámico del neumático.	67
c1.	Cálculo de semiejes de transmisión o palieres.	69
3.3.3.	Diseño del sistema de transmisión para el prototipo.....	72
a.	Componentes del soporte para el diferencial.....	73
b.	Análisis de esfuerzos en el soporte del diferencial	74
b1.	Selección del material	74
b2.	Mallado.	79
b3.	Asignación de cargas y sujeciones.	80
b4.	Esfuerzo Equivalente de von-Mises.	81
b5.	Deformación Total.	81
b6.	Factor de seguridad.....	82
3.3.	Diseño del sistema de mandos para el cambio de marchas del prototipo.....	83

3.3.1.	Componentes del sistema de cambios de marchas.....	83
3.3.2.	Análisis de esfuerzos utilizando el software CAE.....	85
a.	Selección de materiales.	86
b.	Mallado.	87
c.	Asignación de sujeciones y cargas.	87
d.	Esfuerzo Equivalente de von-Mises.	88
e.	Deformación Total.	88
f.	Factor de seguridad.....	89

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE 90

4.1.	Montaje del motor en el bastidor.	90
4.1.1.	Desmontaje del motor de la motocicleta.	90
4.1.2.	Ensamble de los sistemas del motor.....	92
a.	Ensamble del sistema de escape.....	92
b.	Ensamble del sistema de refrigeración.	93
c.	Ensamble del sistema de alimentación.	94
d.	Fijación del radiador de aceite.....	95
4.1.3.	Mantenimiento del motor.	96
a.	Cambio de aceite.....	96
b.	Revisión de las bujías.....	97
c.	Limpeza del sistema de refrigeración.	97
4.2.	Construcción y ensamble de los componentes para el sistema de transmisión 99	99
4.2.1.	Construcción de los soportes para el diferencial.....	99
4.2.2.	Construcción de la carcasa o cárter para el diferencial.	100
4.2.3.	Construcción de la junta de la corona con el diferencial.	101
4.2.4.	Construcción de los soportes de brida.	102
4.2.5.	Construcción de los templadores.	102
4.2.6.	Ensamble, implementación de los componentes.	103
4.3.	Construcción y ensamble del sistema de cambios.....	106
4.3.1.	Modificación de la palanca selectora de los cambios.....	106

4.3.2.	Construcción del espaciador.	106
4.3.3.	Construcción del varillaje de reenvío.....	107
4.3.4.	Construcción de la Palanca de cambios.	107
a.	Construcción del Pomo.	108
b.Construcción de las bases y ensamble de la palanca de cambios	108

CAPÍTULO V

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO 111

5.1.	Pruebas de la Transmisión.....	111
5.1.1.	Prueba 1	111
5.1.2.	Prueba 2	111
5.1.3.	Prueba 3	112
5.1.4.	Prueba 4	112
5.2.	Pruebas de los sistemas de mandos.....	113
5.2.1.	Prueba 1	113
5.2.2.	Prueba 2.	113
5.2.3.	Prueba 3	114
5.2.4.	Prueba 4	114
5.2.5.	Prueba 5	115

CAPÍTULO VI

MARCO ADMINISTRATIVO 116

6.1.	Recursos	116
6.1.1.	Recursos humanos.....	116
6.1.2.	Recursos tecnológicos	116
6.1.3.	Recursos materiales	116
6.2.	Presupuesto	117

CAPÍTULO VII**CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES 121**

7.1. Conclusiones 121

7.2. Recomendaciones 122

BIBLIOGRAFIA:..... 123**NETGRAFÍA:..... 124****ANEXOS..... 127**

ANEXO A: DATOS TÉCNICOS DEL MOTOR CBR 1000 F

ANEXO B: PROPIEDADES MECÁNICAS DE LOS MATERIALES

ANEXO C: CADENAS DE TRANSMISIÓN

ANEXO D: DIMENSIONES DE LAS RÓTULAS

ANEXO E: CATÁLOGO DE PALIERES

ANEXO F: DIAGRAMA DE FLUJO DE LOS PROCESOS

ANEXO G: PLANOS

ANEXO H: ARTÍCULO CIENTÍFICO

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1	Constitución de un motor de combustión interna a gasolina.....	6
Figura 2	Ciclo de funcionamiento de un motor de combustión interna	6
Figura 3	Componentes del sistema de lubricación	8
Figura 4	Componentes del sistema de distribución	9
Figura 5	Circuito de refrigeración.....	9
Figura 6	Componentes de la transmisión 4x4.....	10
Figura 7	Conjunto motor, cambio y transmisión del Audi Quattro.....	11
Figura 8	Motor delantero longitudinal y propulsión trasera	12
Figura 9	Motor trasero y propulsión trasera	12
Figura 10	Motor delantero y tracción delantera.....	13
Figura 11	Motor delantero o trasero y tracción total o 4x4.....	13
Figura 12	Conjunto de caja de cambios y embrague.....	14
Figura 13	Posición del embrague	15
Figura 14	Embrague centrífugo automático de contrapesos	15
Figura 15	Embrague centrífugo automático de cono y rodillos	16
Figura 16	Embrague centrífugo semiautomático	17
Figura 17	Embrague de dos discos	17
Figura 18	Embrague de discos y láminas múltiples	18
Figura 19	Dispositivo mecánico de articulación por varillas.....	19
Figura 20	Esquema de la instalación de un embrague hidráulico.....	19
Figura 21	Esquema del accionamiento neumático	20
Figura 22	Colocación de la caja de cambios en dos vehículos.....	20
Figura 23	Caja de cambios de piñones helicoidales y sincronizados	21
Figura 24	Mecanismo de selección de velocidades del Seat Exeo.....	22
Figura 25	Trenes de engranajes de dentado helicoidal y recto	22
Figura 26	Despiece de un conjunto sincronizador	23
Figura 27	Conjunto de mando y seguridad	24
Figura 28	Palanca de cambios con varillaje y cable bowden	24
Figura 29	Palanca de cambios accionando directamente.....	25
Figura 30	Partes de un diferencial convencional	26
Figura 31	Recorrido de las ruedas girando hacia la derecha.....	27
Figura 32	Diferencial Abierto.....	28
Figura 33	Diferencial Autoblocante	28

Figura 34 Árboles y puentes de transmisión de un todo terreno 4x4	29
Figura 35 Palier de trípode en el lado motor y Rzeppa en rueda.....	30
Figura 36 Junta homocinética Rzeppa montada.....	30
Figura 37 Junta deslizante de trípode.....	31
Figura 38 Puente rígido, palier y diferencial, tracción trasera	31
Figura 39 Montaje semiflotante.....	32
Figura 40 Montaje flotante	32
Figura 41 Fuerza de empuje en el eje motriz originado por el par motor	33
Figura 42 Neumático portador	34
Figura 43 Neumático portador motriz.....	35
Figura 44 Fuerzas que actúan en la resistencia por pendiente	37
Figura 45 Fuerzas del sistema de mando hidráulico del embrague.....	47
Figura 46 Cilindro maestro del Nissan Bluebird	48
Figura 47 Piñón y Catarina de la transmisión moto Honda CBR 1000 f	50
Figura 48 Componentes básicos de una cadena de rodillos	50
Figura 49 Nomenclatura de una cadena de transmisión de rodillos.	51
Figura 50 Boceto del impulsor de cadena para la transmisión	55
Figura 51 Fuerzas en ruedas dentadas de cadena.....	60
Figura 52 Descomposición de la F_c en la cadena	61
Figura 53 Diagrama de cuerpo libre de los apoyos del diferencial.....	61
Figura 54 Catálogo de selección de rodamientos	65
Figura 55 Rodamientos seleccionados con tapas laterales.....	66
Figura 56 Torques que se generan en el sistema de transmisión.....	66
Figura 57 Medidas de un neumático.....	67
Figura 58 Información de un neumático.....	68
Figura 59 Fuerzas del neumático producidas por el torque del palier.....	70
Figura 60 Diseño del sistema de transmisión para el prototipo	72
Figura 61 Selección del tipo de análisis a realizarse en el software CAE	77
Figura 62 Bibliotecas para la selección de materiales	78
Figura 63 Asignación de materiales al soporte para el diferencial	79
Figura 64 Relaciones h/b y ángulos recomendados para el mallado.....	79
Figura 65 Calidad del mallado	80
Figura 66 Asignación de cargas y sujeciones al soporte del diferencial	81
Figura 67 Valores del esfuerzo de von-Mises del soporte	81

Figura 68 Deformación total del soporte para el diferencial	82
Figura 69 Factor de seguridad del soporte para el diferencial	82
Figura 70 Diseño del sistema de cambios de marchas.....	83
Figura 71 Fuerzas que se generan en la palanca de cambios	85
Figura 72 Designación de materiales para la palanca de cambios	87
Figura 73 Mallado en la palanca de cambios.....	87
Figura 74 Sujeciones y cargas en la palanca de cambios	88
Figura 75 Valores del esfuerzo de von-Misses de la palanca de cambios... 88	
Figura 76 Deformación total de la palanca de cambios	89
Figura 77 Factor de seguridad de la palanca de cambios	89
Figura 78 Moto Honda CBR 1000 f.....	90
Figura 79 Desmontaje de la carrocería.....	90
Figura 80 Desmontaje del motor.....	91
Figura 81 Limpieza del motor.....	91
Figura 82 Ubicación del motor	92
Figura 83 Disposición inicial del sistema de escape	92
Figura 84 Sistema de escape del prototipo.....	93
Figura 85 Sistema de refrigeración del motor HONDA CBR 1000 F.....	93
Figura 86 Fijación del radiador y cambio de mangueras de agua.....	94
Figura 87 Desmontaje y limpieza del carburador.....	94
Figura 88 Montaje del carburador y filtros de aire.....	95
Figura 89 Soporte para el tanque de combustible	95
Figura 90 Fijación del radiador de aceite	96
Figura 91 Drenaje del aceite y desmontaje del filtro de aceite.....	96
Figura 92 Llenado de aceite con aceite SAE 20 W 50	97
Figura 93 Desmontaje de las bujías y limpieza.....	97
Figura 94 Adaptación de un termostato nuevo	98
Figura 95 Llenado de refrigerante en el radiador	98
Figura 96 Corte de los soportes del diferencial.....	99
Figura 97 Perforación de los agujeros laterales.....	99
Figura 98 Perforado y machueleado para los soportes de brida	100
Figura 99 Proceso de soldado y perforado a la carcasa.....	100
Figura 100 Torneado final a la carcasa o cárter del diferencial	101
Figura 101 Junta para la corona con el diferencial	101

Figura 102	Proceso de torneado de los soportes de brida	102
Figura 103	Templadores de cadena	103
Figura 104	Colocación de los rodamientos y ensamble de los soportes ...	103
Figura 105	Componentes del soporte para el diferencial.....	104
Figura 106	Ensamble del cárter del diferencial a la corona	104
Figura 107	Soporte del diferencial ensamblado.....	105
Figura 108	Sistema de transmisión ensamblado	105
Figura 109	Modificación de la palanca del eje de entrada	106
Figura 110	Ubicación del espaciador.....	106
Figura 111	Varillaje de reenvío utilizando una platina.....	107
Figura 112	Tubo para la palanca de cambios	107
Figura 113	Construcción del pomo para la palanca de cambios.....	108
Figura 114	Soportes para la palanca de cambios.....	108
Figura 115	Revisión de los componentes de la transmisión	111
Figura 116	Óptimo tiemple de la cadena de transmisión	112
Figura 117	Lubricación del diferencial	112
Figura 118	Pruebas de la transmisión, funcionamiento	113
Figura 119	Pedal de entrada de los cambios modificado para el vehículo	113
Figura 120	Adaptación de la bomba de embrague a pedal	114
Figura 121	Primer varillaje de los cambios	114
Figura 122	Varillaje final de los cambios.....	115
Figura 123	Cambio y adaptación del pedal y la bomba para el embrague	115
Figura 124	Prueba de manejo.....	115

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Coeficientes de rodadura de diversos tipos de suelo.....	36
Tabla 2 Características de motores de cuatro tiempos de motocicletas	43
Tabla 3 Coeficientes de elasticidad de los motores de motocicletas	45
Tabla 4 Características del motor Honda CBR 1000 F	46
Tabla 5 Factores de servicio para impulsores de cadena.....	52
Tabla 6 Fuerza de tensión de la cadena de acuerdo al paso	53
Tabla 7 Ponderación de criterios de selección para el diferencial	57
Tabla 8 Matriz de selección del diferencial	58
Tabla 9 Relaciones de desmultiplicación de la caja de cambios de la Honda CBR 1000 f.....	59
Tabla 10 Vida útil de diseño recomendada para rodamientos	63
Tabla 11 Cargas de rotura y seguridad para diferentes materiales, en kg/mm ²	71
Tabla 12 Componentes del soporte del diferencial	73
Tabla 13 Propiedades de los aceros estructurales	75
Tabla 14 Propiedades de los aceros de bajo contenido de carbono.....	75
Tabla 15 Componentes del sistema de cambios de marchas.....	84
Tabla 16 Simbología empleada	110
Tabla 17 Presupuesto.....	117

RESUMEN

El presente proyecto tiene la finalidad de diseñar y construir los sistemas de mandos de cambios de marchas y la adaptación del sistema de transmisión del prototipo de vehículo biplaza tipo roadster, generalmente los vehículos de características constructivas denominadas roadster poseen tracción trasera por tal motivo se tiene la necesidad de conseguir un motor adecuado siendo los más opcionado para estos tipos de proyectos de motocicleta , al optar por este medio de rodaje la transmisión es del tipo cadena, el sistema básicamente consta del piñón que sale de la caja de cambios por medio de la cadena al conjunto diferencial con la catarina, el diferencial se encuentra fijo sobre dos rodamientos que cubren los soportes de brida fijados por pernos a los soportes laterales y estos a su vez al bastidor, además este cuenta con un cárter de aceite para la lubricación de los satélites y planetarios, tomando en cuenta los parámetros de cálculos y de diseño previos para la selección correcta de los elementos del sistema de transmisión comprobando la existencia de estos en el mercado nacional. Además de proporcionar al prototipo los mandos de los cambios de marchas que están diseñados con un varillaje de reenvío el mismo que se conecta de la salida del eje primario de los cambios de la caja hacia la parte delantera donde se encuentra el conductor mediante el cual realiza los cambios por medio de una palanca de libre acceso y maniobrabilidad para el piloto.

PALABRAS CLAVE:

- **INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**
- **SISTEMA DE TRANSMISIÓN MECÁNICA**
- **VEHÍCULO BIPLAZA TIPO ROADSTER**

ABSTRACT

This project aims to design and build control systems gear changes and adaptation of the transmission system prototype vehicle tandem type roadster, generally vehicles construction characteristics called roadster have rear-wheel drive for this reason you have the need to get the right motor being optioned for these types of projects motorcycle, by opting for this mode of transmission is running the chain type, the system basically consists of the pinion it comes out of the gearbox through the chain the differential assembly with the ladybug, the differential is fixed on two bearings that cover the mounting flange secured by bolts to the side supports and these in turn to the frame, this also has an oil sump for lubricating satellites and planetary, taking into account the parameters of previous calculations and design for the correct selection of the elements of the transmission system by checking the existence of these in the domestic market. Besides providing the prototype controls the change gear that are designed with purely forwarding the same to be connected to the output of the input shaft changes from the box toward the front where the driver is located through which performs changes through a lever open access and maneuverability for the driver.

KEYWORDS:

- **AUTOMOTIVE ENGINEERING**
- **MECHANICAL TRANSMISSION SYSTEM**
- **TANDEM VEHICLE TYPE ROADSTER**

CAPÍTULO I

GENERALIDADES

1.1. Antecedentes investigativos

El tipo de transmisión que tiene un automóvil depende de dos factores: el primero y principal, es la posición del motor, el segundo factor es el eje o ejes propulsores o motrices. Si el eje delantero es el que recibe la transmisión, se denomina tracción delantera, mientras que si es el eje trasero, se denomina propulsión o tracción trasera.

Si los dos ejes, delantero y posterior son los motrices se denominan de propulsión o tracción total, o lo que comúnmente llamamos 4x4. Las combinaciones entre motor y ejes motrices configurarán el tipo de transmisión. Los componentes de la transmisión para las distintas configuraciones, tracción delantera, propulsión trasera o 4x4, son muy similares y emplean los mismos principios de funcionamiento, a pesar de emplear diseños distintos.

La configuración de transmisión más empleada durante mucho tiempo ha sido motor delantero longitudinal y propulsión trasera. La cadena cinemática sigue el movimiento desde el motor pasando por el embrague, caja de cambios, árbol de transmisión, grupo cónico y diferencial, y palieres o semiárboles de transmisión, hasta llegar a las ruedas.

El sistema de motor trasero y propulsión trasera ha sido empleado desde los utilitarios más sencillos como el Seat 600, Seat 850, Renault 8, hasta vehículos deportivos como el Ferrari 308, Porsche, Boxter, etc. La posición del motor puede ser longitudinal o transversal y la cadena cinemática de transmisión de movimiento se realiza desde el motor pasando por el embrague, caja de cambios y diferencial, que forman un conjunto, y los árboles de transmisión.

1.2. Planteamiento del problema

La ubicación del motor en la parte de atrás mejora la visibilidad del piloto y reduce el coeficiente aerodinámico. Mejora la visibilidad del piloto porque cuando los motores están montados adelante, los carburadores entre otras cosas obstruyen la misma. Además hay que agregar más implementos que reducen también el campo visual del piloto, bastante estrecho ya, por los dos abultados resguardos.

Todo esto va acompañado de problemas aerodinámicos. Los carburadores traen apareadas turbulencias que arruinan aerodinámicamente la primera parte de la carrocería, justamente la que tiene que ser más penetrante y libre de todo tipo de incrustaciones o adheridos a la superficie misma. Con el motor trasero, nada de esto sucede. Los autos pueden ser más ligeros y la visibilidad del piloto solamente se ve limitada por los enormes resguardos.

Hoy en día está aceptado como distribución de pesos ideal a un 60% atrás y un 40% adelante, claro está, para tracción trasera. La ubicación del motor a espaldas del piloto hace que esos valores les surjan fácilmente desde el tablero de diseño, cosa que no sucede en un auto de motor delantero.

Entre otras cosas, un auto de motor trasero tiene menor momento de inercia. Sabido es que a menor momento de inercia el auto se torna más inestable pero tiene mayor reacción al volante. Con los motores delanteros sucede a la inversa. Pero a costa de una mayor inestabilidad, los pilotos profesionales prefieren el motor trasero. Es que con una mayor reacción del auto (en la dirección, no habla de aceleración) el auto se torna más confiable, le otorga al piloto reacciones más sinceras.

1.3. Descripción resumida del proyecto

Este proyecto se fundamenta en el diseño del sistema de mando de cambios en el vehículo prototipo biplaza tipo roadster con transmisión en la parte trasera, se debe optar por un motor adecuado para el prototipo siendo este capaz de que no tenga ningún inconveniente al momento de trasladarse.

Debido a que el motor y la caja de cambios se encuentra en la parte trasera el diseño de los mandos consta de un sistema de varillaje capaz de llegar

desde la parte donde se encuentre la caja de cambios en la parte posterior del prototipo hasta la parte delantera donde el conductor realiza los cambios de marchas mediante una palanca como comúnmente se los puede observar en los vehículos.

1.4. Justificación e importancia

El sistema de transmisión del vehículo en conjunto con el motor se ubicará en la parte trasera del mismo, es decir, el prototipo tendrá tracción trasera ya que mejora la visibilidad del piloto y reduce el coeficiente aerodinámico, con un centro de gravedad adecuado ya que el peso ideal es 60% en la parte posterior y un 40% en la parte delantera, además la proporción de los mandos de cambios de marchas al prototipo con el fin de que el piloto tenga acceso a este por medio de una palanca.

La elaboración de este proyecto es de vital importancia debido a que la construcción de este prototipo ayudará como estrategia de marketing en exposiciones y eventos en los cuales participen las Industrias Ulloa, dando así a conocer los alcances en el campo de diseño y la construcción.

1.5. Objetivos

1.5.1. Objetivo general

- Diseñar y construir el sistema de mando de cambios y adaptar el sistema de transmisión al vehículo prototipo biplaza tipo roadster.

1.5.2. Objetivos específicos

- Seleccionar los elementos correspondientes para adaptar el sistema de transmisión al vehículo prototipo biplaza tipo roadster.
- Seleccionar el motor adecuado para el funcionamiento del vehículo prototipo biplaza tipo roadster.
- Diseñar el mecanismo de varillaje para la selección de marchas.

1.6. Hipótesis

El diseño, implementación y adaptación de los sistemas de mando de cambios y de la transmisión del vehículo biplaza tipo roadster permitirá mayor

visibilidad del piloto , menor reducción del coeficiente aerodinámico, centro de gravedad adecuado y mejor maniobrabilidad en el momento de conducir y trasladarse de un lugar a otro.

1.7. Variables de investigación

Para el proyecto de investigación de tesis se aplicara las variables como son: variables dependientes y variables independientes.

1.7.1. Variables Independientes:

El diseño, implementación y adaptación de los sistemas de mando de cambios y de la transmisión del vehículo biplaza tipo roadster.

1.7.2. Variables Dependientes:

Mayor visibilidad del piloto, menor reducción del coeficiente aerodinámico, centro de gravedad adecuado y mejor maniobrabilidad en el momento de conducir y trasladarse de un lugar a otro.

CAPÍTULO II

FUNDAMENTOS GENERALES

2.1. El motor de combustión interna a gasolina.

El motor de un automóvil aprovecha la fuerza expansiva de los gases inflamados en el interior de un cilindro para proporcionar el giro a las ruedas que dan impulso al vehículo. Mediante el proceso de la combustión desarrollado en el cilindro, la energía química contenida en el combustible es transformada primero en energía calorífica y seguidamente en energía mecánica, esto es, en trabajo útil aplicable a las ruedas propulsoras.

Los motores de estas características se llaman de combustión interna, dado que el combustible se quema en su interior. Dentro de este grupo pueden diferenciarse los de encendido por chispa (motores de explosión) y los de encendido por compresión (motores Diésel). En cualquiera de los casos, unos y otros están constituidos esencialmente por varios cilindros, en cuyo interior se desplazan sendos pistones, cuyo movimiento rectilíneo es transformado en giro del eje motor por un mecanismo de biela y manivela. (Alonso J. , 2002).

2.1.1. Componentes básicos.

El motor de combustión interna a gasolina está formado por un pistón o émbolo de movimiento alternativo y un sistema de biela y cigüeñal, encargado de transformar el movimiento lineal del pistón en movimiento de rotación. El pistón se desplaza dentro del cilindro (Figura 1); la estanqueidad entre estos dos elementos está asegurada por unos anillos elásticos, que se montan en el pistón, llamados segmentos.

En la parte superior del cilindro se forma la cámara de combustión donde se comprime y se quema la mezcla, en su interior se disponen las válvulas de admisión y escape y la bujía de encendido. La parte central constituye el armazón del motor y se denomina bloque, en su parte superior se fija la culata y la inferior queda cerrada por el cárter. (Sanz S. , 2007).

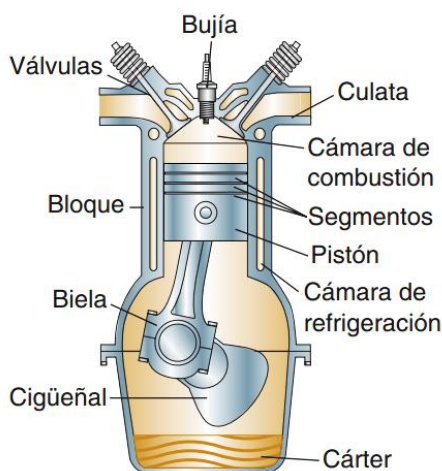


Figura 1 Constitución de un motor de combustión interna a gasolina

Fuente: (Sanz S. , 2007)

2.1.2. Ciclos operativos.

Denominamos ciclo operativo a la sucesión de operaciones que se realizan en el interior del cilindro y se repiten con ley periódica. La duración de este ciclo se mide por el número de carreras del pistón necesarias para realizarlo. Así, se dice que los motores alternativos son de cuatro tiempos cuando el ciclo completo se realiza en cuatro carreras del pistón; y de dos tiempos cuando son suficientes dos carreras para completar el ciclo.

Funcionando en el ciclo de cuatro tiempos, en un motor se producen las cuatro fases o tiempos siguientes: a) admisión de la carga en el cilindro; b) compresión de la carga; c) Trabajo; d) expulsión o escape de los productos de la combustión. (Alonso J. , 2002).

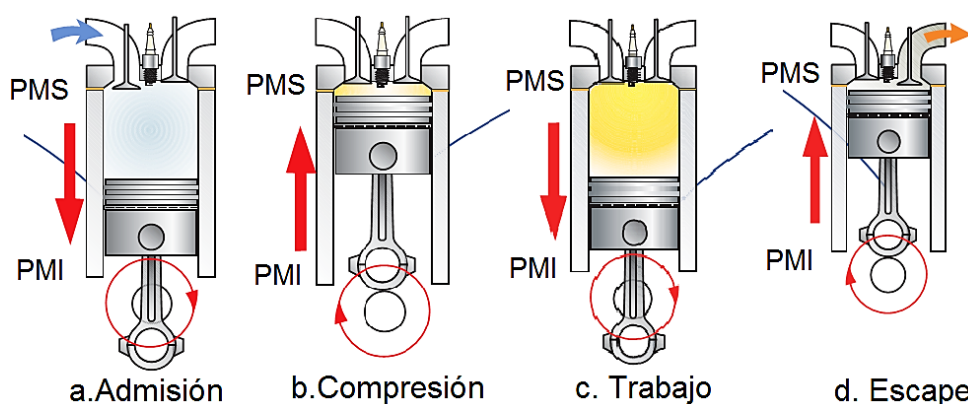


Figura 2 Ciclo de funcionamiento de un motor de combustión interna

Fuente: (Volkswagen, 2008)

a. Admisión

A partir de su punto muerto superior, el pistón inicia su carrera descendente. Al mismo tiempo, la válvula de admisión se abre y permite la entrada de la mezcla aire-combustible que llenará la cavidad del cilindro. El tiempo de admisión y la carrera del pistón terminan cuando éste llega a su punto muerto inferior (PMI).

b. Compresión

Al continuar girando el cigüeñal, el pistón inicia su carrera ascendente; la válvula de admisión se cierra y la mezcla aire-combustible queda confinada en el interior del cilindro donde es comprimida violentamente. Las partículas de combustible se encuentran entonces rodeadas apretadamente por partículas de oxígeno y en ese momento (PMS), tiene lugar la chispa entre los electrodos de la bujía de encendido.

c. Trabajo

La mezcla aire-combustible se enciende por la chispa, desarrollando una elevada presión de gases en expansión. Como las válvulas siguen cerradas, los gases impulsan al pistón en su carrera descendente y la biela comunica esa fuerza al cigüeñal haciéndolo girar. Esta carrera del ciclo Otto es la única que produce energía, mientras que las otras tres la consumen en mayor o menor medida.

d. Escape

El tiempo de escape es el último del ciclo y tiene lugar en la carrera ascendente del pistón. La válvula de escape se abre y permite la expulsión de los gases quemados que serán conducidos al exterior a través del tubo de escape. El ciclo se reanuda de inmediato ya que a continuación sigue de nuevo el tiempo de admisión y así sucesivamente en forma indefinida. (Volkswagen, 2008).

2.1.3. Sistemas del motor de combustión interna.

a. Sistema de lubricación.

El sistema de engrase suministra un caudal de aceite que circula por las canalizaciones practicadas en el bloque y en la culata (Figura 3). El aceite a presión lubrica los cojinetes de fricción, rebosa y cae al cárter. El aceite de rebose es utilizado para lubricar el resto de los elementos ya que por las propiedades adherentes del aceite impregna todas las superficies. El aceite se almacena en el cárter inferior del motor (9) y es aspirado por la bomba (2) a través de un filtro previo (1) sumergido en el aceite. La bomba impulsa el aceite que atraviesa el filtro (5) donde se separan las impurezas y después pasa a la canalización principal (6) situada sobre el bloque motor. Desde aquí se distribuye a todos los puntos que se engrasan a presión, el aceite que rebosa, se desliza de nuevo hasta el cárter. (Sanz S. , 2007).

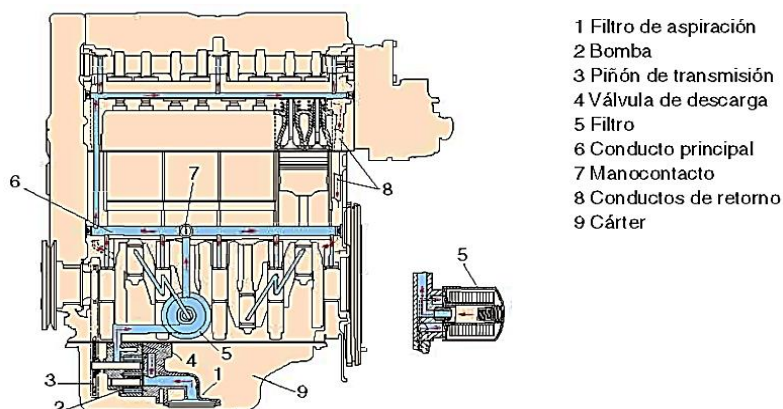


Figura 3 Componentes del sistema de lubricación

Fuente: (Sanz S. , 2007)

b. Sistema de distribución.

La distribución comprende el conjunto de elementos que efectúan la apertura y cierre de las válvulas. Mediante las válvulas se controla la entrada y evacuación de los gases en el cilindro. El accionamiento de las válvulas está sincronizado con el desplazamiento del pistón, por lo que el sistema es mandado desde la rueda del cigüeñal que transmite su giro al árbol de levas. Las levas abren las válvulas a través de empujadores o balancines, y los muelles se encargan de cerrarlas. (Sanz S. , 2007).

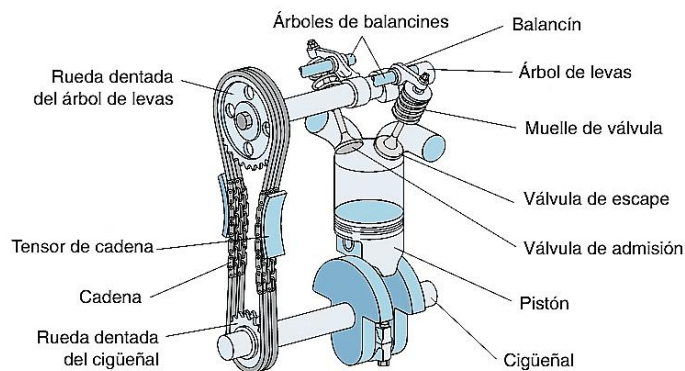


Figura 4 Componentes del sistema de distribución

Fuente: (Sanz S. , 2007)

c. Sistema de refrigeración.

En el motor se producen combustiones en los cilindros que pueden alcanzar $2000\text{ }^{\circ}\text{C}$ de temperatura en instantes puntuales. Parte de este calor se utiliza en el tiempo de expansión para empujar el pistón y aportar trabajo, pero el resto del calor se debe evacuar en el escape y el circuito de refrigeración para impedir dilataciones, fricciones elevadas, deformaciones e incluso fusiones de materiales. El circuito de refrigeración consigue que el motor trabaje con temperaturas reguladas entre 90 y 100°C para que tenga buen rendimiento y bajos desgastes. (Escudero, González, Rivas, & Suárez, 2011).

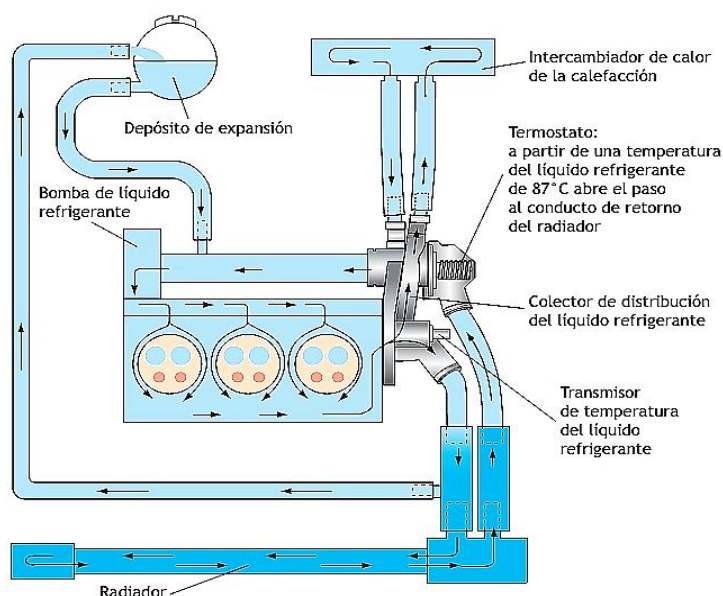


Figura 5 Circuito de refrigeración

Fuente: (Escudero, González, Rivas, & Suárez, 2011)

2.2. Sistema de transmisión

Se conoce como transmisión el conjunto de órganos mecánicos que se encargan de transmitir el giro y el par del motor hasta las ruedas. Desde la invención de los vehículos autopropulsados hasta el día de hoy se han empleado infinidad de mecanismos y dispositivos mecánicos para transmitir y optimizar la potencia del motor. Los elementos mecánicos que forman parte de una transmisión elemental de un automóvil son: el embrague, la caja de cambios, el grupo reductor, el diferencial y los árboles de transmisión.

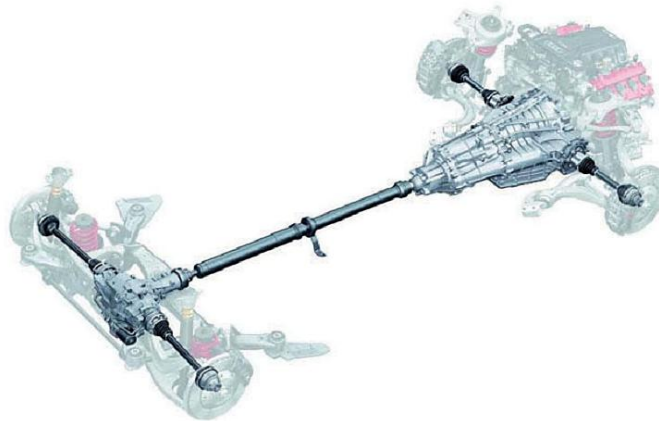


Figura 6 Componentes de la transmisión 4x4

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

2.2.1. Misión de la transmisión

La transmisión de los vehículos está formada por diferentes órganos mecánicos: el embrague, la caja de cambios, el grupo reductor, el diferencial, etc. (Figura 7). La transmisión tiene como misión principal transmitir el giro del motor hasta las ruedas, adaptando el par motor a las necesidades de conducción del vehículo. Cuando un vehículo se encuentra circulando, su velocidad se encuentra condicionada por el tipo de carretera, pendientes a superar, resistencia del aire, etc. La transmisión realiza las siguientes funciones:

- Acopla o desacopla el giro del motor con el cambio, función realizada por el embrague.
- Reduce o aumenta el par que entrega el motor por medio de la caja de cambios.
- Permite realizar la marcha atrás.

- Transmite el par desde la salida de la caja de cambios hasta las ruedas a través de los árboles de transmisión, diferenciales, grupos cónicos y semiárboles.



Figura 7 Conjunto motor, cambio y transmisión del Audi Quattro

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

2.2.2. Tipos de transmisión en los automóviles.

El tipo de transmisión que tiene un automóvil depende de dos factores: el primero y principal, es la posición del motor, el segundo factor es el eje o ejes propulsores o motrices. Si el eje delantero es el que recibe la transmisión, se denomina tracción delantera, mientras que si es el eje trasero, se denomina propulsión o tracción trasera. Si los dos ejes son motrices opcionalmente, o fijos, el vehículo se denomina de propulsión o tracción total. Las combinaciones entre motor y ejes motrices configuran el tipo de transmisión como son las siguientes:

a. Motor delantero y propulsión trasera.

La configuración de transmisión más empleada durante mucho tiempo ha sido motor delantero longitudinal y propulsión trasera (Figura 8). La cadena cinemática sigue el movimiento desde el motor pasando por el embrague, caja de cambios, árbol de transmisión, grupo cónico y diferencial, y palieres o semiárboles de transmisión, hasta llegar a las ruedas.

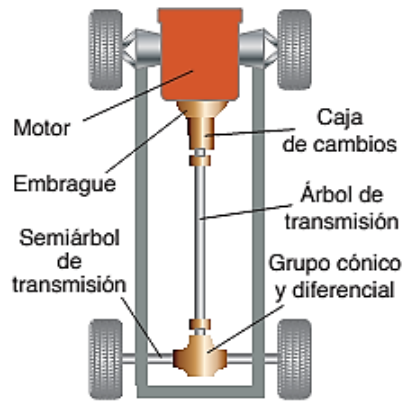


Figura 8 Motor delantero longitudinal y propulsión trasera

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

b. Motor trasero y propulsión trasera.

Este sistema de tracción ha sido empleado desde los utilitarios más sencillos como el Seat 600, Seat 850, Renault 8, hasta vehículos deportivos como el Ferrari 308, Porsche, Boxter, etc. (Figura 9). La posición del motor puede ser longitudinal o transversal y la cadena cinemática de transmisión de movimiento se realiza desde el motor pasando por el embrague, caja de cambios y diferencial, que forman un conjunto, y los árboles de transmisión.

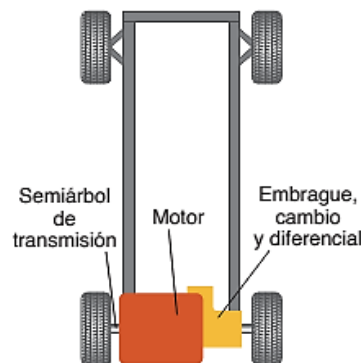


Figura 9 Motor trasero y propulsión trasera

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

c. Motor delantero y tracción delantera.

Motor delantero y tracción delantera es una configuración que se utiliza en automóviles de mediana cilindrada. Elimina elementos mecánicos como el árbol de transmisión y permite agrupar la caja de cambios, el grupo cónico y el diferencial. En esta configuración el motor puede ser montado en posición

longitudinal o transversal. El motor transversal se monta en la mayoría de automóviles de pequeña cilindrada. El motor longitudinal se emplea en modelos de gama media, como, por ejemplo, el Audi (Figura 10).

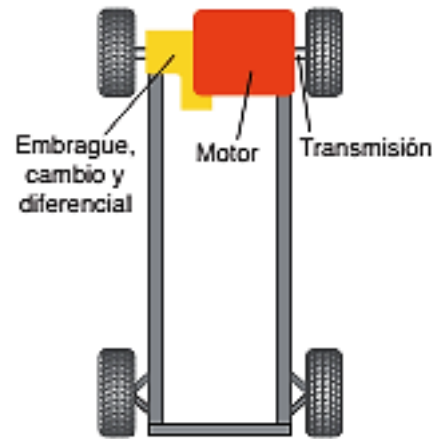


Figura 10 Motor delantero y tracción delantera

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

d. Motor delantero o trasero y tracción total o 4x4.

La tracción total o a las cuatro ruedas (4x4) es capaz de repartir el par de giro del motor a las cuatro ruedas (Figura 11). Soluciona los inconvenientes de la tracción delantera y de la propulsión trasera repartiendo por igual o en diferentes proporciones el porcentaje de transmisión entre ejes.

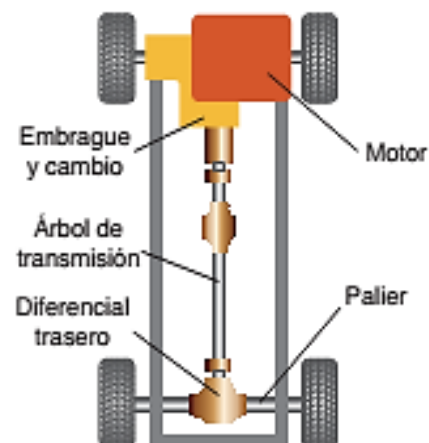


Figura 11 Motor delantero o trasero y tracción total o 4x4

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

2.3. El Embrague.

2.3.1. Misión del embrague.

La principal misión del embrague es transmitir la potencia del motor al cambio de forma progresiva. El acoplamiento suave y progresivo del embrague permite el desplazamiento del vehículo a bajas revoluciones y poco par, sin que el motor se cale; es, por tanto, un mecanismo transmisor del par motor al conjunto de la caja de cambios (Figura 12). En los vehículos con cambio manual, el embrague tiene otra función añadida, la de permitir desacoplar el giro del motor (desembragar) de la caja de cambios, para poder cambiar de velocidad. (Domínguez & Ferrer, 2012).

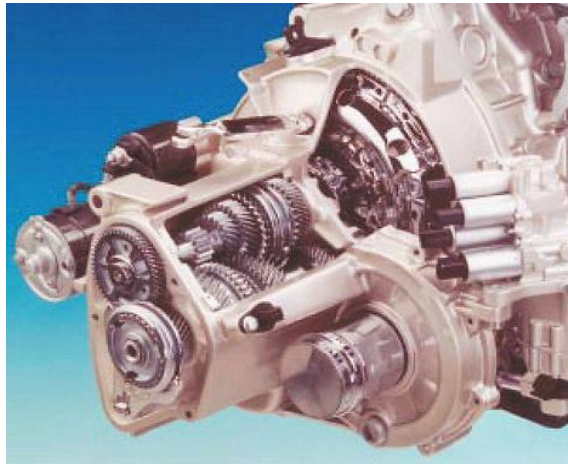


Figura 12 Conjunto de caja de cambios y embrague

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

2.3.2. Clasificación del embrague

Según la forma adoptada para transmitir el movimiento del motor, los embragues pueden clasificarse en los siguientes grupos:

a. Embragues de fricción

Este tipo de embrague consiste en uno o varios discos de fricción intercalados entre el volante motor y el primario de la caja de cambios (Figura 13) que transmiten el movimiento al quedar acoplados al volante motor por medio de un mecanismo de presión. Cuando el disco está sometido a presión, acoplado al volante motor, se dice que el motor está embragado (pedal libre

en los controlados directamente por el conductor) y desembragado cuando el disco queda libre de presión (pedal pisado a fondo).

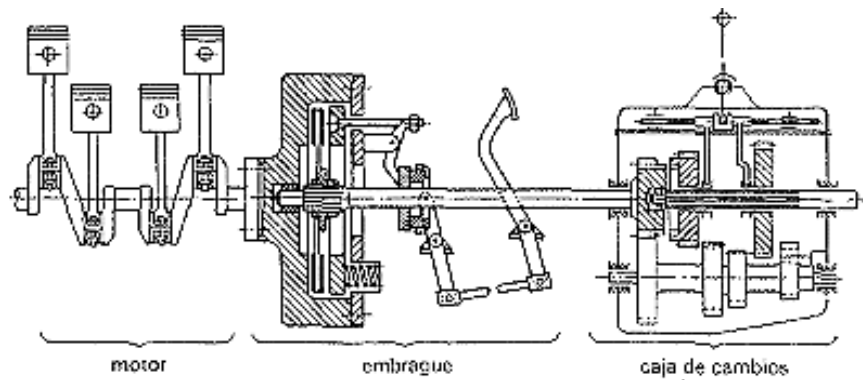


Figura 13 Posición del embrague

Fuente: (Sanz Á. , 1981)

b. Embrague automático de tipo mecánico

El embrague automático efectúa todo el proceso en el arranque y en el cambio de marchas de forma automática; es decir, el conductor del vehículo no necesita accionar la palanca de pie. Este embrague no lleva collarín ni mando de accionamiento; la acción de embragado y desembragado se confía a unos contrapesos (4) (Figura 14) que funcionan por la acción de la fuerza centrífuga del giro del motor.

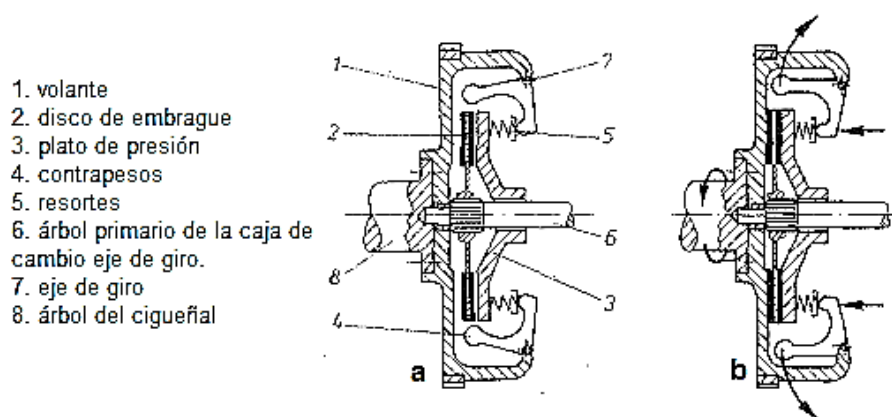


Figura 14 Embrague centrífugo automático de contrapesos

a. Desembragado, b. Embragado

Fuente: (Sanz Á. , 1981)

Al pisar el acelerador y aumentar el número de revoluciones del motor, la fuerza centrífuga hace desplazar los contrapesos hacia la periferia (Figura 14

b), con lo que, al bascular sobre su eje de montaje (7), empujan al plato de presión hacia su acoplamiento con el disco, quedando así embragado. Como puede observarse, el proceso es totalmente progresivo, ya que la presión de acoplamiento ejercida por los contrapesos está en función del régimen de giro del motor. Existe una gran variedad de estos tipos de embrague, en que el elemento centrífugo puede ser también unos rodillos que se deslizan por un cono (Figura15) u otros sistemas.

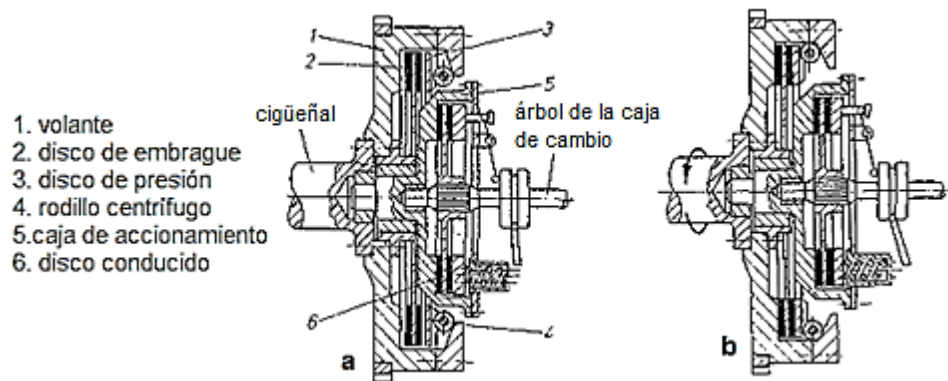


Figura 15 Embrague centrífugo automático de cono y rodillos

a. Desembragado, b. Embragado.

Fuente: (Sanz Á. , 1981)

Aquí se han descrito dos de los modelos más empleados. Estos embragues suelen montarse generalmente con caja de cambios automática.

c. Embrague semiautomático

Existe un modelo intermedio de embrague, denominado semiautomático (Figura 16), que emplea el mismo sistema de avance centrífugo, pero lleva un sistema de presión a base de muelles o diafragma. También lleva incorporado un collarín (9) para su accionamiento por pedal o para poder efectuar el cambio de velocidades.

En este modelo el esfuerzo centrífugo de los contrapesos (8) ayuda a los resortes en su acoplamiento de embragado. Sin embargo, para el desembragado se necesita efectuar un mayor esfuerzo sobre el collarín.

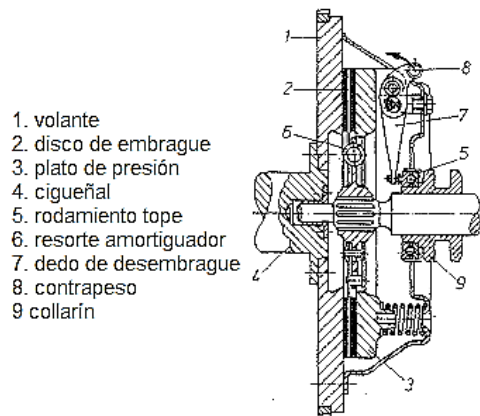


Figura 16 Embrague centrífugo semiautomático

Fuente: (Sanz Á. , 1981)

d. Embrague de discos múltiples

Este embrague se instala cuando lo exigen las características del volante del motor, ya que el mayor tamaño del disco que se puede colocar no es suficiente para transmitir todo el par motor. Entonces se emplea el embrague de varios discos, cuya superficie total de adherencia sea equivalente a la que se necesitaría con un solo disco. Uno de los más empleados para turismos de gran potencia es el que lleva dos discos (2) y (3) (Figura 17). Este modelo emplea un plato de arrastre adicional (4) que va intercalado entre ellos y se desplaza con el volante motor (1). La unión de este plato a la carcasa (6) del embrague se realiza por medio de unas placas elásticas que permiten su desplazamiento axial, durante el embragado y desembragado, para unir o dejar libres los discos.

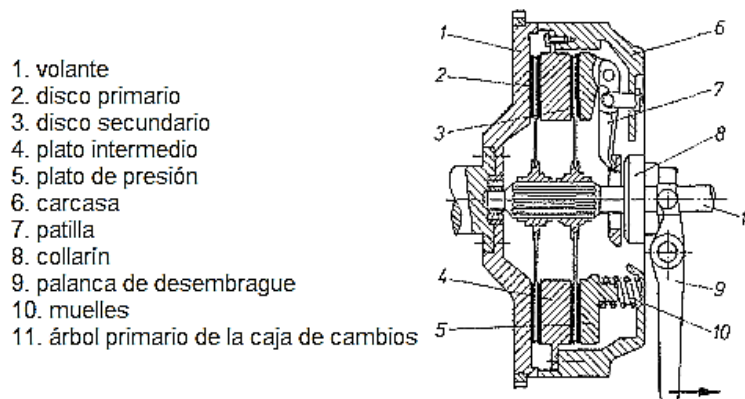


Figura 17 Embrague de dos discos

Fuente: (Sanz Á. , 1981)

e. Embrague para motocicleta

En motocicletas se emplean con frecuencia embragues de discos múltiples (Figura 18) .Los discos intermedios están constituidos por láminas de acero. Con frecuencia los discos giran lubricados en aceite. Estos embragues húmedos trabajan con suavidad y sufren poco desgaste, aunque requieren, debido al poco esfuerzo de fricción, entre los discos, varios pares de superficies de fricción.

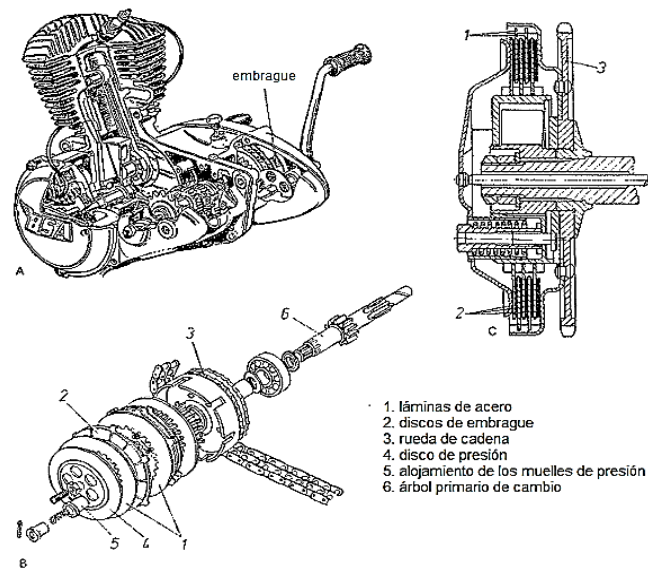


Figura 18 Embrague de discos y láminas múltiples

A, posición de montaje en el motor de dos tiempos; B, despiece; C, sección del conjunto.

Fuente: (Sanz Á. , 1981)

2.3.3. Mandos del embrague

Los sistemas de mando empleados para el accionamiento del embrague pueden ser de tres tipos:

a. Accionamiento mecánico

Se emplea generalmente para pequeños turismos. Utiliza como elemento de unión entre el pedal de embrague (4) y la palanca de desembrague (3), un cable (5) o un sistema articulado de varillas (Figura 19) que transmiten la fuerza aplicada en el pedal al collarín.

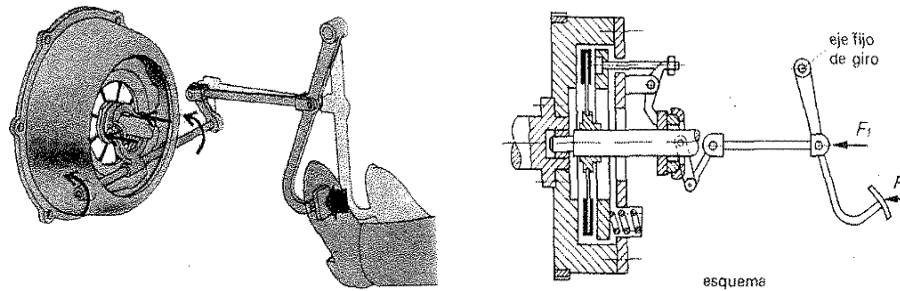


Figura 19 Dispositivo mecánico de articulación por varillas

Fuente: (Sanz Á. , 1981)

b. Accionamiento hidráulico

Para embragues de gran presión o en el embrague semiautomático, con el fin de aminorar el esfuerzo a transmitir en el pedal y para que el accionamiento sea más suave, se intercala entre el pedal y la palanca de desembrague un sistema hidráulico, que consiste (Figura 20) en un bombín (1) y una bomba multiplicadora de esfuerzos (2).

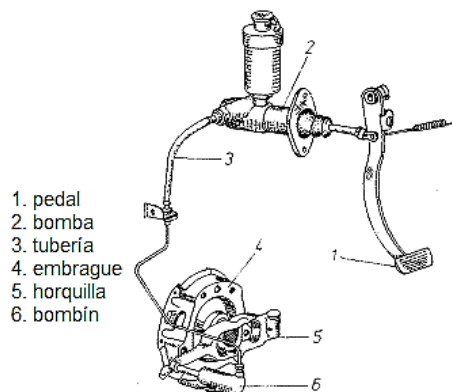


Figura 20 Esquema de la instalación de un embrague hidráulico

Fuente: (Sanz Á. , 1981)

c. Sistema neumático

Este sistema es poco empleado en la actualidad. Para que se tenga una idea de su funcionamiento se explica, a continuación, uno de los sistemas más sencillos. Consiste la instalación (Figura 21) en un depósito (1) que envía el aire a un servo-embrague (2) a través de una tubería flexible (3). El servo-embrague sirve para distribuir el aire en la operación de embrague y desembrague. Del servo sale una tubería (4) que envía aire al cilindro de mando (5), cuyo émbolo (6) actúa sobre el balancín de embrague (7). (Sanz Á. , 1981).

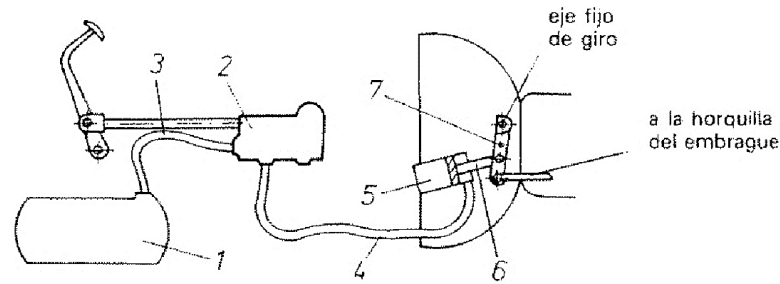


Figura 21 Esquema del accionamiento neumático

Fuente: (Sanz Á. , 1981)

2.4. La caja de cambios

La caja de cambios es el conjunto mecánico más importante de la cadena cinemática del vehículo, se coloca detrás del embrague del cual recibe el par del motor. El eje primario de la caja de cambios engrana en el disco del embrague y en la salida de la caja se encuentra el grupo reductor y diferencial en los modelos con tracción delantera y en los vehículos con propulsión trasera, el árbol de transmisión transmite el par al conjunto, grupo cónico y diferencial, colocado en el eje trasero (Figura 22). En las cajas de cambio manuales el conductor selecciona las velocidades de forma manual, pisando el embrague para desacoplar la transmisión de par del motor. El cambio de marchas se realiza sin necesidad de interrumpir el giro del motor.

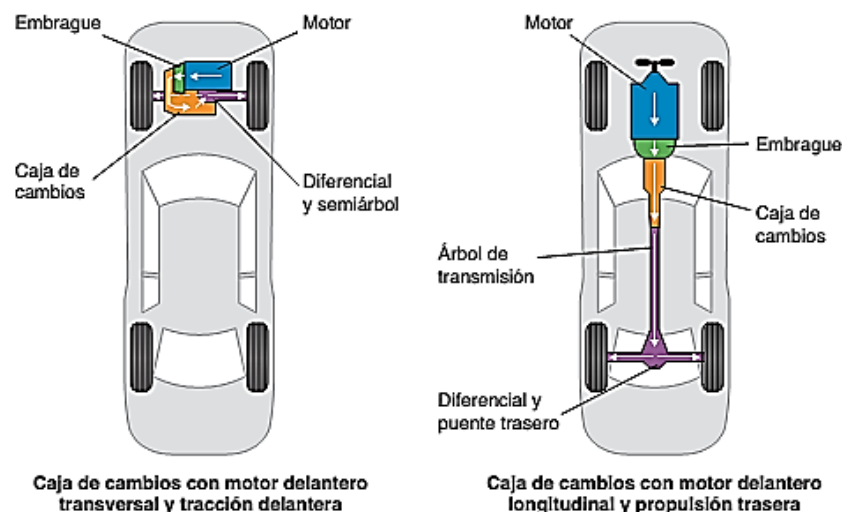


Figura 22 Colocación de la caja de cambios en dos vehículos

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

2.4.1. Configuración de la caja de cambios

La caja de cambios es un conjunto mecánico formado por dos o tres ejes con ruedas dentadas engranadas entre sí y que giran sobre rodamientos, los ejes se montan paralelamente. En uno de los ejes las ruedas dentadas se encuentran fijas y en el otro eje las ruedas dentadas giran libremente. El conductor desplaza la palanca de cambio y mediante un sistema de varillas y cables o neumáticamente mueve una horquilla y enclava el piñón que gira loco con su eje, consiguiéndose de este modo las distintas velocidades que disponga la caja. El mecanismo para enclavar las ruedas que giran libremente se conoce como conjunto sincronizador. Todos estos elementos van alojados dentro de una carcasa con aceite para lubricar los distintos mecanismos, sellada y hermetizada por medio de retenes para impedir la pérdida de aceite (Figura 23).

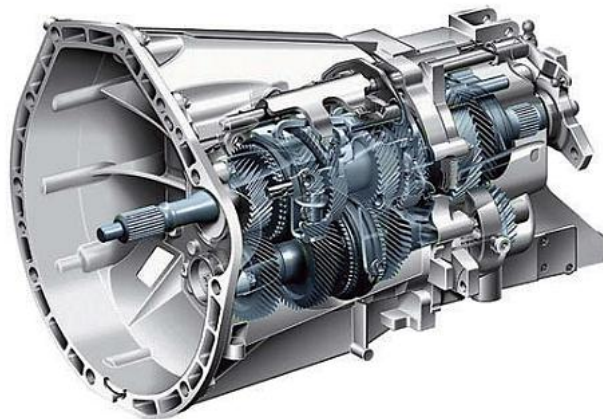


Figura 23 Caja de cambios de piñones helicoidales y sincronizados

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

2.4.2. Funcionamiento de la caja de cambios manual

Cuando el conductor decide seleccionar una velocidad, desplaza la palanca de marchas a la posición de selección de 1ª o 2ª-3ª... La palanca se encuentra unida a un mecanismo selector, cables o a una biela de empuje y barra de mando (Figura 24), encargada de desplazar en el interior de la caja, la timonería de las horquillas que abrazan las coronas desplazables de los sincronizadores. En cada velocidad se desplaza un carrito desplazable que enclava el piñón o rueda dentada en su eje.

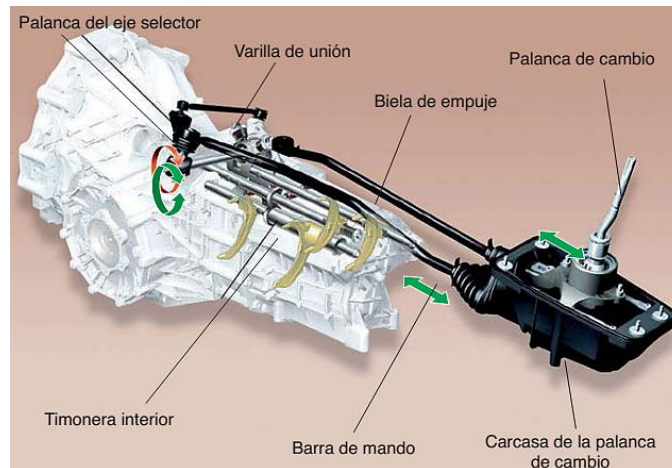


Figura 24 Mecanismo de selección de velocidades del Seat Exeo

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

2.4.3. Componentes del cambio

Las cajas de cambios forman un conjunto mecánico de precisión, todos los componentes se encuentran ajustados y continuamente lubricados. Los elementos principales que forman las cajas de cambios son:

a. Ruedas dentadas

Las distintas relaciones de transmisión se consiguen empleando ruedas dentadas con distinto número de dientes. La pareja de ruedas dentadas engranadas entre sí se conoce como engranaje. En la transmisión del giro, la rueda que transmite el giro se conoce como rueda conductora y la rueda que recibe el giro rueda conducida. Las ruedas dentadas pueden tallarse con dientes rectos o helicoidales (figura 25).



Figura 25 Trenes de engranajes de dentado helicoidal y recto

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

b. Sincronizadores

Los sincronizadores tienen la misión de igualar las velocidades de giro de los piñones cuando se desplaza el carrete para enclavar una velocidad, y sus ejes, evitando así que rasquen las velocidades al cambiar de marcha. Cuando un conjunto sincronizador se encuentra desgastado y no frena el piñón la velocidad rasca. Las ruedas dentadas tenían que ser de dientes rectos y en cada cambio de velocidad para engranar una rueda con su pareja sin que rascaran las velocidades de los ejes debían de ser iguales. La incorporación de cajas de cambios con ruedas helicoidales y toma constante no permite desplazar los piñones como en la de dentado recto. Un piñón de la pareja del engranaje gira loco en su eje y el mecanismo sincronizador iguala las velocidades y enclava el piñón con su eje permitiendo cambiar de velocidad sin parar el vehículo. (Domínguez & Ferrer, 2012).

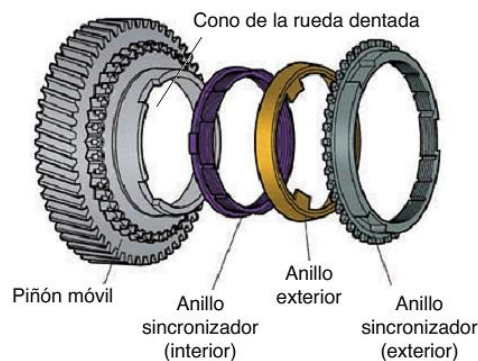


Figura 26 Despiece de un conjunto sincronizador

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

2.4.4. Sistema de mando de las cajas de cambios

El sistema de mando es el conjunto de elementos que transmite a la caja de cambios las decisiones de marchas seleccionadas por el conductor, básicamente está compuesto por la horquilla está unida a la barra desplazable (cerrojo) y se encaja en la canaladura que lleva la corona desplazable. Tiene la misión de desplazar la corona para que engrane con el piñón loco a través del conjunto sincronizador. La barra desplazable o cerrojo está unida a la horquilla por un pasador o tornillo, en el otro extremo termina en una escotadura por donde se desplaza el dedo selector. Cada barra solo sujeta una horquilla y se utiliza normalmente para conectar dos marchas

alternativamente, una marcha u otra. El dedo selector está unido al eje selector o de mando, tiene la misión de desplazar axial mente la barra desplazable seleccionada por el conductor para conectar las marchas.

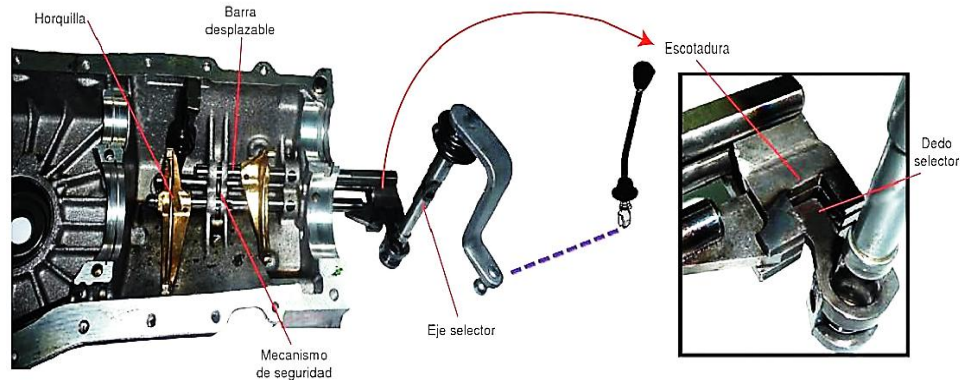


Figura 27 Conjunto de mando y seguridad

Fuente: (Águeda, Navarro, & Morales, 2012)

Palanca de cambio y varillaje, la transmisión de las opciones de marcha del conductor al dedo selector se realiza por medio de un sistema de varillaje compuesto por bielas y palancas o bien por medio de cables bowden, en función del diseño del fabricante. La palanca de cambios tiene marcados los movimientos necesarios para seleccionar cada marcha (Figura 28).

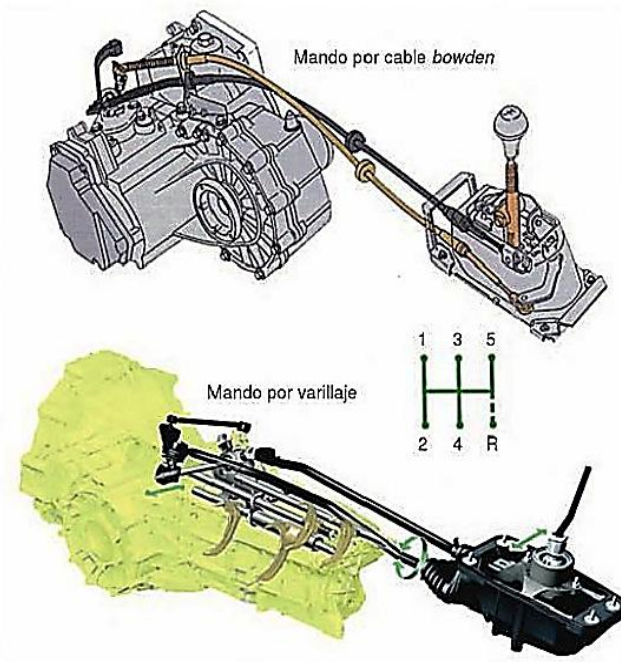


Figura 28 Palanca de cambios con varillaje y cable bowden

Fuente: (Águeda, Navarro, & Morales, 2012)

En ocasiones, la palanca de cambios acciona directamente al dedo selector. Los sistemas de enclavamiento y seguridad, una vez conectada la marcha, es necesario mantener unidos los engranajes implicados, esto se consigue a través de un sistema de enclavamiento que impide que se salgan las marchas como consecuencia de las vibraciones producidas del vehículo, o que estando en punto muerto se desplacen los elementos de sincronización. (Águeda, Navarro, & Morales, 2012).



Figura 29 Palanca de cambios accionando directamente

Fuente: (Águeda, Navarro, & Morales, 2012)

2.5. El diferencial

Los sistemas diferenciales se encargan de adaptar el giro de las ruedas motrices en las curvas, asegurando su estabilidad y buen funcionamiento. Por tanto, un sistema diferencial cumple dos misiones muy importantes:

- Distribuir entre las ruedas el movimiento que les llega.
- Proporcionar una reducción de revoluciones, que se complementa a la vez con las reducciones de la propia caja de velocidades, para adaptar así el número de revoluciones del motor a las ruedas del vehículo.

Los sistemas diferenciales son de obligado montaje en los vehículos actuales.

2.5.1. Constitución del diferencial convencional

Los diferenciales convencionales están formados por los siguientes elementos (Figura 30):

a. Piñón de ataque.

Recibe el movimiento del motor y lo transmite a la corona.

b. Corona.

Está fijada a un elemento denominado jaula donde están acoplados los satélites y los planetarios.

c. Planetarios.

Ubicados en la parte estriada de los ejes de las ruedas.

d. Satélites.

Están engranados a los planetarios. Junto a estos son los encargados de transmitir el movimiento a los ejes de las ruedas.

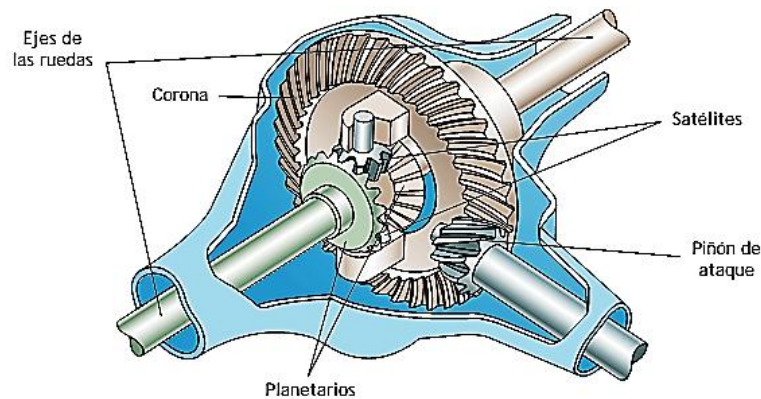


Figura 30 Partes de un diferencial convencional

Fuente: (Borja, Fenoll, & Herrera, 2009)

2.5.2. Funcionamiento del diferencial convencional

El objetivo de un sistema diferencial convencional es adaptar el recorrido de las ruedas del vehículo a cada situación, y su funcionamiento se basa en la resistencia a la rodadura de las ruedas de un mismo eje de tracción. Se toma como ejemplo la entrada de un vehículo en una curva a derechas. Como

se observa en la (Figura 31), las ruedas del lado derecho deben recorrer menos distancia que las del lado izquierdo. La misión del diferencial entonces es reducir el número de vueltas de la rueda derecha respecto de la izquierda, garantizando así su estabilidad para evitar que se produzcan derrapajes y deslizamientos de las ruedas exteriores.

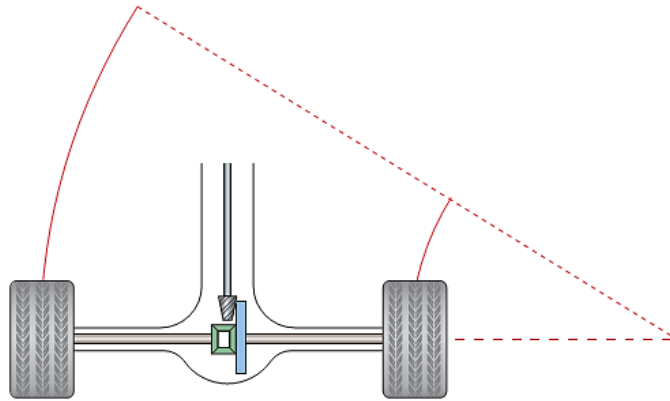


Figura 31 Recorrido de las ruedas girando hacia la derecha

Fuente: (Borja, Fenoll, & Herrera, 2009)

El reparto de velocidades se realiza gracias a la mayor resistencia que ofrece una rueda a rodar respecto a la rueda contraria del mismo eje de tracción. En este caso el neumático derecho ofrece mayor resistencia que izquierdo al entrar en la curva. Si uno de los planetarios presenta mayor resistencia que el otro, girará a número de revoluciones menor. Como los satélites son los transmisores movimiento de un planetario al otro, se encargarán de enviar las revoluciones sobrantes al otro planetario, es decir, de transmitirle lo que le falta de movimiento, aumentando así su velocidad y la de la rueda que le corresponde.

2.5.3. Tipos de diferenciales

a. Diferenciales abiertos

Cuando se somete a la tracción adecuada, aplica el mismo torque a las dos ruedas que impulsa sin embargo, cuando la tracción es insuficiente y una de las ruedas patina (por ejemplo, en hielo o en barro) la rueda que patina recibe todo el torque mientras que la otra no recibe nada, aunque tenga agarre (Figura 32).



Figura 32 Diferencial Abierto

Fuente: (dreamstime, s.f.)

b. Diferenciales autoblocantes

Es mejor para las situaciones donde hay poca tracción es similar al diferencial abierto, pero tiene placas de embrague dentro de la caja del diferencial que aplican rozamiento entre los engranajes laterales y la misma caja el rozamiento del embrague hace que los engranajes laterales giren a la misma velocidad que la caja cuando se aplica tracción al patinar las ruedas, el rozamiento de las chapas del embrague evita que la rueda con poca tracción gire libremente y asegura que se transmita algo de torque a la otra rueda que tiene agarre (Figura 33).



Figura 33 Diferencial Autoblocante

Fuente: (CLUBMUSSO, 2009)

2.6. Árboles de transmisión

El árbol de transmisión se encarga de transmitir el par desde la caja de cambios hasta el puente trasero en los vehículos con motor delantero y propulsión trasera. Para vehículos con motor delantero y tracción delantera y motor trasero y propulsión trasera, no son necesarios los árboles de transmisión, pues el par de giro se transmite directamente desde los piñones planetarios del diferencial con los dos semiárboles o transmisiones.

Las juntas cardán permiten el movimiento de vaivén que se producen en los grupos con las oscilaciones de la suspensión. El estriado de unión de la transmisión con el grupo permite un pequeño desplazamiento del árbol de transmisión que permite absorber los desplazamientos de los puentes con las oscilaciones de la suspensión.

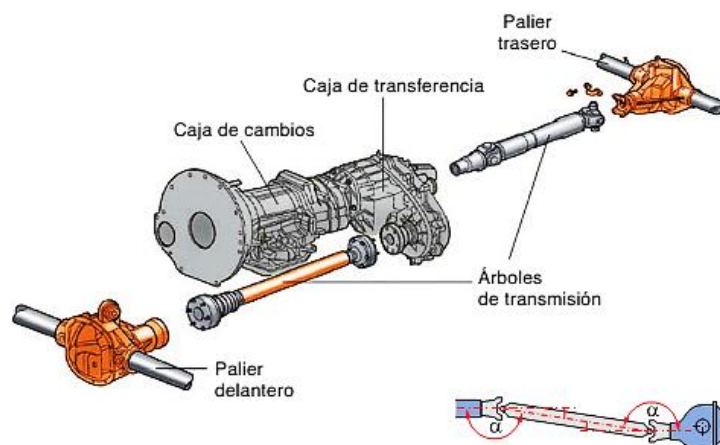


Figura 34 Árboles y puentes de transmisión de un todo terreno 4x4

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

2.6.1. Semiárboles de transmisión

Los semiárboles son los encargados de transmitir el par desde los planetarios del diferencial hasta las ruedas. Los semiárboles se diseñan teniendo en cuenta el sistema de propulsión, tracción delantera o propulsión trasera así como el tipo de suspensión y dirección que emplea el vehículo (Figura 35).



Figura 35 Palier de trípode en el lado motor y Rzeppa en rueda

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

a. Semiárboles para propulsión delantera

Este tipo de semiárbol tiene que permitir los movimientos de la rueda en sentidos ascendente y descendente y a su vez el movimiento direccional. Los semiárboles o semiejes de estos modelos emplean junta homocinética en ambos extremos, generalmente deslizante la del lado de la rueda. Las juntas homocinéticas más empleadas son las siguientes.



Figura 36 Junta homocinética Rzeppa montada

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

b. Junta homocinética deslizante

La junta homocinética deslizante permite compensar el movimiento axial o longitudinal que se produce como consecuencia de la mayor longitud que debería tener el semiárbol cuando la rueda se desplaza en un bache o montículo. Permite también el movimiento ascendente o descendente en cualquier posición que se encuentre la transmisión. Está formada por un trípode que acopla tres rodillos con rodamientos de agujas (Figura 37). Los rodillos se acoplan en las tres ranuras cilíndricas de que dispone el alojamiento de la transmisión.



Figura 37 Junta deslizante de trípode

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

c. Semiárboles para eje rígido, palieres

El eje rígido de transmisión se emplea en vehículos todo terreno, camiones y vehículos industriales. Los palieres se fabrican en acero forjado y estampado en caliente. Su dureza se consigue por medio de un tratamiento de temple y cementación. El palier es un semiárbol de una sola pieza, sin juntas homocinéticas, por lo que debe ir montado sobre un puente rígido. Los palieres, por un extremo, engranan con un estriado en los planetarios del diferencial y, por el otro, se acoplan a la rueda. El montaje del palier en el puente requiere, como mínimo, el empleo de dos rodamientos, uno en el grupo y otro en la mangueta (Figura 38).

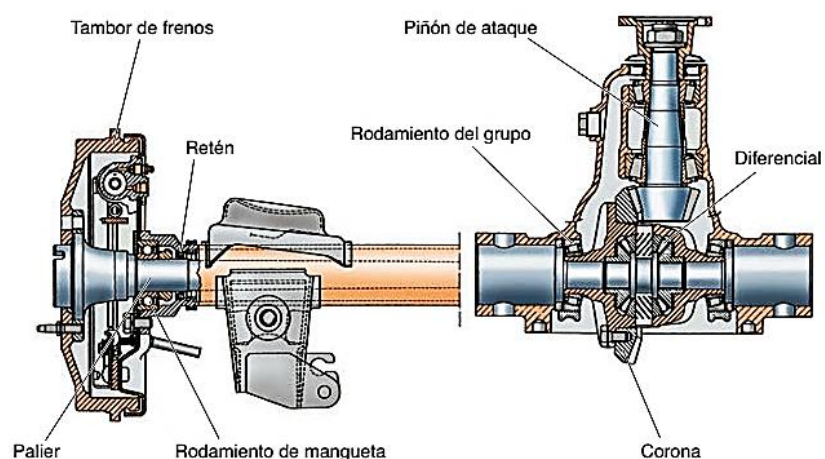


Figura 38 Puente rígido, palier y diferencial, tracción trasera

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

Los sistemas más empleados para el montaje de paliers en los puentes son:

c1. Montaje semiflotante

Se emplea sobre todo en vehículos ligeros. En este montaje, por un extremo, el palier se apoya en el planetario y en su rodamiento, y por el otro, en la trompeta con un rodamiento de bolas. Con el diseño semiflotante el peso del vehículo recae sobre el palier (Figura 39).

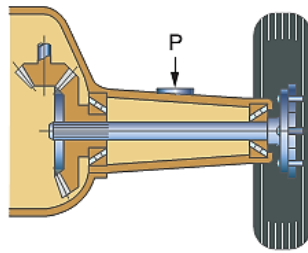


Figura 39 Montaje semiflotante

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

c2. Montajes flotante y tres cuartos flotante.

Los sistemas tres cuartos flotante y flotante son muy similares; se diferencian en el número de rodamientos que se montan en el mangón del puente: un rodamiento en el tres cuartos flotante y dos en el flotante (Figura 40). Con estos sistemas, el peso del vehículo no recae sobre el palier y, por lo tanto, este no soporta esfuerzos de flexión. Tanto el flotante como el tres cuartos flotante son sistemas muy empleados en los camiones y vehículos industriales. (Domínguez & Ferrer, 2012).

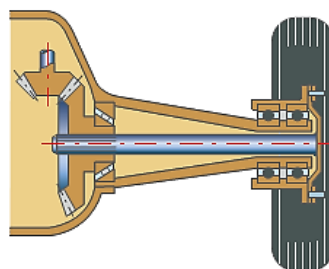


Figura 40 Montaje flotante

Fuente: (Domínguez & Ferrer, 2012)

CAPÍTULO III

PARÁMETROS DE DISEÑO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES

3.1. Dinámica de un vehículo

3.1.1. Resistencias que se oponen al avance de un vehículo

Según (Cascajosa, 2005), las resistencias que se oponen al avance de un vehículo son cuatro, que pueden o no coexistir al mismo tiempo.

- Resistencia por rodadura R_r
- Resistencia por pendiente R_p
- Resistencia por inercia R_j
- Resistencia por el aire R_a

La suma de las resistencias, simultáneas, ha de ser vencida por una fuerza F , de empuje, en el eje motriz. Esta fuerza es consecuencia del par aplicado al eje, originado por el par motor M , después de ser sustituido por otro par equivalente $F \cdot r$.

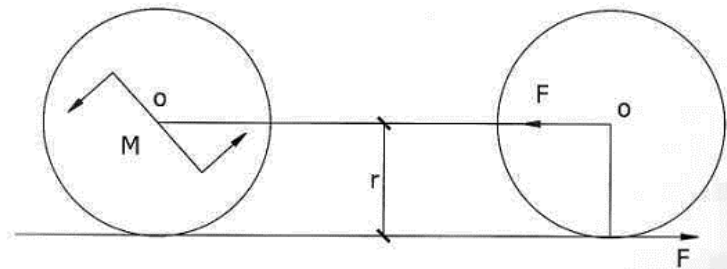


Figura 41 Fuerza de empuje en el eje motriz originada por el par motor

Fuente: (Cascajosa, 2005)

La fuerza F del par, que se le aplica en el punto de contacto neumático con el suelo es la que permite impulsar el vehículo hacia adelante. La potencia en el neumático relaciona a la velocidad (v) y a la fuerza (F) como se observa en la siguiente ecuación.

$$W_r = F \cdot v$$

Donde,

W_r = Potencia en el neumático $\left[\frac{kgm}{s} \right]$.

F = Fuerza del neumático [kg].

v = Velocidad expresada en $\left[\frac{m}{s}\right]$.

Esta potencia W_r es inferior a la que en ese momento entrega el motor (W_m) debido a las pérdidas por rozamientos e inercias en la transmisión (W_{tr}) por lo tanto:

$$W_r = W_m - W_{tr}$$

Donde,

W_r = Potencia en el neumático $\left[\frac{kgm}{s}\right]$.

W_m = Potencia del motor $\left[\frac{kgm}{s}\right]$.

W_{tr} = Potencia por perdidas por rozamientos e inercias en la transmisión $\left[\frac{kgm}{s}\right]$.

a. Resistencia por rodadura

Tiene su origen en la deformación del neumático y el suelo. Cuando la rueda está estática, la reacción del suelo al peso está en la misma vertical que éste, sin embargo, cuando rueda, dicha reacción avanza una distancia d (extremo de la huella), dando lugar a un momento resistente, que ha de ser equilibrado. Por tanto, parte del valor de la fuerza f , en la (Figura 42) F_r , vence a la resistencia por rodadura. La resistencia por rodadura es independiente de que el neumático sea portador (sólo soporta peso) o motriz (soporta peso y transmite par motor).

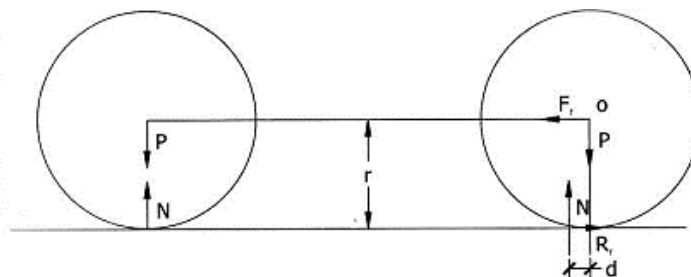


Figura 42 Neumático portador

Fuente: (Cascajosa, 2005)

Para que el sistema de fuerzas (F_r , P , R_r y N) esté en equilibrio, la resultante de N y R_r , ha de ser igual y opuesta a la correspondiente de F_r y tomando momentos respecto al centro o .

$$N \cdot d = R_r \cdot r$$

Donde $N = P$ y despejando R_r se tiene:

$$R_r = N \cdot \frac{d}{r} = P \cdot \frac{d}{r}$$

De la misma manera que en el neumático portador, el punto de aplicación de la resistencia por rodadura, está desplazado (d) en el sentido de la marcha.

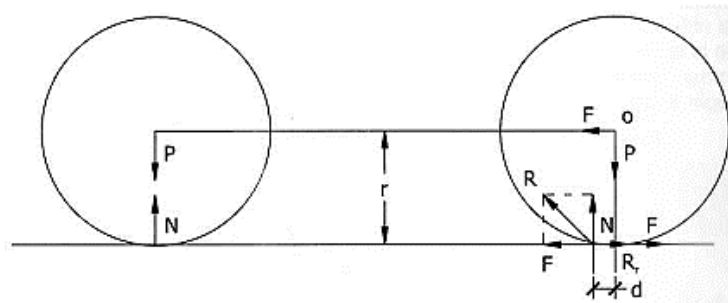


Figura 43 Neumático portador motriz

Fuente: (Cascajosa, 2005)

Tomando momento respecto al centro del neumático (o).

$$(F - R_r) \cdot r + N \cdot d = F \cdot r$$

Teniendo en cuenta $N = P$.

$$R_r = \frac{d}{r} \cdot P$$

Igual que en las ruedas portadoras a $\frac{d}{r}$ se llama coeficiente a la rodadura y suele indicarse por f . Por lo tanto,

$$R_r = f \cdot P \quad (3. 1)$$

Donde,

R_r = Resistencia a la rodadura [kg].

f = Coeficiente de rodadura $\left[\frac{kg}{t}\right]$.

P = Peso del vehículo en toneladas [t].

El valor de f no es constante ni independiente de la velocidad, pues influye ésta, la temperatura, estado del suelo, tipo de neumático (radial, etc.), radio del mismo y presión de inflado, pudiéndose de forma empírica obtener f en función de aquellos. Valores típicos de este coeficiente aparecen en la tabla, aunque como valor de cálculo se suele tomar 15 kg por tonelada de forma general. Para ciertos firmes de asfalto y neumáticos, los valores pueden llegar a ser inferiores incluso a los 12 kg/t señalados en la tabla 1 (Cascajosa, 2005):

Tabla 1

Coeficientes de rodadura de diversos tipos de suelo

Tipo de suelo	Coeficiente de rodadura kg/t
Asfalto	12-17
Hormigón	15
Adoquinado	55
Tierra compacta	50
Tierra suelta	100

Fuente: (Cascajosa, 2005)

b. Resistencia por pendiente

Es la que se opone al avance del vehículo cuando éste sube una pendiente.

$$R_p = P \cdot \text{sen } \alpha$$

Donde,

R_p =Resistencia por pendiente [kg].

P = Peso del vehículo [kg].

α = Ángulo de la pendiente [$^\circ$].

Sabiendo que los ángulos son pequeños, el seno y la tangente son similares. La pendiente se expresa; x metros de subida vertical por cada 100 metros de recorrido horizontal (Figura 44).

$$R_p = P \cdot \frac{x}{100}$$

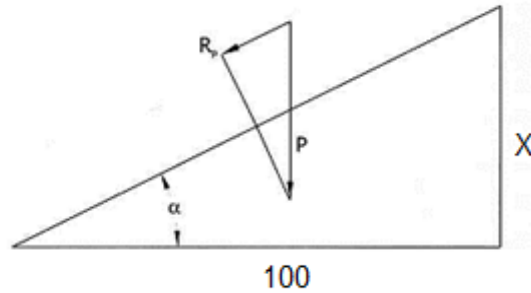


Figura 44 Fuerzas que actúan en la resistencia por pendiente

Fuente: (Cascajosa, 2005)

Cuando P se expresa en toneladas y R_p , en kg.

$$R_p = 1000 \cdot P \cdot \frac{x}{100}$$

Entonces,

$$R_p = 10 \cdot P \cdot x \quad (3.2)$$

c. Resistencia por inercia.

Se origina con el incremento de velocidad.

$$R_j = M \cdot j = \frac{P \cdot j}{g}$$

Donde,

M = La masa del vehículo [kg].

j = es la aceleración para adelantar a otro vehículo $\left[\frac{m}{s^2}\right]$.

$$j = \frac{v_2 - v_1}{t}$$

Donde,

v_2 = Velocidad inicial $\left[\frac{m}{s}\right]$.

v_1 = Velocidad final $\left[\frac{m}{s}\right]$.

t = Tiempo invertido [s] para pasar de v_1 a v_2 .

Con P en toneladas y tomando para g el valor de $10 \frac{m}{s^2}$ debido a que (Cascajosa, 2005) simplifica este valor con el factor de conversión del peso de kg a toneladas $[t]$ como se indica a continuación:

$$R_j = \frac{1000 \cdot P \cdot j}{10}$$

Entonces,

$$R_j = 100 \cdot P \cdot j \quad (3.3)$$

d. Resistencia por el aire.

De todas las resistencias, ésta es sin duda la más estudiada, no sólo por su importancia en cuanto al consumo del vehículo, sino por lo relacionada que está con la estética del mismo. Para el cálculo de la R_a se emplean fórmulas empíricas obtenidas con la ayuda de ensayos en túneles. Intervienen: carrocería, presión, temperatura, sección transversal máxima del vehículo y fundamentalmente la velocidad. El valor de la resistencia por aire viene dada por:

$$R_a = k \cdot s \cdot v^2 \quad (3.4)$$

Donde,

R_a = Resistencia al aire $[kg]$.

k = Coeficiente del aire $\left[\frac{s^2}{m^4}\right]$.

v = Velocidad del vehículo $\left[\frac{m}{s}\right]$.

$$k = \delta \cdot \frac{C}{2g}$$

δ = peso específico del aire en condiciones normales (en $\frac{kg}{m^3}$).

C = constante.

El valor de C puede variar desde 0,15 en turismos, con diseños aerodinámicos óptimos, hasta 1,5 en camiones. Normalmente y según

diseño, se sitúa entre 0,25 y 0,7 en turismos y entre 1 y 1,5 en camiones, la gravedad $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$. La superficie maestra (S), se obtiene de forma aproximada, multiplicando el ancho (h) expresado en metros por el alto (a) del vehículo expresado también en metros [m], afectado por un coeficiente de 0,8.

$$S = 0,8 \cdot a \cdot h$$

3.1.2. Cálculo de la potencia necesaria del motor para el prototipo

Se empieza por calcular las resistencias dichas anteriormente.

a. Cálculo de las resistencias que se oponen al movimiento del prototipo

a1. Cálculo de la resistencia por rodadura

La ecuación 3.1 relaciona el coeficiente de rodadura (f) y al peso del vehículo por lo que se debe conocer las características del prototipo, el vehículo por tener la suspensión baja el cual no podrá ir por baches o terrenos irregulares, rompe velocidades, el tipo de carretera adecuada de circulación es el asfalto con este dato se utiliza la tabla 1 y se elige el valor máximo del coeficiente de rodadura en asfalto igual a 17, tomando en cuenta un peso del vehículo de 400 kg ó 0,4 toneladas [t].

$$R_r = 17 \frac{kg}{t} \times 0,4 t = 6,8 kg$$

a2. Cálculo de la resistencia pendiente

Según (Cascajosa, 2005) la pendiente superable a 30 km/h es del 6% y a 15 km/h es el 12%, con estos datos se sustituye en la ecuación 3.2.

$$R_p = 10 \cdot 0,4 \cdot 6$$

$$R_p = 24 kg$$

$$R_p = 10 \cdot 0,4 \cdot 12$$

$$R_p = 48 kg$$

a3. Cálculo de la resistencia por inercia

Utilizando la ecuación 3.3 y según (Cascajosa, 2005) la pendiente para arrancar con una aceleración de 0 a 15 km/h ó 4,17m/s en 10 seg. es el 12%.

$$j = \frac{4,17 - 0}{10} = 0,417 \frac{m}{s^2}$$

$$R_j = 100 \cdot 0,4 \cdot 0,417$$

$$R_j = 16,68 \text{ kg}$$

a4. Cálculo de la resistencia al aire

De acuerdo a la ecuación 3.4 que se debe conocer el factor k, la constante C que según (Cascajosa, 2005) se sitúa normalmente y según el diseño desde 0,25 y 0,7 para turismos, para el caso se elige el valor más alto, es decir, 0,7. El peso específico del aire en condiciones normales es de $1,29 \frac{kg}{m^3}$.

La gravedad es de $9,8 \frac{m}{s^2}$.

Entonces,

$$k = 1,29 \frac{kg}{m^3} \times \frac{0,7}{2 \times 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,046 \text{ kg} \frac{s^2}{m^4}$$

Además del factor k se debe conocer la superficie maestra S , se obtiene de forma aproximada, multiplicando el ancho por el alto del vehículo, afectado por un coeficiente de 0,8. La altura del vehículo es de 1 m.

El ancho es de 1,75 m.

$$S = 0,8 \times 1,75 \text{ m} \times 1 \text{ m} = 1,4 \text{ m}^2$$

La velocidad máxima utilizada en rectas según el límite permitido para vehículos livianos en el país es de $100 \frac{km}{h} = 27,78 \frac{m}{s}$.

Entonces la resistencia del aire es de:

$$R_a = 0,046 \text{ kg} \frac{s^2}{m^4} \times 1,4 \text{ m}^2 \times (27,78 \frac{m}{s})^2 = 49,69 \text{ kg}$$

b. Potencia para superar la pendiente del 6% a $30 \frac{km}{h}$ ó $8,33 \frac{m}{s}$

Para obtener la potencia para superar la pendiente (W') se debe despreciar la resistencia al aire debido a que esta se toma en cuenta a velocidades de 60 km/h en adelante.

Entonces,

$$W' = (R_r + R_p) \cdot v = (6,8kg + 24kg) \cdot 8,33 \frac{m}{s} = 256,6 \frac{kgm}{s} \text{ ó } 3,42 \text{ CV}$$

Entonces la potencia del motor (W_m) necesaria para satisfacer estas condiciones se calcula teniendo en cuenta las pérdidas de transmisión en este caso es del 15% (por intervención en la caja de cambios).

$$W_m = \frac{W'}{0,85} = \frac{3,42 \text{ CV}}{0,85} = 4,02 \text{ CV ó } 3,96 \text{ HP}$$

c. Potencia necesaria para arrancar en la pendiente del 12% a $15 \frac{km}{h}$ ó $4,17 \frac{m}{s}$

Para encontrar la potencia necesaria se debe sumar las resistencias y multiplicarlas por la velocidad.

$$W'' = (R_r + R_p + R_j) \cdot v = (6,8kg + 48kg + 16,68) \cdot 4,17 \frac{m}{s}$$

$$W'' = 298,07 \frac{kgm}{s} \text{ ó } 3,97 \text{ CV}$$

$$W_m = \frac{W''}{0,85} = \frac{3,97 \text{ CV}}{0,85} = 4,67 \text{ CV ó } 4,6 \text{ HP}$$

d. Potencia para circular por carretera asfaltada a la velocidad máxima del prototipo

Se debe calcular las potencias por rodamiento (W_r) y por aire (W_a) expresadas en $\left[\frac{kgm}{s}\right]$, utilizando la velocidad máxima del prototipo que es aproximadamente de $100 \frac{km}{h}$ ó $27,78 \frac{m}{s}$, mediante las siguientes ecuaciones.

$$W_r = R_r \cdot v$$

$$W_r = 6,8kg \cdot 27,78 \frac{m}{s} = 188,9 \frac{kgm}{s} = 2,52 CV \text{ ó } 2,48 HP \quad (3.5)$$

$$W_a = R_a \cdot v \quad (3.6)$$

$$W_a = 49,69 kg \cdot 27,78 \frac{m}{s} = 1380,4 \frac{kgm}{s} \text{ ó } 18,4 CV \text{ ó } 18,14 HP$$

$$Potencia\ total\ requerida = 2,52 CV + 18,4 CV = 20,92 CV$$

Si la pérdida de transmisión es del 10%.

$$W_m = \frac{20,92 CV}{0,90} = 23,24 CV$$

En caso de que el motor se encuentre aportando sólo el 95% de su potencia máxima, deberá ser tomado la máxima de las anteriores.

$$W_m = \frac{23,24 CV}{0,95} = 24,46 CV \text{ ó } 24,12 HP$$

3.1.3. Selección del motor de combustión interna

De acuerdo a los cálculos realizados para la selección del motor adecuado para el prototipo se debe conseguir uno que entregue una máxima potencia, mayor par, mejor elasticidad, mayor relación de compresión. Una alternativa excelente es utilizar un motor de cuatro tiempos de una motocicleta por su reducido peso en relación a uno de un automóvil de las mismas características.

En el mercado automotriz se puede encontrar algunas motocicletas de altas prestaciones las cuales se va a utilizar en el proyecto las cuales se indican en la siguiente tabla.

Tabla 2

Características de motores de cuatro tiempos de motocicletas

Modelo del motor	N° de cilindros	Cilindrada	Rc	T _{máx.}	W _{máx.}
Yamaha FJ 1100 (1985)	4	1097 cc	9,5:1	86Nm @ 8000rpm	125HP @ 9000rpm
Kawasaki GPz 900R Ninja (1985)	4	908 cc	11,0:1	85,3Nm @ 8500rpm	113HP @ 9500rpm
Honda CBR 1000 F (1995)	4	998 cc	10,5:1	104Nm @ 8500rpm	132HP @ 9500rpm
Suzuki RF 900RS2 (1996)	4	937 cc	11,3:1	100,2Nm @ 9000rpm	135HP @ 10000rpm

Fuente: (Motorcyclespecs, s.f.)

Como se puede observar la Tabla 2 los motores poseen similares características técnicas empezando con su cilindraje en excepción la del Yamaha FJ 1100 el cual tiene 1097 centímetros cúbicos, la potencia máxima de los motores de la Tabla 2 se basan en los cálculos anteriores el cual dice que se necesita una potencia mínima de 24,12 *HP* para que el vehículo pueda desplazarse sin dificultad.

Uno de los parámetros a tomar en cuenta al momento de realizar la elección adecuada de un motor es la elasticidad que no es más que la capacidad de respuesta de este ante las diferentes condiciones de funcionamiento es decir al cambiar el tipo de terreno o transitar en una carretera plana y de repente subir una pendiente, entonces si mayor es la elasticidad, mayor son las posibilidades de que el vehículo suba una pendiente sin reducir de marcha. El coeficiente de elasticidad relaciona el máximo par con el par desarrollado a la máxima potencia y las revoluciones a las que llega la máxima potencia respecto al máximo par (Sanz S. , 2007). Para encontrar el coeficiente de elasticidad de los distintos motores se debe utilizar las siguientes ecuaciones.

$$\eta_M = \frac{T_{máx.}}{T p_{máx.}} \quad (3.7)$$

Donde,

η_M = Elasticidad respecto al par.

$T_{m\acute{a}x.}$ = Torque máximo del motor [$N \cdot m$].

$Tp_{m\acute{a}x.}$ = Torque en la máxima potencia [$N \cdot m$].

$$\eta_n = \frac{n_{m\acute{a}x.(P)}}{n_{m\acute{a}x.(T)}} \quad (3. 8)$$

Donde,

η_n = Elasticidad respecto al par.

$n_{m\acute{a}x.(P)}$ = Número de revoluciones máximas del par máximo [rpm].

$n_{m\acute{a}x.(T)}$ = Número de revoluciones máximas de la potencia máxima [rpm].

$$\eta_E = \eta_M \cdot \eta_n \quad (3. 9)$$

Siendo η_E el coeficiente de elasticidad total es un número adimensional.

Para conocer los coeficientes de elasticidad de cada uno de los motores se va aplicar estas ecuaciones. El primer motor corresponde a una motocicleta Yamaha FJ 1100 de 1985 de cuatro cilindros en línea con una cilindrada de 1097 centímetros cúbicos, tiene un torque máximo de 86Nm a 8000 rpm y una potencia máxima de 125 HP a 9000 rpm. Con estos datos se empieza a calcular la elasticidad respecto al par, se necesita conocer el torque en la potencia máxima, con estos datos se utiliza la siguiente ecuación:

$$W_{m\acute{a}x.} = \frac{Tp_{m\acute{a}x.} \cdot n_{m\acute{a}x.(P)}}{7120,91} \quad (3. 10)$$

Donde,

$W_{m\acute{a}x.}$ = Potencia máxima expresada en [HP].

Entonces,

$$Tp_{m\acute{a}x.} = \frac{W_{m\acute{a}x.} \cdot 7120,91}{n_{m\acute{a}x.(P)}} = \frac{125HP \cdot 7120,91}{9000 rpm} = 98,9Nm$$

$$\eta_M = \frac{86Nm}{98,90Nm} = 0,87$$

$$\eta_n = \frac{9000 \text{ rpm}}{8000 \text{ rpm}} = 1,125$$

$$\eta_E = 0,87 \cdot 1,125 = 0,98$$

En resumen, mediante el cálculo de ejemplo que se realizó con la motocicleta Yamaha FJ 1100 se puede calcular los demás coeficientes los cuales se muestra a continuación en la Tabla 3 la cual indica el torque al par máximo, la elasticidad respecto al par, elasticidad respecto al régimen de giro y finalmente el coeficiente de elasticidad total.

Tabla 3

Coefficientes de elasticidad de los motores de motocicletas

Modelo del motor	Torque al par máximo [Nm]	Elasticidad respecto al par	Elasticidad respecto al régimen de giro	Coefficiente de elasticidad total
Yamaha FJ 1100 (1985)	98,90	0,87	1,13	0,98
Kawasaki GPz 900R Ninja (1985)	84,70	1,01	1,12	1,13
Honda CBR 1000 F (1995)	98,94	1,05	1,12	1,17
Suzuki RF 900RS2 (1996)	96,13	1,04	1,11	1,16

Como se puede observar en la tabla 3 los valores de los coeficientes de elasticidad total de cada uno de los motores de las motocicletas más demandadas en el mercado, esta muestra que el valor máximo tiene la Honda CBR 1000 F seguida de la Suzuki RF 900 RS2 después la Kawasaki GPz 900R Ninja y finalmente la Yamaha FJ 1100 de acuerdo a este orden quiere decir que el mayor coeficiente tiene una mejor respuesta del motor a distintos cambios de carga.

El motor seleccionado para el proyecto es el perteneciente a una motocicleta Honda CBR 1000 F de acuerdo a que este es el adecuado para cumplir con las disposiciones del prototipo. Las características técnicas de

este motor se encuentran en la siguiente tabla 4 la cual indica su cilindrada, su máxima potencia, torque máximo, relación de compresión , el tipo de embrague , el tipo de carburador , etc.

Tabla 4

Características del motor Honda CBR 1000 F

Motor:	Cuatro tiempos, transversal de cuatro cilindros, DOHC, 4 válvulas por cilindro.
Cilindrada:	998 cc
Peso:	85 kg
Máxima potencia de salida:	132 Hp =134 CV @ 9500 rpm
Máximo torque:	76,7 lbs-ft @ 8500 rpm
Diámetro x carrera:	77 x 53,6 mm
Relación de compresión:	10.5: 1
Embrague:	Tipo húmedo de discos múltiples
Carburador:	Keihin
Encendido:	CDI
Sistema De Refrigeración:	Refrigeración líquida
Transmisión:	6 velocidades

Fuente: (Motorcyclespecs, s.f.)

3.2. Sistema de mando hidráulico para el embrague

El motor Honda CBR 1000 F posee un embrague del tipo húmedo de discos múltiples, el sistema de mando de la motocicleta empieza en la manilla de embrague situado en el manubrio el cual contiene al cilindro maestro conectado hacia una manguera hidráulica esta a su vez al cilindro esclavo el cual interiormente consta de un muelle y un pistón que ejerce la fuerza de empuje a la varilla de desembrague desacoplándolo del motor en el momento de realizar los cambios.

Para el prototipo se necesita que el pedal de desembrague vaya ubicado justo al pie del conductor como se acostumbra a tener en un vehículo en la parte izquierda del pedal de freno tomando en cuenta esto se debe realizar la modificación al sistema inicial el mando hidráulico mencionado anteriormente, el sistema va a estar constituido por los componentes que se encuentra en la (Figura 45) además muestra las fuerzas que se generan al momento de que el piloto pisa el pedal de embrague este se traslada al cilindro maestro en este

se genera una presión que es la que llega al cilindro esclavo del embrague en el motor, esta presión que se aplica al área del pistón va a generar la fuerza necesaria que se aplica en la varilla para el desembrague.

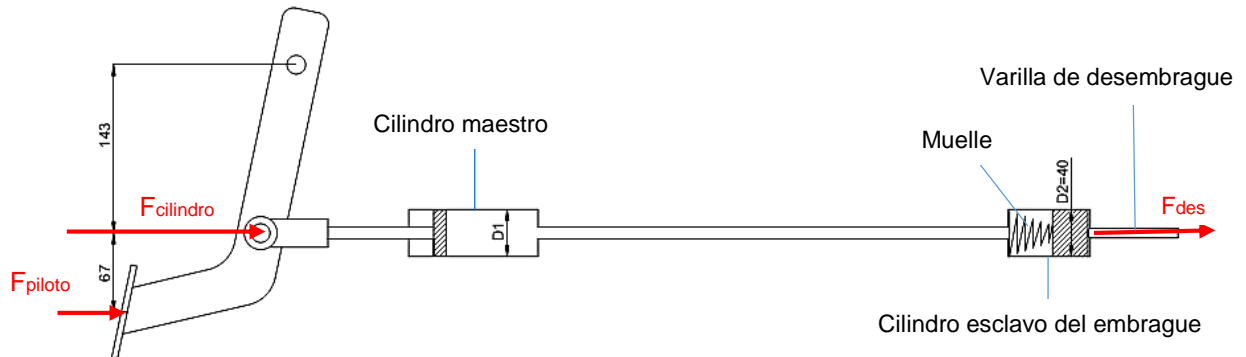


Figura 45 Fuerzas del sistema de mando hidráulico del embrague

3.2.1. Cálculo del diámetro mínimo para el cilindro maestro de desembrague.

Para conocer el diámetro mínimo del cilindro maestro para el desembrague D_1 se debe conocer la fuerza que el piloto aplica al pedal en el momento de realizar el desembrague que según (Alonso M. , 2014) son admisibles esfuerzos entre 8 y 10 kg , se elige el valor de 10 kg (98 N) para el cálculo con las siguientes ecuaciones:

$$F_{cilindro} = F_{piloto} \frac{a}{b} \quad (3.11)$$

Donde,

$F_{cilindro}$ = Fuerza ejercida al cilindro maestro [N].

F_{piloto} = Fuerza del piloto aplicada al pedal de embrague [N].

a = Distancia desde el punto pivote del pedal al cilindro maestro [mm].

b = Distancia desde el vástago del cilindro maestro al punto de aplicación de la fuerza del piloto [mm].

$$F_{cilindro} = 98N \frac{143mm}{67mm} = 209,16N$$

Conocido la fuerza que se genera en el cilindro se utiliza la siguiente ecuación para el cálculo del diámetro mínimo del cilindro maestro.

$$F_{des} = F_{cilindro} \frac{D_1^2}{D_2^2} \quad (3.12)$$

Donde,

F_{des} = Fuerza necesaria para el desembrague [N].

$F_{cilindro}$ = Fuerza aplicada al cilindro maestro [N].

D_1 = Diámetro del cilindro maestro [mm].

D_2 = Diámetro del pistón del cilindro esclavo del embrague [mm].

Según (BMW MOTOS, 2005) la tensión de un embrague de motocicleta generada por los resortes está entorno a los 200 kg (1960N), entonces para el desembrague se debe vencer esta fuerza y según esto se obtiene el diámetro del cilindro maestro despejando el diámetro D_1 de la ecuación 3.12.

$$D_2 = \sqrt{\frac{F_{cilindro} \cdot D_1^2}{F_{des}}}$$

$$D_2 = \sqrt{\frac{209,16N \cdot (40mm)^2}{1960N}} = 13,07mm$$

Entonces el diámetro mínimo para el cilindro maestro que se debe utilizar en el sistema es de 13,07mm por lo tanto se utiliza uno de 5/8 de pulgadas o el equivalente a 15,88 mm ya que es uno de los más fáciles de encontrar en el mercado automotriz por lo tanto el más factible es el de un Nissan Bluebird (Figura 46).



Figura 46 Cilindro maestro del Nissan Bluebird

Fuente: (Alibaba, s.f.)

3.3. Parámetros para la selección de los componentes del sistema de transmisión

3.3.1. Parámetros de diseño para selección de cadena de transmisión

a. Selección del piñón y catarina

Conociendo que la velocidad de entrada del impulsor, es decir, la velocidad del piñón según las características del motor es de 9500 rpm [n_1] y la velocidad de salida [n_2] va a ser menor tomando en cuenta que va a existir una reducción en el sistema, según las especificaciones de (HONDA, 1992) del sistema de transmisión, la reducción final (*Relación*) es de 2,47 entonces la velocidad a la salida es de:

$$n_2 = \frac{n_1}{Relación} = \frac{9500 \text{ rpm}}{2,47} = 3846,15 \text{ rpm}$$

Conociendo la relación y según (Mott R. , 2006), el número mínimo de dientes en una rueda dentada debe ser de 17 dientes por lo tanto se utiliza estos valores en la siguiente ecuación.

$$Z_2 = Z_1 \cdot Relación \quad (3. 13)$$

Donde,

Z_2 =Número de dientes de la catarina.

Z_1 =Número de dientes del piñón.

$$Z_2 = 17 \text{dientes} \cdot 2,47 = 42 \text{dientes}$$

A continuación se muestra en la (Figura 47) las características de la catarina y el piñón para el sistema de transmisión por cadena los cuales son el número de dientes correspondiente a cada uno tomando en cuenta los cálculos previamente realizados según las características del motor, con base a esto se puede saber que estos componentes son los adecuados para utilizarse en el proyecto.

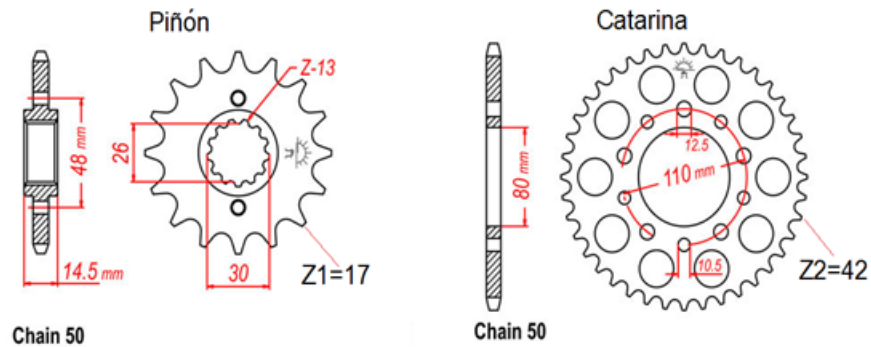


Figura 47 Piñón y Catarina de la transmisión moto Honda CBR 1000 f

Fuente: (SPROCKETS, s.f.)

b. Selección de la cadena de transmisión

Las cadenas estándar de transmisión, conocidas también con el nombre genérico de cadenas de rodillos, (en inglés “drive roller chain”) se fabrican en aceros de aleación, las piezas van tratadas térmicamente y rectificadas con gran precisión para lograr tolerancias del orden de 0,0005”. Constan de cinco componentes básicos:

Las chapetas (o placas) de rodillo o chapetas de los bujes, los bujes (o casquillos), los rodillos, los pasadores y las chapetas de pasadores o chapetas exteriores. Con estos componentes se forman los eslabones y con los eslabones se forma la cadena. Véase a continuación la (figura 48). (Intermec, s.f.).



Figura 48 Componentes básicos de una cadena de rodillos

Fuente: (Intermec, s.f.)

Todas las motocicletas tienen un paso de cadena estándar provenientes de fábrica, se elige una cadena número 50 tomando como referencia las especificaciones de la (Figura 48) que sugiere para el proyecto, las características de la cadena de transmisión de rodillos utilizada en el proyecto se encuentra en el (ANEXO C).

De acuerdo a la cadena su nomenclatura viene dada como: el primer número 5 equivale a 5/8 de pulgada y el cual corresponde al paso (p) que es la distancia entre los centros de los pasadores de cada eslabón, el número 0 significa siempre que se trata de una cadena estándar de rodillos del Sistema Americano ANSI (Instituto Nacional Estadounidense de Estándares) en la (Figura 49) se observa la nomenclatura de una cadena de rodillos.

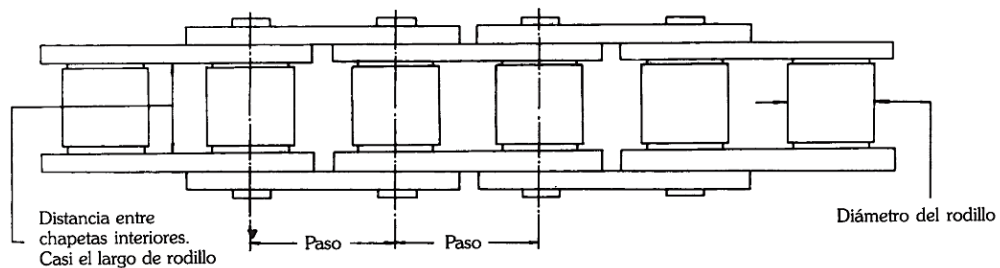


Figura 49 Nomenclatura de una cadena de transmisión de rodillos.

Fuente: (Intermec, s.f.)

b1. Factor de seguridad de la cadena de transmisión

Es necesario conocer si va a ser capaz de resistir en el proyecto, es preciso conocer su factor de seguridad utilizando los siguientes cálculos. Según (Polo, 2012), para poder calcular el factor de seguridad de la cadena se empieza por conocer la velocidad media utilizando la ecuación 3.14.

$$V = Z_1 \cdot n_1 \cdot p \quad (3.14)$$

Donde,

Z_1 = Numero de dientes del piñón.

n_1 = Numero de revoluciones del piñón [rpm].

p = Paso de la cadena [pulgadas] .

$$V = 17 \cdot 9500 \frac{\text{rev.}}{\text{min}} \cdot \frac{5}{8} \text{pulgadas} = 100937,5 \frac{\text{pulg}}{\text{min}} = 1682,3 \frac{\text{pulg}}{\text{s}}$$

La fuerza periférica se la obtiene con la potencia y la velocidad media en la siguiente ecuación:

$$F = 6600 \frac{W_{m\acute{a}x.} \cdot k_s}{V} \quad (3. 15)$$

Donde,

F = Fuerza periférica expresada en lbf.

$W_{m\acute{a}x.}$ = Potencia máxima del motor en HP.

V = Velocidad media en pulg/s.

k_s = Factor de servicio.

El factor de servicio k_s relaciona al tipo de impulsor que se va utilizar en función al tipo de carga, se lo puede encontrar en la siguiente tabla.

Tabla 5

Factores de servicio para impulsores de cadena

TIPO DE CARGA	TIPO DE IMPULSOR		
	Impulsor Hidráulico	Motor Eléctrico o Turbina	Motor de Combustión Interna con Transmisión Mecánica
Uniforme (agitadores, ventiladores, transportadores con carga ligera y uniforme)	1.0	1.0	1.2
Choque moderado (máquina herramientas, grúas, transportadores pesados, mezcladoras de alimento y molinos)	1.2	1.3	1.4
Choque pesado (prensas de troquelado molinos de martillos, transportadores alternos, accionamiento de molino de rodillos)	1.4	1.5	1.7

Fuente: (Mott R. , 2006)

El factor de servicio que se utiliza es de 1.4 y corresponde a un impulsor de motor a gasolina para un choque moderado.

Entonces,

$$F = 6600 \frac{132 \text{ Hp} \cdot 1,4}{1682,3 \frac{\text{pulg}}{\text{s}}} = 725 \text{ lbf}$$

Para continuar con los cálculos se necesita encontrar la fuerza de tensión de la cadena por hilera, esta se la puede encontrar en tablas de acuerdo a los fabricantes, en la siguiente tabla muestra la fuerza de tensión de distintos pasos de cadena expresado en pulgadas seleccionando la de 5/8 de pulgada que es la que se utiliza en el proyecto.

Tabla 6

Fuerza de tensión de la cadena de acuerdo al paso

Paso de la cadena [in]	Fuerza de tensión de la cadena [lbf]
1/4	925
1/2	3700
5/8	6100
1	14500
1 1/2	34000
2	58000
2 1/2	95000
3	135000

Fuente: (Polo, 2012)

Finalmente el factor de seguridad de la cadena se obtiene mediante la ecuación 3.16.

$$N = \frac{\text{Fuerza de tensión}}{k_s \cdot F} \quad (3.16)$$

$$N = \frac{6100 \text{ lbf}}{1,4 \cdot 725 \text{ lbf}} = 6$$

Según (Cadersa, s.f.), el factor de seguridad para cadenas, depende del tipo de instalación, condiciones de trabajo, limpieza y lubricación, tipo de carga, etc. Estos factores son difíciles de determinar exactamente.

Normalmente, la experiencia ha demostrado que se puede tomar como factor de seguridad un valor comprendido entre 6 y 8.

c. Cálculo de la distancia central entre ejes

Esta distancia es la que se encuentra entre el centro del piñón hasta el centro de la catarina y se estima que es una distancia máxima que se puede utilizar en el proyecto y se calcula mediante la siguiente ecuación. La distancia central (C) entre los ejes de la catarina y el piñón debe ser entre 30 y 50 pasos aproximadamente (30 a 50 veces el paso de la cadena) para el cálculo de la longitud de cadena (L) (ecuación 3.17) se asume una distancia central intermedia de 40 pasos.

$$L = 2C + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 C} \quad (3.17)$$

$$L = 2(40) + \frac{42 + 17}{2} + \frac{(42 - 17)^2}{4\pi^2(40)} = 110,15 \text{ pasos}$$

Entonces la longitud de cadena expresada en mm se puede obtener mediante la siguiente conversión:

$$L = 110,15 \text{ pasos} \times \frac{0,625 \text{ pulgadas}}{1 \text{ paso}} \times \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ pulgada}} = 1748,63 \text{ mm}$$

La distancia central teóricamente exacta (C), utilizando 110 pasos en la ecuación 3.18.

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left(L - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - \frac{8(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2}} \right] \quad (3.18)$$

$$C = \frac{1}{4} \left[110 - \frac{42 + 17}{2} + \sqrt{\left(110 - \frac{42 + 17}{2} \right)^2 - \frac{8(42 - 17)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C = 40,05 \text{ pasos} \times \frac{0,625 \text{ pulgadas}}{1 \text{ paso}} \times \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ pulgada}} = 635,79 \text{ mm}$$

d. Cálculo de los diámetros de paso del piñón y catarina

Conociendo el paso (p) de la cadena se puede calcular los diámetros de paso del piñón y la catarina con las ecuaciones 3.17 y 3.18.

$$d_{\text{piñon}} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z_1}\right)} \quad (3.19)$$

$$d_{\text{piñon}} = \frac{0,625 \text{ pulgadas}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{17}\right)} = 3,4 \text{ pulgadas} = 0,0864 \text{ m}$$

$$d_{\text{catarina}} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z_2}\right)} \quad (3.20)$$

$$d_{\text{catarina}} = \frac{0,625 \text{ pulgadas}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{42}\right)} = 8,36 \text{ pulgadas} = 0,2123 \text{ m}$$

En resumen se muestra a continuación los parámetros calculados del sistema de transmisión por cadena en la (Figura 50):

Paso: cadena número 50, paso 5/8 de pulgada.

Longitud: 110,15 pasos = 1748,63 mm.

Distancia central = 40,05 pasos = 635,79 mm.

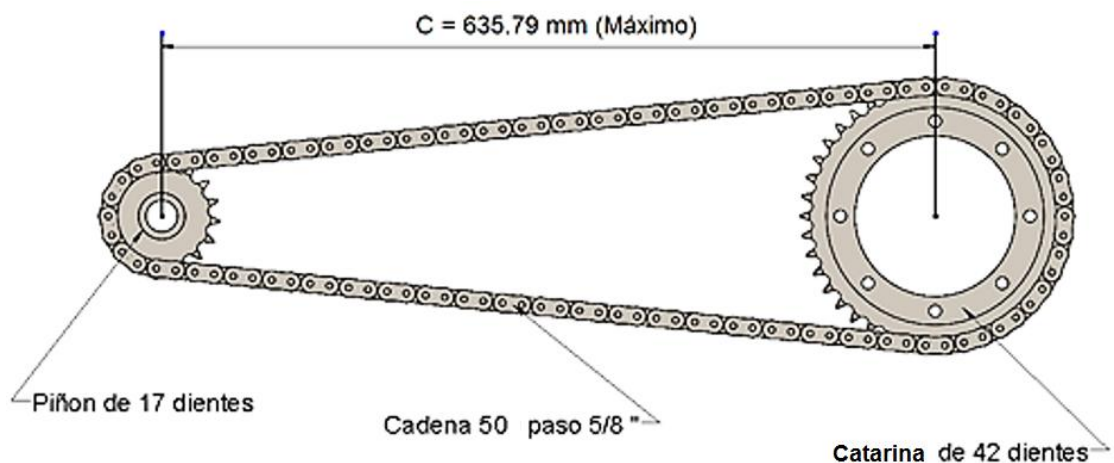


Figura 50 Boceto del impulsor de cadena para la transmisión

3.3.2. Selección de los componentes del sistema de transmisión

a. Selección del diferencial

El diferencial es un elemento muy importante en el momento de transmitir la potencia a las ruedas traseras, es necesario tomar muy en cuenta que este debe ser muy compacto debido al limitado espacio en la parte trasera del prototipo tomando en cuenta este parámetro se tiene opciones para la selección de un diferencial adecuado.

a1. Matriz de selección

Esta herramienta es muy importante al momento de elegir una buena alternativa, utiliza criterios para la selección de varias opciones usando una ponderación de acuerdo a la importancia de cada elemento. La aplicación del “Método Pugh” se describe en cuatro pasos aplicados sobre los criterios que considere el diseñador. Los pasos para aplicar este método son los siguientes:

1. Se asigna un valor puntual a cada Criterio de Diseño, considerando la importancia que tenga sobre los demás parámetros. La escala seleccionada está comprendida entre dos valores, y representa el grado de importancia.
2. Las alternativas de diseño se evalúan con respecto a cada uno de los criterios, asignándose mayor cantidad de valores positivos, hasta un máximo de tres 3, a aquellos que presenten características favorables, los valores negativos, hasta un máximo de tres -3, se asignan a aquellos diseños poco aceptables y cero a aquellos que se consideren como neutros.
3. Luego de evaluar cada alternativa, se realiza la sumatoria de los valores positivos, negativos y neutros que fueron asignados a cada alternativa, previamente multiplicados por el factor de importancia del criterio.
4. Una vez realizada la sumatoria, se selecciona la alternativa que presente el mayor resultado positivo (Mora & Yañez, 2008).

Los criterios de selección son los siguientes:

- **Costo:** Depende del presupuesto disponible para el proyecto.

- **Peso:** Se debe tomar en cuenta que este elemento no exceda para que el vehículo tenga un buen comportamiento aerodinámico.
- **Confiabilidad:** Se trata de que garantice al momento del funcionamiento este tenga una alta eficiencia y seguridad para que no se tenga algún riesgo físico durante el funcionamiento del mismo.
- **Durabilidad:** Se relaciona con que el elemento tenga un buen tiempo de vida útil durante su funcionamiento.
- **Fiabilidad:** Se refiere a que el componente cumplan su función bajo ciertas condiciones durante un tiempo determinado.
- **Mantenimiento:** Se considera a la facilidad y rapidez de ejecutar las acciones de mantenimiento preventivo o correctivo de cualquier componente del sistema transmisión.

Estos criterios deben tener una ponderación tomando una rango de 1 a 6 de acuerdo a la importancia que tiene el elemento en el proyecto.

Tabla 7

Ponderación de criterios de selección para el diferencial

Criterio de Selección	Ponderación
Costo	4
Peso	5
Confiabilidad	5
Durabilidad	6
Fiabilidad	5
Mantenimiento	4

Fuente: (Mora & Yañez, 2008)

La tabla 7 muestra los criterios para la selección del diferencial en base a la ponderación de cada uno empezando por el costo se elige un valor de 4 ya que depende mucho de la disponibilidad en el mercado nacional automotor, el peso del componente es muy importante debido a que este tiene mucho que ver en la distribución de pesos del vehículo, la confiabilidad también tiene un valor alto ya que este garantiza su funcionamiento sin problema alguno

La durabilidad tiene el valor máximo porque este criterio dice que el elemento tenga una gran vida útil en el transcurso de funcionamiento del proyecto, la fiabilidad tiene un valor de 5 tomando en cuenta el funcionamiento adecuado durante cambios repentinos, y el mantenimiento tiene un valor un

poco más bajo por motivo que este no solicite al servicio, es decir, a un tiempo determinado.

De acuerdo a los criterios ya dichos, la tabla 8 muestra el modelo de la matriz de selección Pugh que consta con los criterios de selección con los valores propuestos en la tabla 7 siendo esta una herramienta para la selección adecuada del tipo de diferencial a utilizarse en el sistema de transmisión del prototipo.

Tabla 8

Matriz de selección del diferencial

CRITERIO DE SELECCIÓN	VALOR	Diferencial Abierto	Diferencial Autoblocante
Costo	4	2	-1
Peso	5	2	2
Confiabilidad	5	1	2
Durabilidad	6	1	2
Fiabilidad	5	1	2
Mantenimiento	4	2	-1
$\sum + =$		42	42
$\sum 0 =$		0	0
$\sum - =$		0	8
Resultados=$(\sum +)-(\sum -)$		42	34

Fuente: (Mora & Yañez, 2008)

La tabla 8 indica que el diferencial más adecuado para el proyecto es el de tipo abierto aunque el diferencial autoblocante sería también una buena opción. Para el proyecto se va a utilizar un diferencial del tipo abierto generalmente estos lo utilizan los vehículos con tracción delantera los cuales tienen el Suzuki Swift (Forza 1 y 2), Chevrolet Forza 1300, Chevrolet Swift 1600 con estas referencias podemos optar por esta opción para la tesis ya que el motor utilizado tiene similares características con el mencionado Suzuki Forza.

b. Cálculos para la selección de rodamientos

Los rodamientos son los elementos capaces de soportar cargas pueden ser radiales, axiales o ambas, existe una gran variedad de estos elementos pueden ser de bolas, o de rodillos generalmente estos dos se derivan una

gran cantidad de tipos que se encuentran en el mercado pero en definitiva estos son los más utilizados en la industria automotriz.

Para la selección de los rodamientos para el diferencial se debe realizar los siguientes cálculos partiendo del torque que llega a la catarina la cual va a estar unido al diferencial. Para calcular el torque que llega al piñón se debe empezar por el torque que genera el motor en su relación de desmultiplicación más alto el cual se encuentra en la siguiente tabla:

Tabla 9

Relaciones de desmultiplicación de la caja de cambios de la Honda CBR 1000 f

Número de marchas	Relación de desmultiplicación
i_1	2,75
i_2	2,07
i_3	1,65
i_4	1,37
i_5	1,17
i_6	1,04

Fuente: (HONDA, 1992)

La relación de desmultiplicación más alta se da en primera y se obtiene además el mayor torque que sale del motor.

Entonces,

$$T_{\text{piñón}} = T \times i_1 \quad (3. 21)$$

Donde,

$T_{\text{piñón}}$ = Torque que llega al piñón en [N · m].

T = Torque del motor en [N·m].

i_1 = relación de transmisión en primera.

Según la Tabla 4 la potencia máxima que aporta el motor es 132 HP a 9500 rpm con un torque de 104 Nm a 8500 rpm, pero se debe tomar en cuenta la eficiencia del motor que no es el 100%, para motores gasolina la eficiencia se encuentra entre 72 a 83% a la salida de la caja a esto también se debe restarle las perdidas por la transmisión es decir por la cadena que es de un 5%.

Utilizando una eficiencia mecánica del 75% y la pérdida por la cadena de transmisión del 5% se tiene una potencia de 92,4HP a 9500 rpm y un torque de 72,8Nm a 8500 rpm. Con estos valores se calcula el torque que llega a la catarina en conjunto con el diferencial.

$$T_{\text{piñón}} = 72,8 \text{ Nm} \times 2,75 = 200,2 \text{ Nm}$$

Con la relación final de 2,47 se calcula el torque que llega a la catarina.

$$T_{\text{catarina}} = T_{\text{piñón}} \times \text{Relación} \quad (3.22)$$

$$T_{\text{catarina}} = 200,2 \text{ Nm} \times 2,47 = 494,5 \text{ Nm}$$

Según (Mott R. , 2006) las fuerzas que se generan en un sistema de transmisión por cadena se muestran a continuación en la (Figura 51).

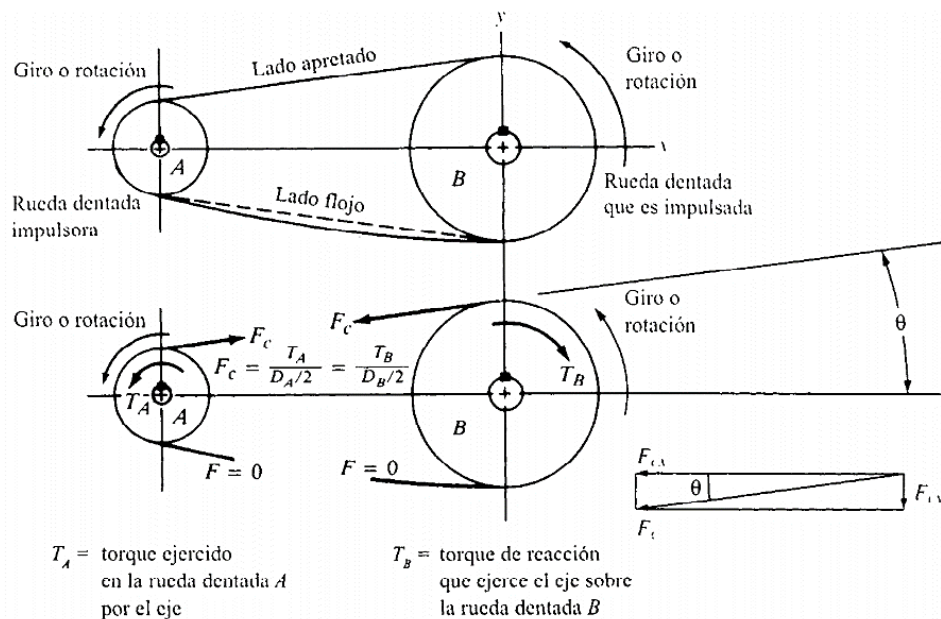


Figura 51 Fuerzas en ruedas dentadas de cadena

Fuente: (Mott R. , 2006)

Entonces la fuerza F_c se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$F_c = \frac{T_{\text{catarina}}}{\frac{d_{\text{catarina}}}{2}} \quad (3.23)$$

$$F_c = \frac{494,5Nm}{\frac{0,2123 m}{2}} = 4658,5N$$

Para calcular las componentes de F_c (Fuerza en la cadena) (Figura 52) se utiliza el ángulo de la cadena.

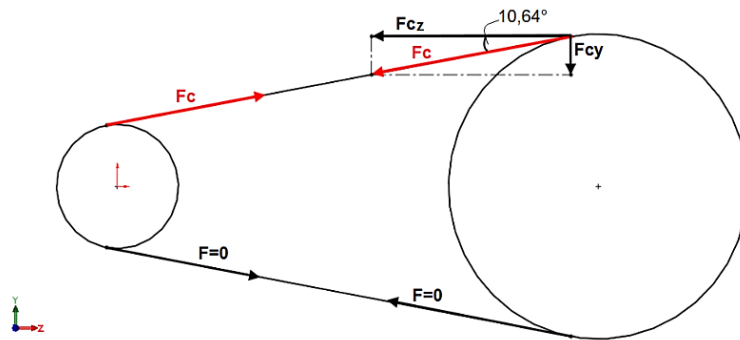


Figura 52 Descomposición de la F_c en la cadena

Entonces,

$$F_{cz} = F_c \cdot \cos\theta = 4658,5N \cdot \cos(10,64^\circ) = 4578,4N$$

$$F_{cy} = F_c \cdot \sen\theta = 4658,5N \cdot \sen(10,64^\circ) = 860,1N$$

Con estas fuerzas encontradas se realiza el siguiente diagrama de cuerpo libre para conocer los puntos donde se colocarán los rodamientos.

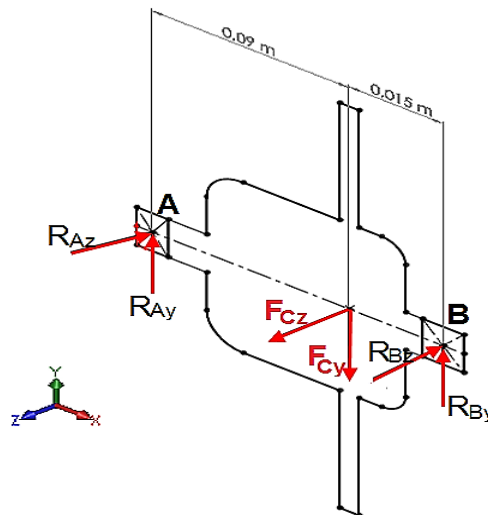


Figura 53 Diagrama de cuerpo libre de los apoyos del diferencial

Para la selección de los rodamientos en los puntos A y B (Figura 53) se debe calcular las reacciones en dichos puntos. Entonces utilizando sumatoria de fuerzas y momentos se encuentra las reacciones.

$$\Sigma F_z = 0 \quad (3.24)$$

$$-R_{Az} - R_{Bz} + F_{Cz} = 0$$

$$-R_{Az} - R_{Bz} + 4578,4 = 0$$

$$-R_{Az} - R_{Bz} + 4578,4 = 0 \quad [1]$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad (3.25)$$

$$R_{Ay} + R_{By} - F_{Cy} = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - 860,1 = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} - 860,1 = 0 \quad [2]$$

$$\Sigma M_{Ay} = 0 \quad (3.26)$$

$$-0,09F_{Cz} + 0,105R_{Bz} = 0$$

$$-412,1 + 0,105R_{Bz} = 0$$

$$R_{Bz} = 3924,8 \text{ N}$$

$$\Sigma M_{Az} = 0 \quad (3.27)$$

$$-0,09F_{Cy} + 0,105R_{By} = 0$$

$$-77,4 + 0,105R_{By} = 0$$

$$R_{By} = 737,1 \text{ N}$$

Despejando R_{Az} de la ecuación [1] el valor encontrado de R_{Bz} se tiene:

$$R_{Az} = 4578,4 - R_{Bz} = 4578,4 - 3924,8$$

$$R_{Az} = 653,6 \text{ N}$$

Sustituyendo R_{By} en la ecuación [2] se encuentra R_{Ay} .

$$R_{Ay} = 860,1 - R_{By} = 860,1 - 737,1$$

$$R_{Ay} = 123 \text{ N}$$

Conociendo los componentes de cada reacción se va a encontrar su magnitud aplicando pitágoras.

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{123^2 + 653,6^2}$$

$$R_A = 665,1 N$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{737,1^2 + 3924,8^2}$$

$$R_B = 3993,4 N$$

Para seleccionar un rodamiento adecuado se debe encontrar la carga dinámica básica y es la que se encuentra en los catálogos de las distintas marcas, se inicia encontrando la vida útil del rodamiento con la ecuación:

$$L_d = (h)(rpm) \left(60 \frac{\text{min}}{h} \right) \quad (3.28)$$

Donde,

h = Es la vida útil de diseño en horas utilizar la tabla 10.

rpm = Revoluciones por minuto a la que se encuentra girando el diferencial en el caso es a 1398,6 rpm.

Tabla 10

Vida útil de diseño recomendada para rodamientos

Usos	Vida útil de diseño L10,h
Aparatos domésticos	1000-2000
Motores para aviones	1000-4000
Automotriz	1500-5000
Equipo agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriales, engranes de uso múltiple.	8000-15000
Motores eléctricos, ventiladores industriales con tolva, máquinas industriales en general.	20 000-30 000
Bombas y compresoras.	40 000-60 000
Equipo crítico en operación continua las 24 horas.	100 000-200 000

Fuente: (Mott R. , 2006)

Utilizando un valor promedio de la vida útil de diseño en usos automotrices se tiene una vida útil de:

$$L_d = (3250 h) \left(1398,6 \frac{rev}{min} \right) \left(60 \frac{min}{h} \right) = 272,727 \times 10^6 rev$$

Entonces la capacidad de carga dinámica básica se calcula con la siguiente expresión:

$$C = P_d \left(\frac{L_d}{10^6 rev} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (3. 29)$$

Donde,

P_d = Carga radial del rodamiento.

L_d = Vida útil de diseño.

k = Constante, donde $k=3$ (rodamiento de bolas) y $k=3,33$ (Rodamientos de rodillos).

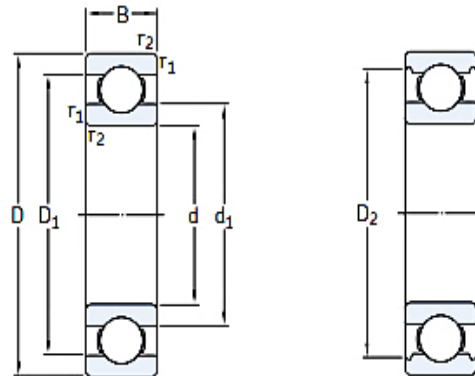
Se debe calcular para los dos puntos en donde se encontrarán los rodamientos, es decir, con las dos reacciones encontradas. Utilizando la constante para rodamientos de bolas se calcula la capacidad de carga dinámica.

$$C_{Punto A} = 665,1 N \left(\frac{272,727 \times 10^6 rev}{10^6 rev} \right)^{\frac{1}{3}} = 4313,17 N \text{ ó } 4,31 kN$$

$$C_{Punto B} = 3993,4 N \left(\frac{272,727 \times 10^6 rev}{10^6 rev} \right)^{\frac{1}{3}} = 25897,16 N \text{ ó } 25,9 kN$$

Con las capacidades de cargas dinámicas y con la ayuda del catálogo perteneciente a la marca mundialmente reconocida como es la SKF el cual provee rodamientos de gran calidad y de una larga vida útil (Figura 54) se selecciona los rodamientos adecuados tomando en cuenta el diámetro donde estos elementos irán montados, el diferencial tiene ejes de apoyo de 35 mm de diámetro.

Rodamientos rígidos de una hilera de bolas d 25 – 35 mm



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga P_u	Velocidades		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C_0		Velocidad de referencia	Velocidad límite		
mm			kN		kN	rpm		kg	-
30	42	7	4,49	2,9	0,146	32 000	20 000	0,027	61806
	47	9	7,28	4,55	0,212	30 000	19 000	0,051	61906
	55	9	11,9	7,35	0,31	28 000	17 000	0,085	* 16006
	55	13	13,8	8,3	0,355	28 000	17 000	0,12	* 6006
	62	10	15,9	10,2	0,44	22 000	14 000	0,12	98206
	62	16	20,3	11,2	0,48	24 000	15 000	0,20	* 6206
	62	16	23,4	12,9	0,54	24 000	15 000	0,19	6206 ETN9
	72	19	29,6	16	0,67	20 000	13 000	0,35	* 6306
	72	19	32,5	17,3	0,74	22 000	14 000	0,33	6306 ETN9
	90	23	43,6	23,6	1,00	18 000	11 000	0,74	6406
35	47	7	4,75	3,2	0,17	28 000	18 000	0,030	61807
	55	10	9,56	6,8	0,29	26 000	16 000	0,080	61907
	62	9	13	8,15	0,38	24 000	15 000	0,11	* 16007
	62	14	16,8	10,2	0,44	24 000	15 000	0,16	* 6007
	72	17	27	15,3	0,66	20 000	13 000	0,29	* 6207
	72	17	31,2	17,6	0,75	20 000	13 000	0,27	6207 ETN9
	80	21	35,1	19	0,82	19 000	12 000	0,46	* 6307
	100	25	55,3	31	1,29	16 000	10 000	0,95	6407

Figura 54 Catálogo de selección de rodamientos

Fuente: (SKF, 2006)

Con el catálogo de rodamientos SKF, el tipo de rodamientos adecuados para el diferencial son los del tipo rígido de una hilera de la serie 6007 y 6207 ya que estos satisfacen las condiciones de diseño estos se observa en la (Figura 55) tienen tapas laterales estos sirven para que la grasa lubricante no fugue en el momento que se encuentre en funcionamiento.

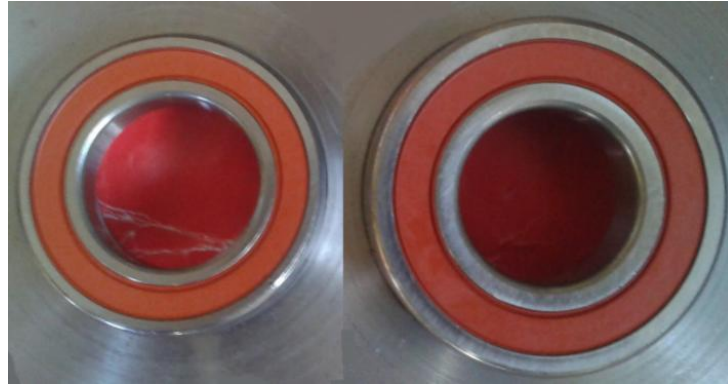


Figura 55 Rodamientos seleccionados con tapas laterales

c. Selección de los palieres de transmisión

Para la selección apropiada de los palieres de transmisión se basa en los cálculos para el diseño de semiejes de transmisión de (Alvarado, 2012) se debe conocer cuál es el diámetro mínimo de los ejes de los palieres a utilizarse en el sistema de transmisión para esto se debe conocer parámetros como son los momentos o torques del mecanismo de transmisión por cadena contando con los datos proporcionados por el motor se conoce el torque que sale del piñón el cual se dirige a la catarina por medio de la cadena este a su vez se divide en los semiejes de transmisión a los neumáticos como se muestra en la (Figura 56).

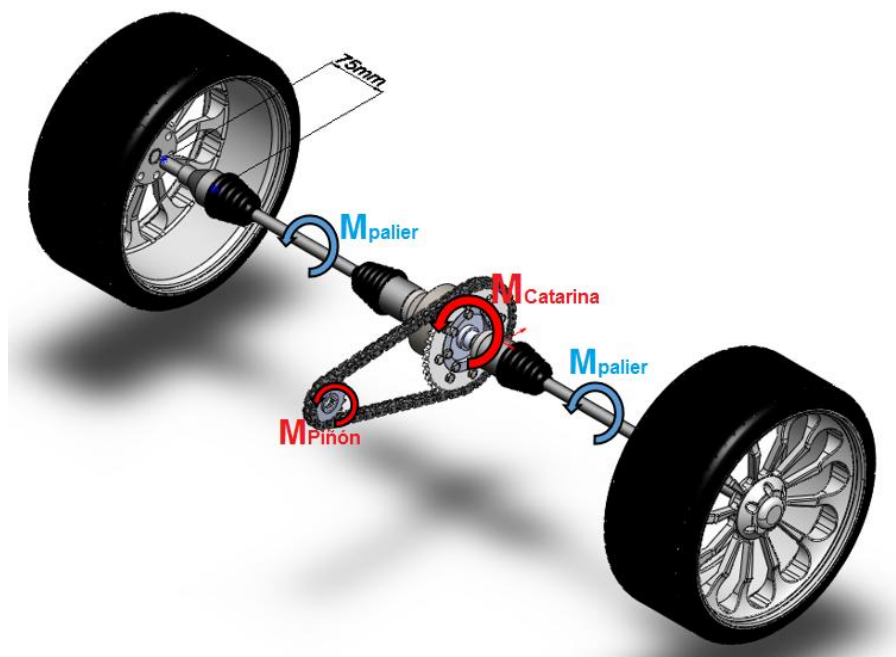


Figura 56 Torques que se generan en el sistema de transmisión

De acuerdo a la (Figura 56) esta muestra cómo se encuentran distribuidos los momentos o torques en el sistema de transmisión, además de la distancia la cual empieza el palier internamente de la junta homocinética. Un parámetro importante para el cálculo es de encontrar el radio del neumático a utilizarse en el proyecto y esta se calcula de la siguiente manera.

c1. Radio dinámico del neumático.

El radio dinámico del vehículo que se conoce como la distancia del centro de la rueda al plano del suelo, pero con el vehículo en marcha, en la (Figura 57) se puede observar las medidas de un neumático.

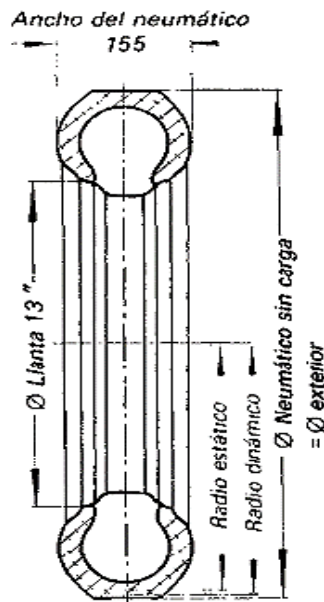


Figura 57 Medidas de un neumático

Fuente: (Kindler & Kynast, 1984)

Los neumáticos del prototipo tiene la siguiente información 175/50 R13 72 V, con estos datos se conocerá el radio del neumático sin carga utilizando la referencia de la (Figura 58).

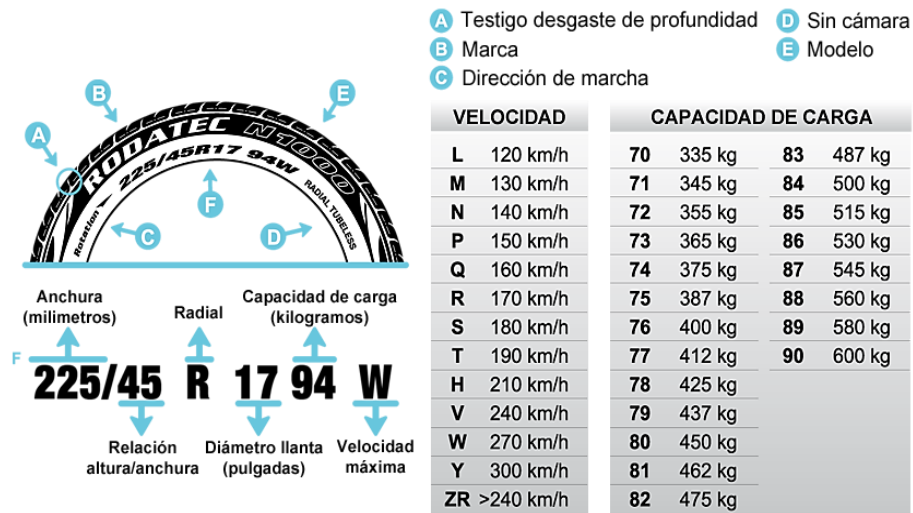


Figura 58 Información de un neumático

Fuente: (RODATEC, 2012)

Entonces.

175=Anchura del neumático en mm.

50=Relación altura /anchura

13=Diámetro de la llanta o rin en pulgadas

72= Capacidad de carga (355 kg).

V= Velocidad máxima (240 km/h).

Para conocer el radio del neumático sin carga se utiliza la ecuación 3.30.

$$r_{\text{sin carga}} = \frac{\frac{\text{Relación} \frac{\text{altura}}{\text{anchura}} \times \text{Anchura}}{50} + (\text{Diámetro del rin} \times 25,4)}{2} \quad (3.30)$$

$$r_{\text{sin carga}} = \frac{\frac{50 \times 175}{50} + (13 \times 25,4)}{2} = 252,6 \text{ mm}$$

Según (Reza, 2008) el radio dinámico de neumáticos radiales se calcula aproximadamente con la ecuación 3.31.

$$r_{\text{din}} \approx 0,98 r_{\text{sin carga}} \quad (3.31)$$

$$r_{\text{din}} \approx 0,98 \times 252,6 \text{ mm} \approx 247,5 \text{ mm}$$

c1. Cálculo de semiejes de transmisión o palieres.

El torque que sale del motor sufre modificaciones debido a las reducciones de desmultiplicaciones de la caja de cambios, este cambio que sale al piñón es transmitido a la catarina por medio de la cadena este torque se puede encontrar por medio de la ecuación 3.32.

$$M_{Catarina} = T \cdot i_{t(1)} \quad (3.32)$$

Donde,

T = Torque del motor en HP.

$i_{t(1)}$ = Relación de transmisión total en primera marcha.

La relación de transmisión total es el producto entre la relación catarina y piñón con la relación de desmultiplicación de la primera marcha, se utiliza la relación en primera debido a que con esta se obtiene el torque máximo del motor.

$$i_{t(1)} = Relación \cdot i_1$$

$$i_{t(1)} = 2,47 \cdot 2,75 = 6,79$$

$$M_{Catarina} = 72,8 Nm \cdot 6,79 = 494,31 Nm$$

El torque que sale de la catarina se divide a los palieres obteniendo un valor de:

$$M_{Palier} = \frac{M_{Catarina}}{2}$$

$$M_{Palier} = \frac{494,31 Nm}{2} = 247,16 Nm$$

Como el palier es solidario al neumático el Momento torsor del palier genera dos fuerzas (Figura 59) de las cuales la fuerza S es aplicada al terreno justo en el punto de apoyo y la otra en la mitad del neumático, estas fuerzas en conjunto con la fuerza P el cual es el peso del neumático forman la fuerza F que es la que se genera en el neumático.

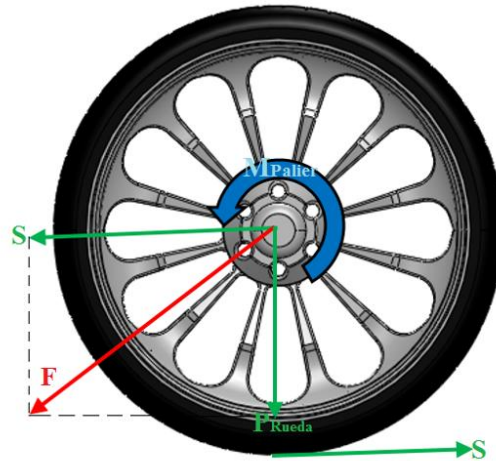


Figura 59 Fuerzas del neumático producidas por el torque del palier

Las fuerzas del neumático se obtienen mediante las ecuaciones siguientes:

$$M_{Palier} = S \cdot r_{din} \quad (3. 33)$$

$$S = \frac{M_{Palier}}{r_{din}} = \frac{247,16 \text{ Nm}}{0,2475 \text{ m}} = 998,63 \text{ N}$$

$$P_{Rueda} = \frac{P_{vehículo}}{4} = \frac{3920 \text{ N}}{4} = 980 \text{ N}$$

$$F = \sqrt{S^2 + P_{Rueda}^2}$$

$$F = \sqrt{(998,63 \text{ N})^2 + (980 \text{ N})^2} = 1399,16 \text{ N}$$

La fuerza encontrada transmite al semieje un momento flector este se encuentra a una distancia $b = 75 \text{ mm}$ (Figura 59) que es máximo en relación al que se encuentra fijado a la manzana del neumático.

$$M_{f(Palier)} = F \cdot b \quad (3. 34)$$

$$M_{f(Palier)} = 1399,16 \text{ N} \cdot 0,075 \text{ m} = 104,94 \text{ Nm}$$

El palier se encuentra estresado por un momento de torsión y un momento flector actuando en planos perpendiculares. En consecuencia el diámetro del palier debe ser calculado al esfuerzo resultante. Se necesita conocer el momento de flexión ideal, el cual relaciona el momento de flexión ideal del palier y el momento en el palier, como en la ecuación 3.35.

$$M_{fi} = 0,35M_{f(Palier)} + 0,25\sqrt{(M_{f(Palier)})^2 + (M_{Palier})^2} \quad (3.35)$$

$$M_{fi} = 0,35 \cdot 104,94 \text{ Nm} + 0,25\sqrt{(104,94 \text{ Nm})^2 + (247,16 \text{ Nm})^2}$$

$$M_{fi} = 103,86 \text{ Nm}$$

Partiendo de la ecuación de la estabilidad de la flexión se obtiene el diámetro del palier a calcularse.

$$\sigma_{fi} = \frac{M_{fi} \cdot y}{J} = \frac{M_{fi} \cdot \frac{d}{2}}{\pi \cdot \frac{d^4}{64}} = \frac{32M_{fi}}{\pi d^3} \approx \frac{10M_{fi}}{d^3} \approx k \quad (3.36)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{10 M_{fi}}{k}}$$

Donde,

k = carga de seguridad (ver tabla 11).

Tabla 11

Cargas de rotura y seguridad para diferentes materiales, en kg/mm^2

Materiales	Carga de rotura		Carga en el límite de elasticidad	Carga de seguridad	
	Tracción	Compresión		Maquinaria	Construcción
Hierro	30-36	28-38	16-20	4-6	8-10
Acero dulce	40-60	≤80	25-35	7-11	8-10
Acero duro	60-80	≤80	30-48	8-12	18-24
Acero templado	48-140	≤80	35-90	-	-
Alambre de hierro	45-60	-	24-30	7-9	14-18
Alambre de acero	75-120	-	40-50	9-16	24-30
Fundición de hierro	10-15	66-100	T-6,C-15	T-1.5.C-5	T-7,C-2
Cobre laminado	20-25	40-50	T-10	3-5	-
Cobre en hilo	40-60	-	T-13	4-6	-
Aluminio	10-25	-	-	-	-

Fuente: (Roldán.José, 2013)

Los semiejes de transmisión son fabricados de materiales de acero dulce por lo cual se elige una carga de seguridad de 11 kg/mm^2 este valor se necesita expresarlo en unidades de N/m^2 entonces:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10(103,86 \text{ Nm})}{(1,078431 \times 10^8) \frac{\text{N}}{\text{m}^2}}} = 0,02127 \text{ m}$$

El diámetro mínimo que se puede utilizar en el vehículo es de 21,27 mm y por lo tanto se utilizará palieres del Suzuki Forza 2 (Swift) debido a que posee un diámetro de 23 mm, además de que las juntas homocinéticas se acoplan fácilmente al diferencial del mismo vehículo, finalizando que estos componentes satisfacen con los cálculos realizados, las dimensiones de estos elementos se encuentran establecidas en el (ANEXO E).

3.3.3. Diseño del sistema de transmisión para el prototipo

Conociendo los elementos a utilizarse como son el sistema de propulsión o motor, el conjunto cadena catarina y piñón, el diferencial, los palieres, es necesario que estos elementos se encuentren fijos y cumplan su función, el sistema de transmisión del prototipo va a encontrarse de la siguiente manera como se muestra en la (Figura 60).

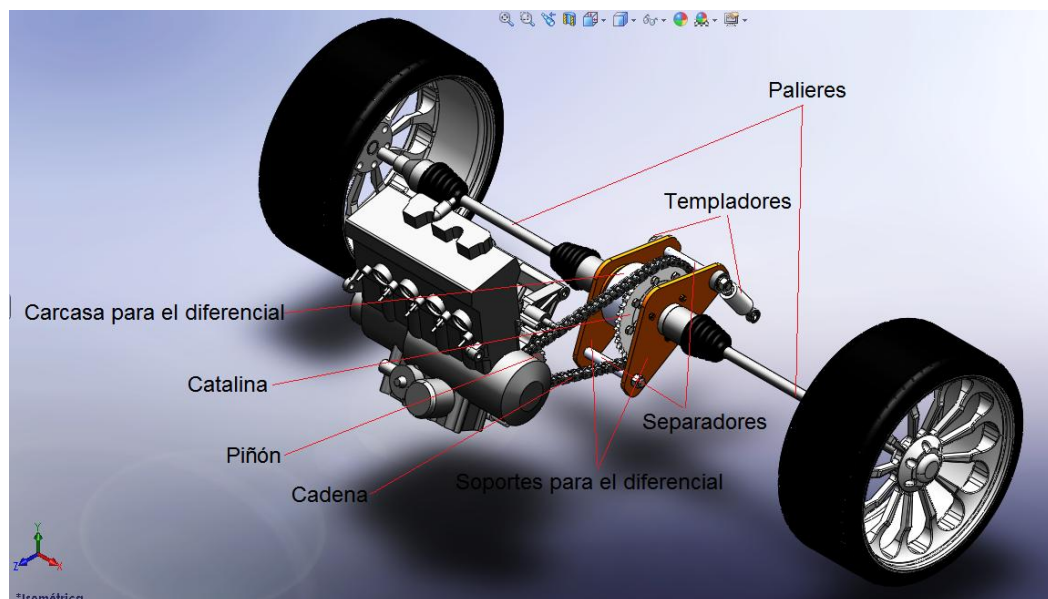


Figura 60 Diseño del sistema de transmisión para el prototipo

a. Componentes del soporte para el diferencial.

El diferencial debe ser sujetado al bastidor del prototipo por lo los elementos que sujetan al diferencial para que este transmita la potencia por medio de la cadena son los siguientes elementos:

Tabla 12

Componentes del soporte del diferencial

Componentes	Función	Imagen
Carcasa del diferencial	Este elemento es el que va a evitar que se fugue el lubricante o aditamento que se coloque a los planetarios del diferencial	
Soportes para el diferencial	Son los que van a contener el diferencial este elemento tiene la forma de un triángulo el cual a los extremos de sus puntas van a fijarse al bastidor y a los templadores	
Soporte de brida	Son las que van montadas sobre los separadores los cuales van a contener los rodamientos del diferencial.	
Junta para diferencial con la catarina	Este elemento es el encargado de unir al diferencial con la catarina.	
Templadores	Son los encargados de tensionar la cadena con el conjunto diferencial consta de dos rod ends o rótulas a los extremos.	

b. Análisis de esfuerzos en el soporte del diferencial

Para conocer que los elementos soportan las cargas se realizó una simulación en el programa de diseño o un software CAE siendo este una gran ayuda en el momento de realizar diseños mecánicos. Uno de los elementos a analizar es el conjunto del soporte para el diferencial, este es una estructura que debe permanecer fija al bastidor el mismo que va a soportar el torque del motor que llega a la catarina y este esté a su vez se divide a los puntos de apoyo del diferencial hacia los palieres.

b1. Selección del material

Casi todos los aceros estructurales se designan por medio de números ASTM que estableció la American Society for Testing and Materials (Asociación Estadounidense para Pruebas y Materiales).

Muchos de los grados de acero estructural con mayor resistencia se emplean para la construcción, para vehículos y para máquinas. Tienen puntos de fluencia en el intervalo de 42000 a 100 000 psi (290 a 700 MPa). Algunos de esos grados, que se llaman aceros de alta resistencia y baja aleación, son ASTM A242, A440, A5 14 y A 588 (Mott R. , 2006).

Entre los aceros de bajo carbono, el 1018 es el más versátil por sus características; análisis controlado, mejores propiedades mecánicas que otros aceros del mismo tipo por su alto contenido de manganeso, buena soldabilidad, buena maquinabilidad. Cuando se requiere una superficie muy dura pero un centro tenaz, este acero cementado cumple perfectamente. Estirado en frío mejora sus valores de resistencia mecánica y su maquinabilidad, haciéndose muy popular para un sin número de aplicaciones.

Se utiliza en la fabricación de partes para maquinaria; automotriz, línea blanca, equipo de proceso, etc.; que no estén sujetas a grandes esfuerzos. Por su ductilidad es ideal para procesos de transformación en frío como doblar, estampar, recalcar, etc. Sus usos típicos son flechas, tornillos, pernos, sujetadores, etc., ya cementado en engranes, piñones, etc. (Raygoza, s.f.).

Tabla 13

Propiedades de los aceros estructurales

Designación del material (Número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión		Resistencia a la fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
		(ksi)	(Mpa)	(ksi)	(Mpa)	
A36	t ≤ 8 pulg.	58	400	36	250	21
A242	t ≤ 3/4 pulg.	70	480	50	345	21
A242	t ≤ 1 1/2 pulg.	67	460	46	315	21
A242	t ≤ 4 pulg.	63	435	42	290	21
A500	Redondo, grado A	45	310	33	228	21
	Redondo, grado B	58	400	42	290	23
	Redondo, grado C	62	427	46	317	21
	Otra forma grado A	45	310	39	269	25
	Otra forma grado B	58	400	46	317	23
	Otra forma grado C	62	427	50	345	21
A501	Tubo estructural formado en caliente, redondo o de otras formas	58	400	36	250	23
A514	Templado y revenido, t ≤ 2 1/2 pulg.	110-130	760-889	100	690	18%
A572	42, t ≤ 6 pulg.	60	415	42	290	24
A572	50, t ≤ 4 pulg.	65	450	50	345	21
A572	60, t ≤ 1 1/4 pulg.	75	520	60	415	18
A572	65, t ≤ 1 1/4 pulg.	80	550	65	450	17
A588	t ≤ 4 pulg.	70	485	50	345	21
A992	Perfiles W	65	450	50	345	21

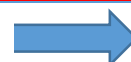
Fuente: (Mott R. , 2006)

Tabla 14

Propiedades de los aceros de bajo contenido de carbono

Designación del material (Número AISI)	Tipo de proceso y acabado	Resistencia a la tensión		Resistencia a la fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)	Aplicaciones
		(ksi)	(Mpa)	(ksi)	(Mpa)		
1018	Estirado en frío	64	440	54	370	15	Se utiliza en la fabricación de partes para maquinaria; automotriz, etc.; que no estén sujetas a grandes esfuerzos. Sus usos típicos son flechas,

CONTINÚA



							tornillos, pernos, sujetadores, etc.
1045	Estirado en frío	91	630	77	530	12	Por sus características de temple, se tiene una amplia gama de aplicaciones automotrices y de maquinaria en general, en la elaboración de piezas como ejes y semiejes, cigüeñales, etc.
1060	Estirado en frío	90	620	70	480	10	Se emplea en la fabricación de herramientas que requieren una gran tenacidad, como picos, martillos, discos de embrague y ejes de transmisión, entre otros.
4140	Estirado en frío	102	703	90	620	18	Se emplea en cigüeñales, engranes, ejes, mesas rotatorias, válvulas y ruedas dentadas.
4340	Templado y revenido	173	1200	163	1124	16	Se utiliza en la fabricación de tornillería de alta resistencia, levas de mando, discos para frenos y ejes para camiones, entre otros.
8620	Estirado en frío	102	703	85	586	22	Se utiliza en la fabricación de engranes, piñones, árboles de levas, moldes para la industria del plástico, mordazas, coronas y satélites, entre otros.

Fuente: (Raygoza, s.f.)

Una vez analizado los materiales existentes en el mercado ecuatoriano y los parámetros a los que van a estar sometidas las piezas se ha decidido seleccionar los aceros estructurales de la Tabla 13 y el acero de bajo contenido de carbono de la Tabla 14.

Una vez seleccionado los materiales se procede a la fase de simulación en el software CAE.

Se empieza utilizando el Static Structural (Estructura Estática) este tipo de selección ayuda a simular elementos de forma estática es decir sin movimiento, como se puede observar en la (Figura 61) se tiene varios parámetros que hay que ir realizando como es la selección del material para esto se da doble click en Engineering Data.

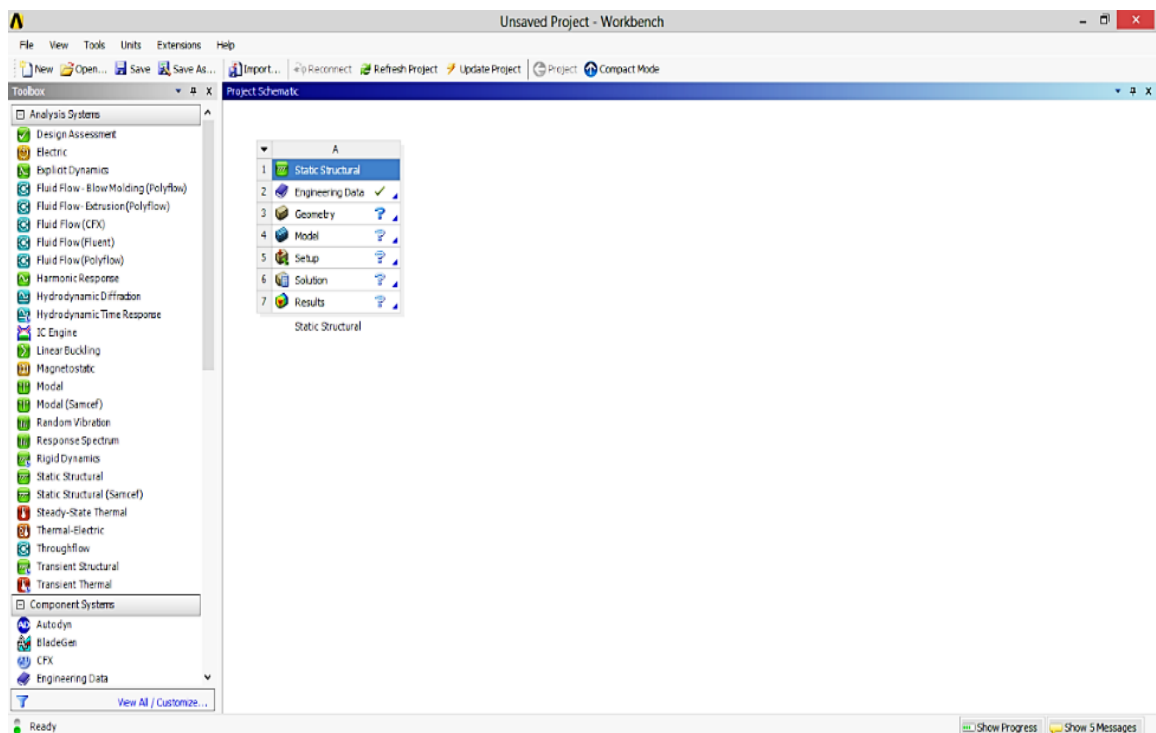


Figura 61 Selección del tipo de análisis a realizarse en el software CAE

Para la simulación de los componentes que se encuentran sometidos a cargas se asigna los materiales elegidos anteriormente como son:

- Acero ASTM A 36 $S_y = 248$ MPa.
- Acero AISI 1018 $S_y = 370$ MPa.
- Acero ASTM A 500 $S_y = 317$ MPa.

Estos materiales no se encuentran grabados en la librería del software CAE, se debe crear utilizando valores propios de cada material como son la densidad, coeficiente de expansión térmica, elasticidad isotrópica, resistencia a la tracción, resistencia ultima a la tracción, etc. Estos valores se puede encontrar en la página MatWeb es una web que proporciona información de cualquier tipo de material de forma gratuita, a continuación en la (Figura 62) se observa los materiales que se necesita para la simulación.

The screenshot displays the SolidWorks Workbench interface with several panels open. The 'Engineering Data Sources' panel shows a list of material sources including Thermal Materials, Fluid Materials, and various standards like ASTM A 36, ASTM A 500, and AISI 52100. The 'Outline of AISI 1018' panel shows the material's properties, including Density (7870 kg m⁻³), Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion, Isotropic Elasticity, Tensile Yield Strength (3.1E+08 Pa), Tensile Ultimate Strength (3.8E+08 Pa), Isotropic Thermal Conductivity (51.9 W m⁻¹ C⁻¹), Specific Heat (486 J kg⁻¹ C⁻¹), and Isotropic Resistivity (1.39E-07 ohm m). The 'Table of Properties Row 2: Density' panel shows a table with two rows: Row 1: Temperature (C), Density (kg m⁻³); Row 2: 7870. The 'Chart of Properties Row 2: Density' panel shows a graph of Density (kg m⁻³) vs Temperature (C) with a horizontal line at 7870 kg m⁻³.

Figura 62 Bibliotecas para la selección de materiales

Una vez seleccionado los materiales se carga el archivo hecho en solidworks como se va analizar el conjunto del soporte para el diferencial entonces es necesario haber guardado el ensamble con extensiones .STEP para cargarlo en el software CAE, al momento de tener cargado el conjunto se debe cambiar el material que por defecto asigna el software como es acero estructural.

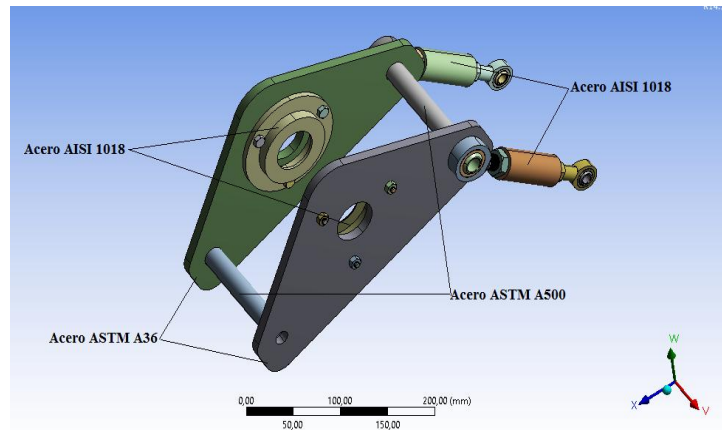


Figura 63 Asignación de materiales al soporte para el diferencial

b2. Mallado.

Según (Arrue, 2011) existen dos formas de mallado el mallado automático que considera la geometría y topología del modelo mediante algoritmos y el mallado manual donde el usuario puede mallar de manera más fina o más delgada dependiendo los lugares que se los requiera. La relación Largo/Ancho de los elementos debes ser lo más cercano a 1 (se acepta valores menores que 3). Los elementos no deben presentar ángulos muy agudos o muy obtusos (la desviación no mayor a 30° del ángulo óptimo).

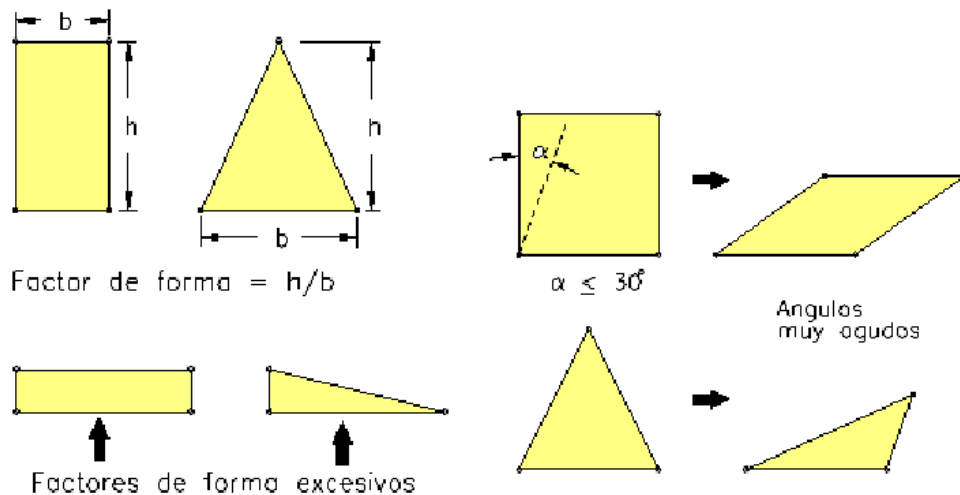


Figura 64 Relaciones h/b y ángulos recomendados para el mallado

Fuente: (Arrue, 2011)

Un análisis de tensiones requiere una malla más fina que una de desplazamientos. Preferir elementos cuadrados y hexaedros por sobre los triangulares y tetraedros.

- Esto es una regla general para todos los sólidos.
- Con excepciones para los elementos placa con problemas de flexión pura y de la elasticidad no lineal.

La (Figura 65) representa la calidad del mallado del elemento a ser analizado esta cuenta con 11136 elementos con una calidad máxima de 0,95 los cuales que cubren la mayor parte del componente para el análisis.

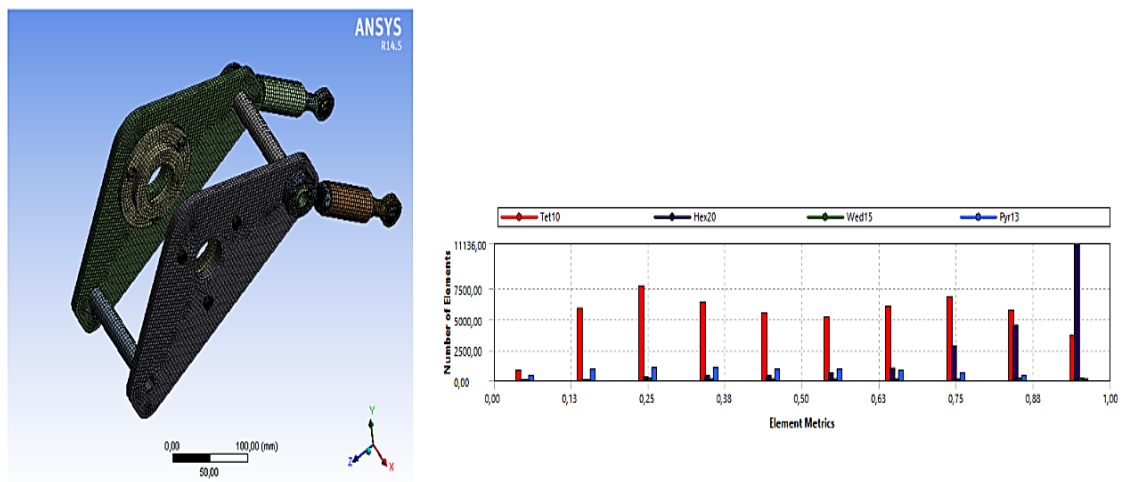


Figura 65 Calidad del mallado

b3. Asignación de cargas y sujeciones.

El soporte diferencial debe asignarse sujeciones como se muestra en la (Figura 66), todas estas se denominan con la letra A y se encuentran de color azul, estas van en la parte inferior de los soportes y de los templadores, los cuales se fijan al bastidor. Además se colocan las cargas, se asigna las fuerzas que encontramos anteriormente que fueron de 665,1 N y 3993,4 N siendo estas las reacciones que se producen en los puntos donde se encuentran los rodamientos, es decir, en la cara interna de los soportes de brida.

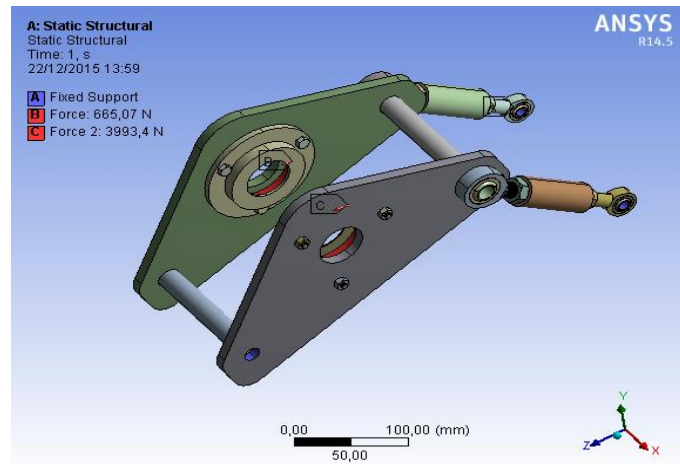


Figura 66 Asignación de cargas y sujeciones al soporte del diferencial
b4.Esfuerzo Equivalente de von-Mises.

Al aplicar las cargas sobre las superficies de los soportes de brida lugar donde se encuentran los rodamientos se observa la distribución del esfuerzo de von-Mises a través de todo el conjunto soporte del diferencial, el valor máximo según el software es de 132,58 MPa los cuales no sobrepasan el límite elástico de los materiales de los componentes del sistema en análisis, se llega a la conclusión que no existe ruptura de algún material.

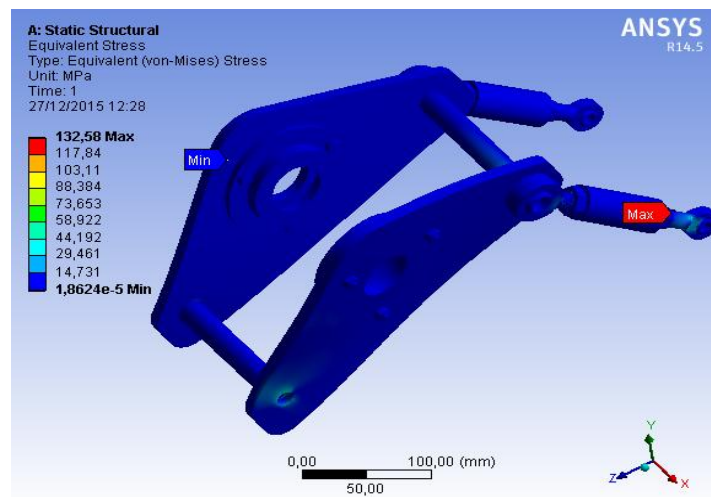


Figura 67 Valores del esfuerzo de von-Mises del soporte
b5.Deformación Total.

La deformación total del elemento (Figura 67) es casi despreciable con un valor de 0,068mm como máximo, este se distribuye a la parte redondeada del soporte debido a que la mayor carga se aplica en este elemento según los

cálculos, en consecuencia el sistema no llega a tener una deformación plástica debido a que este no sobrepasa el límite elástico del material.

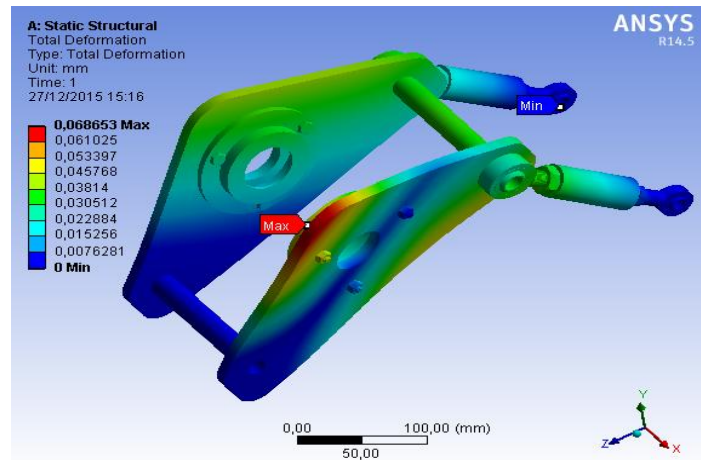


Figura 68 Deformación total del soporte para el diferencial

b6. Factor de seguridad.

Según (Mott R. , 2006) el factor de seguridad es una medida relativa de un componente bajo la acción de una carga, para materiales dúctiles el autor recomienda un valor de 2 a 2,5 para diseño de elementos bajo cargas dinámicas con un nivel de confianza promedio en todos los datos del diseño. La (Figura 69) representa el factor de seguridad obtenido el cual se encuentra dentro de los valores establecidos por la teoría y por lo tanto el diseño del soporte es seguro ya que con este valor obtenido se descarta la probabilidad de que ocurra un fallo en el sistema.

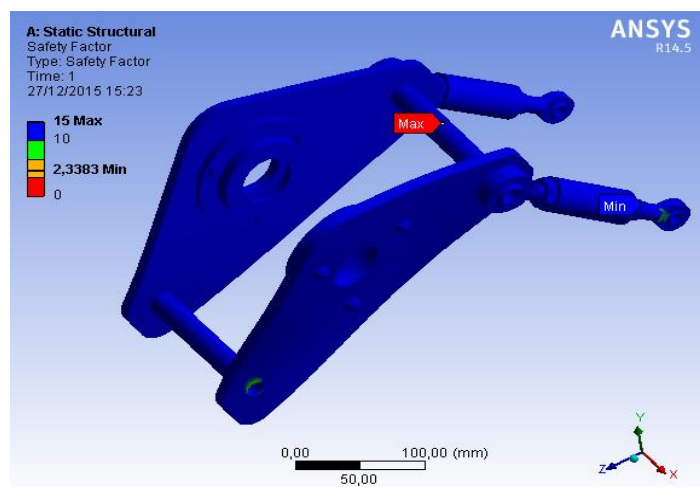


Figura 69 Factor de seguridad del soporte para el diferencial

3.3. Diseño del sistema de mandos para el cambio de marchas del prototipo

Las motocicletas poseen un sistema de cambios secuenciales esto se refiere que las marchas se accionan al subir o al bajar la palanca o selectora que sale de la caja de cambios el cual se ubica a un lado de la motocicleta en el pedal del piloto, el motor Honda tiene 6 velocidades las cuales van en el siguiente orden 1, N, 2, 3, 4, 5, 6 donde N significa el punto muerto de la caja de velocidades o Neutro.

El cambio de las marchas para el prototipo se lo debe realizar de una manera fácil para el piloto por tanto la idea es poder desplazar la palanca de la salida de la caja del motor que en la motocicleta se los cambia con el pie, el sistema va estar compuesto por los siguientes elementos que se muestran en la (Figura 70).

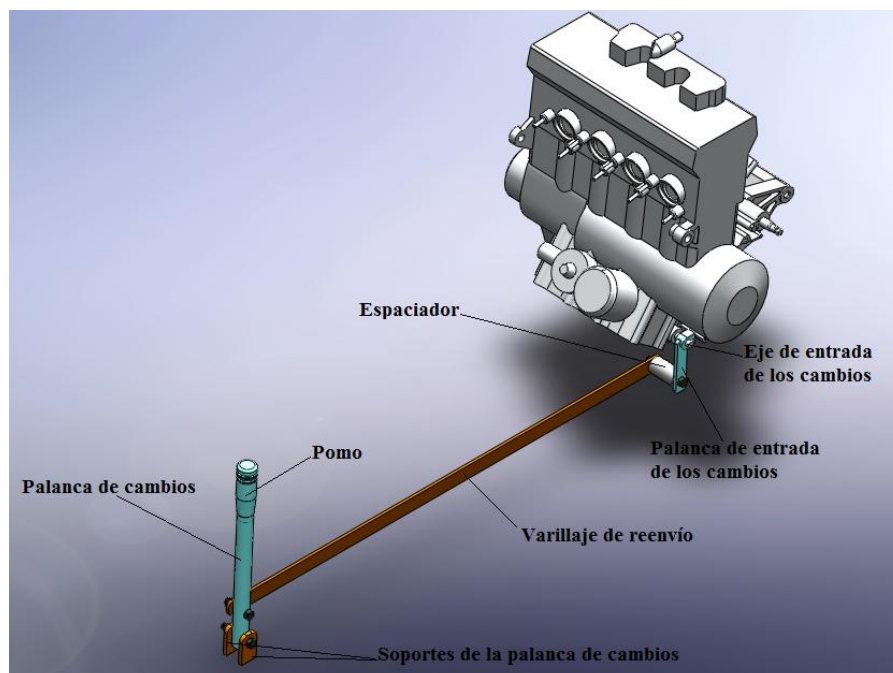


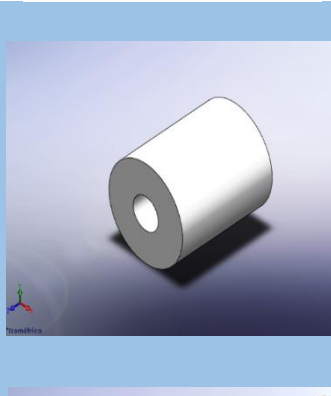
Figura 70 Diseño del sistema de cambios de marchas

3.3.1. Componentes del sistema de cambios de marchas.

De acuerdo a la (Figura 70) el sistema de mandos para los cambios de marchas para el prototipo se encuentra constituido por los siguientes elementos:

Tabla 15

Componentes del sistema de cambios de marchas

Componente	Función	Imagen
Eje de entrada de los cambios	Es el elemento que permite realizar los cambios por medio del movimiento angular, se encuentra la salida de la caja de cambios	
Palanca de entrada de los cambios	Se conecta al eje de entrada para producir los cambios de marchas.	
Espaciador	Se une con la palanca de entrada por medio de un perno con el varillaje de reenvío y ayuda a desplazar dicha varilla a la parte central entre el piloto y copiloto.	
Varillaje de reenvío	Es elemento que comunica a la palanca de entrada con la palanca de cambios.	

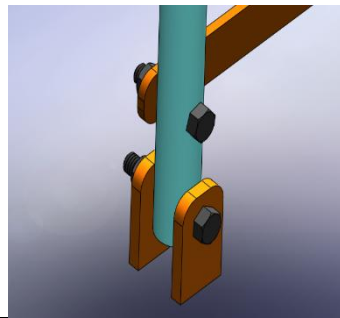
CONTINÚA 

Palanca de cambios

Se encuentra a disposición del piloto para efectuar los cambios de marchas, este consta de un pomo para la fácil manipulación del cambio.

**Soportes de la palanca de cambios**

Se encuentran fijadas al piso del vehículo los cuales sostienen a la palanca de cambios.

**3.3.2. Análisis de esfuerzos utilizando el software CAE.**

Según los componentes que conforman el sistema de los cambios del prototipo el elemento que se va analizar es la palanca de cambios debido a que es el elemento que va a soportar los esfuerzos dentro del sistema ,para el análisis en el software CAE se necesita de las fuerzas a las que se encuentra sometida dicho elemento (Figura 71).

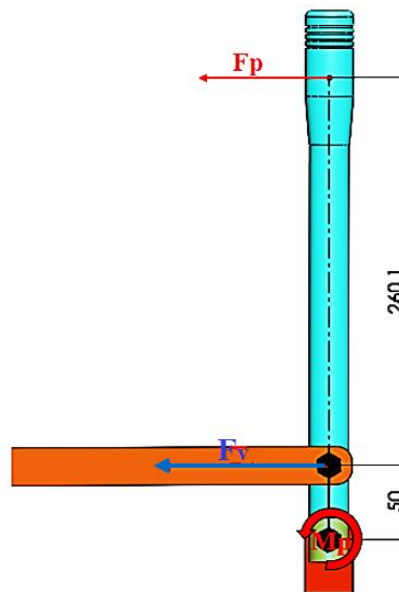


Figura 71 Fuerzas que se generan en la palanca de cambios

De acuerdo a la (Figura 71) se debe conocer la fuerza que se genera en el varillaje de reenvío el cual reacciona en el punto de unión con la palanca, partiendo de la fuerza necesaria para pasar los cambios F_p se necesita $4lbf$ o $17,79N$ para el cambio, con este dato se calcula la F_v o fuerza del varillaje.

$$M_p = F_p \cdot d \quad (3.37)$$

$$M_p = 19,79N \cdot 0,3101m = 6,11 Nm$$

$$F_v = \frac{M_p}{d_v} \quad (3.38)$$

Donde,

d_v =Es la distancia desde el punto de anclaje de la palanca de cambios a la varilla de reenvío [m].

$$F_v = \frac{6,11 Nm}{0,050m} = 122,2 N$$

a. Selección de materiales.

De acuerdo a las tablas 13 y 14 los materiales para el sistema de mandos corresponde a los seleccionados de acuerdo a la existencia de estos en el mercado ecuatoriano, estos se utilizan en los componentes de la (Figura 72) para el análisis estático de la palanca de cambios en el software CAE.

Los materiales mencionados constan de las siguientes propiedades mecánicas donde S_y corresponde a la resistencia a la fluencia del material que a continuación se detalla:

- Acero AISI 1018 $S_y = 220$ MPa.
- Acero ASTM A 500 $S_y = 317$ MPa.

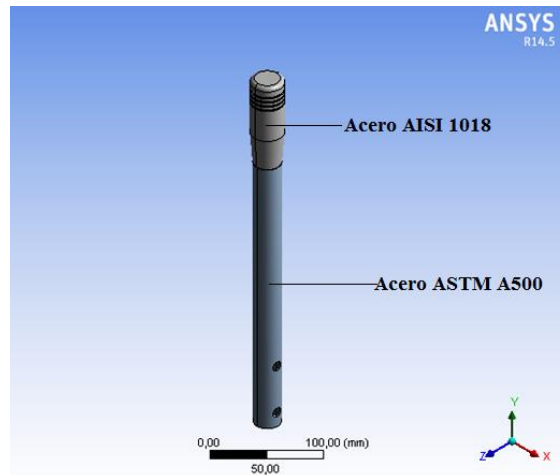


Figura 72 Designación de materiales para la palanca de cambios

b. Mallado.

En este caso se procedió a mallar el componente de una forma muy fina debido a que los resultados que se obtendrán sean lo más exacto posible. La (Figura 73) representa la calidad del mallado del elemento a ser analizado esta cuenta con 23265 elementos con una calidad máxima de 0,784 los cuales cubren la mayor parte del componente para el análisis.

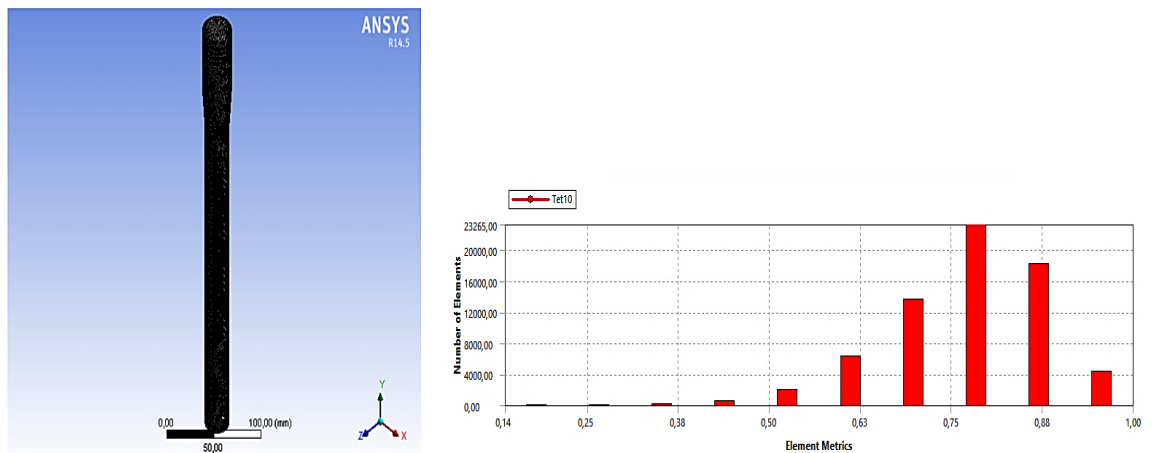


Figura 73 Mallado en la palanca de cambios

c. Asignación de sujeciones y cargas.

Para el análisis se realiza la sujeción en la parte inferior de la palanca de cambios en el orificio donde el mismo va a realizar el pivote asignada con la letra A, la letra B corresponde a la fuerza que necesita la palanca para empujar la varilla de reenvío de los cambios y finalmente la letra C corresponde a la

fuerza necesaria que se necesita para realizar los cambios esta se encuentra en el pomo que se encuentra de color rojo.

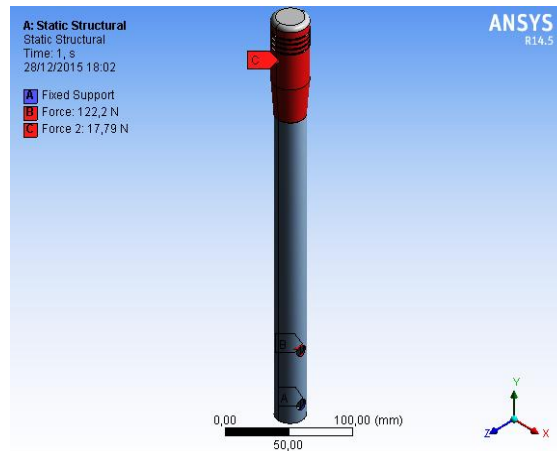


Figura 74 Sujeciones y cargas en la palanca de cambios

d. Esfuerzo Equivalente de von-Mises.

El esfuerzo equivalente o de von-Mises que se generan en la palanca de cambios tiene un valor máximo de 87,27MPa (Figura 75) dicho valor no sobrepasa los valores del límite a la fluencia de los materiales que conforma el sistema y por lo tanto no existe ruptura de algún material.

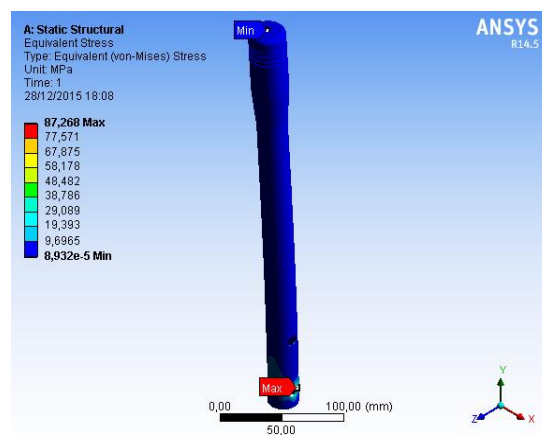


Figura 75 Valores del esfuerzo de von-Mises de la palanca de cambios

e. Deformación Total.

La deformación total se encuentra en la parte del pomo en un valor máximo de 0,19591 mm este valor es despreciable debido a que es muy pequeño por lo tanto la palanca de cambios no llega a tener una deformación, es decir, no sobrepasa el límite elástico de los materiales que conforman el sistema.

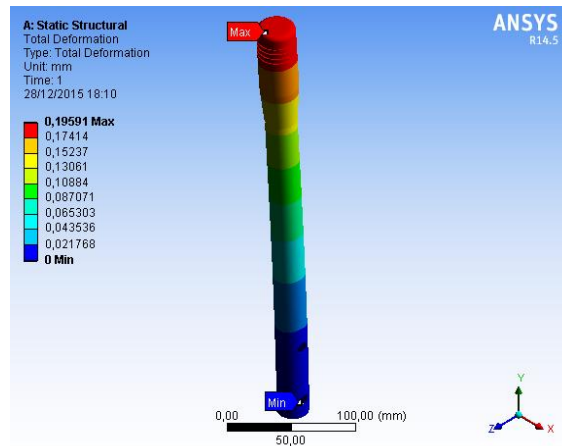


Figura 76 Deformación total de la palanca de cambios

f. Factor de seguridad.

En el análisis anterior se tomó valores del factor de seguridad promedios que recomienda (Mott R. , 2006) de entre 2 a 2.5, además el autor da a conocer que para este caso se utilice intervalos de factores de diseños de 2.5 a 4 los cuales se aplica para diseño de estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente. Por lo tanto según los valores obtenidos de la (Figura 77) el factor de seguridad es de 3,6 el cual se encuentra dentro de los intervalos propuestos por el autor y por lo tanto se puede concluir que el sistema es seguro y por lo tanto no sufrirá alguna ruptura de los materiales que conforma el conjunto de elementos.

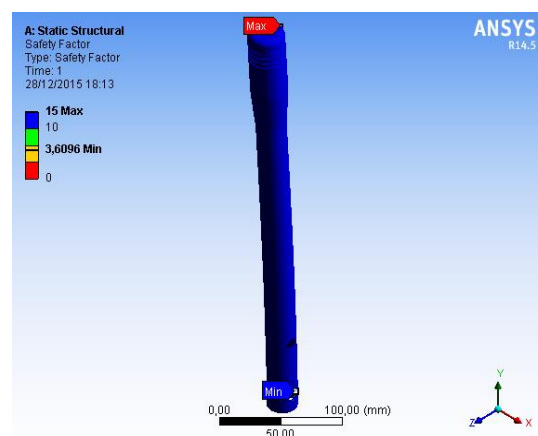


Figura 77 Factor de seguridad de la palanca de cambios

CAPÍTULO IV

CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE

4.1. Montaje del motor en el bastidor.

4.1.1. Desmontaje del motor de la motocicleta.

Para el desmontaje del motor de la motocicleta se debe colocar a la misma en un soporte central en una superficie nivelada, además de contar con las herramientas necesarias, en la (Figura 78) se observa las condiciones de cómo se encontraba la motocicleta Honda CBR 1000 F añadiendo que el motor tiene un buen funcionamiento.



Figura 78 Moto Honda CBR 1000 f

Para el desmontaje se debe quitar toda la carrocería de la motocicleta de color amarillo con negro, el asiento el tanque de combustible, los silenciadores de escape dejando en descubierto el motor con sus sistemas que se encuentra fijado al bastidor como se muestra en la (Figura 79).



Figura 79 Desmontaje de la carrocería

A continuación se procede a desmontar los carburadores, el sistema de escape, los capuchones de las bujías con todo su sistema eléctrico, las tuberías de agua de la culata también se debe desmontar el sistema de transmisión quitando la rueda trasera con la catarina, los radiadores de aceite que se encontraba en la parte delantera, el radiador del sistema de refrigeración, realizado todo esto se puede colocar al motor sobre una madera que soporta una llanta de neumático viejo como se observa en la (Figura 80).



Figura 80 Desmontaje del motor

Debido a que el motor se encontraba con bastante suciedad la mayor parte de su superficie se procede a darle una limpieza total utilizando gasolina, una brocha y con un taladro con una grata o a su vez un cepillo de alambres, teniendo cuidado se va colocando la gasolina a todo el motor con la brocha se quita las partículas de todo su alrededor, el taladro con la grata es una manera de que el motor quede bien limpio (Figura 81).

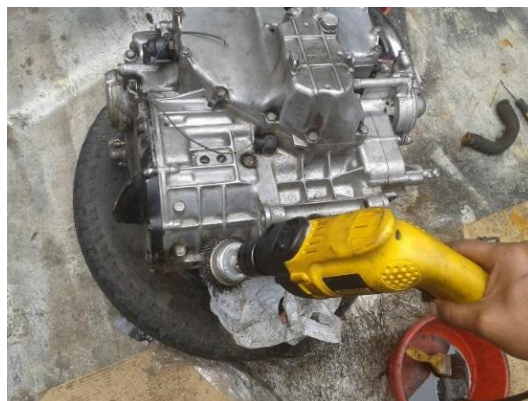


Figura 81 Limpieza del motor

Con la ayuda de un tecele, si no se tiene a disposición uno entre algunos compañeros se ubica al motor en las bases que se encuentran en el bastidor realizadas de platinas unas en la parte inferior y en los tubos del espaldar de la cabina, el motor se fija mediante pernos de acero en la parte inferior y dos en la parte posterior (Figura 82).



Figura 82 Ubicación del motor

4.1.2. Ensamble de los sistemas del motor.

Al haber ubicado y fijado el motor en el bastidor se procede a ensamblar los sistemas del motor.

a. Ensamble del sistema de escape.

El sistema de escape es el primero que se colocó en el motor para el prototipo se utiliza los propios escapes de la motocicleta que se encontraban como la (Figura 83).

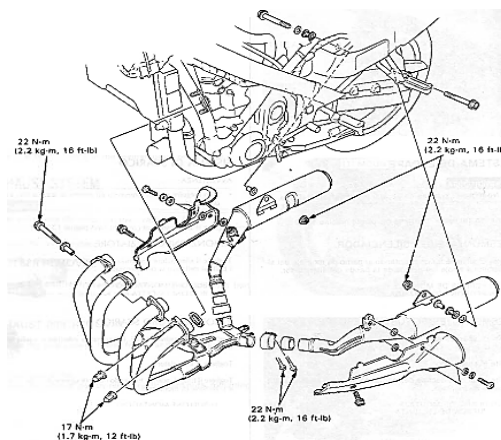


Figura 83 Disposición inicial del sistema de escape

Fuente: (HONDA, 1992)

La disposición del sistema de escape más conveniente es a los lados del prototipo debido a la mejor disponibilidad de espacio existente en la parte trasera, se cortó la parte donde se unen los cuatro tubos de escape para que tenga una configuración de dos salidas al silenciador se alargó a estos mediante tubo doblado y soldado, va fijado al bastidor con dos soportes como se puede ver en la (Figura 84).



Figura 84 Sistema de escape del prototipo

b. Ensamble del sistema de refrigeración.

El sistema de refrigeración del motor posee los siguientes componentes que se muestran en la (Figura 85) los cuales deben colocarse o fijarse al vehículo.

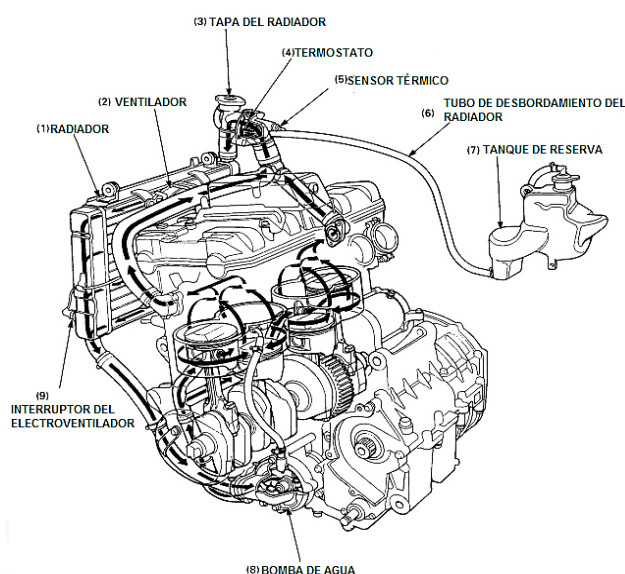


Figura 85 Sistema de refrigeración del motor HONDA CBR 1000 F

Fuente: (HONDA, 1992)

La ubicación del radiador (Figura 86) se encuentra en posición lateral derecha vista desde la parte posterior del prototipo, va fijado por medio de platinas soldadas al bastidor, el cambio de posición obliga a aumentar las mangueras por donde circula el agua.



Figura 86 Fijación del radiador y cambio de mangueras de agua

c. Ensamble del sistema de alimentación.

Para el sistema de alimentación se debió dar una limpieza interna al carburador antes del ensamble en el motor, como son 4 carburadores en línea se procedió a desarmar cada uno de ellos para la limpieza se debe tener mucho cuidado debido a que estos poseen elementos muy pequeños que pueden perderse o a su vez romperse , se cambió de tornillos ya que los que tenían inicialmente ya no servían en la (Figura 87) se puede observar cómo se desmontó a los carburadores para conocer a sus componentes que básicamente posee el carburador.

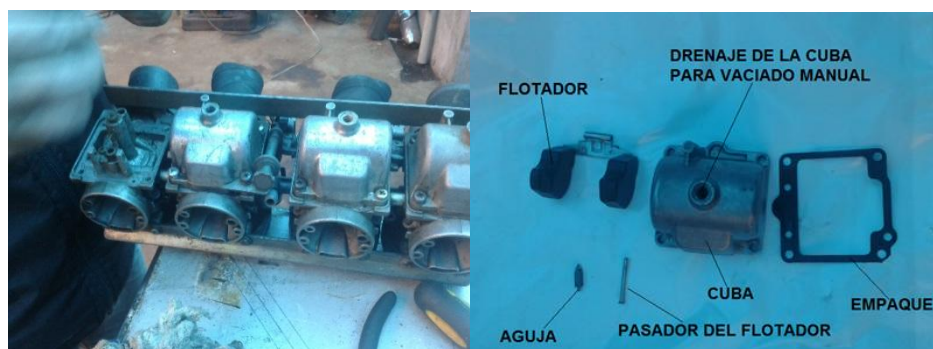


Figura 87 Desmontaje y limpieza del carburador

Limpado el carburador se procede a ensamblar en el motor , va unido mediante mangueras y fijado con abrazaderas, se colocó 4 filtros de aire

cónicos en las entradas fijados de igual manera con mangueras de caucho debido a que los diámetros de los filtros no calzaban sobre los diámetros de los carburadores estos van sujetos con abrazaderas (Figura 88).



Figura 88 Montaje del carburador y filtros de aire.

El tanque de combustible va situado en un soporte que va fijado al bastidor con la forma del tanque se ubica tras del piloto este debe encontrarse aislado del calor debido a que se va a encontrar a lado del múltiple de escape y del motor del tanque sale la bomba de combustible mediante mangueras de caucho y un filtro para las impurezas que pueda contener el combustible estos elementos van unidos por abrazaderas a la entrada principal del carburador (Figura 89).



Figura 89 Soporte para el tanque de combustible

d. Fijación del radiador de aceite.

El radiador de aceite inicialmente se encontraba en la parte frontal de la motocicleta por tal motivo se debe ubicar en un lugar donde se encuentre ventilado por lo tanto va ubicado en la parte trasera del motor fijadas por platinas al motor (Figura 90).



Figura 90 Fijación del radiador de aceite

4.1.3. Mantenimiento del motor.

Fijado el motor con sus sistemas en el bastidor se debe dar un mantenimiento preventivo a los sistemas para su correcto funcionamiento.

a. Cambio de aceite.

Debido a que la motocicleta se encontraba sin uso durante un largo tiempo es conveniente efectuar un cambio de aceite y filtro al motor, con una llave 19 mm mixta se afloja el tapón del cárter en la parte inferior del motor colocando un recipiente se drena todo el aceite, luego con una faja o con una lija se retira al filtro. Se coloca el nuevo filtro de aceite ajustándolo solo con la mano, ajustando el tapón del cárter se coloca después 1 galón de aceite SAE 20 W 50 que es el recomendado.



Figura 91 Drenaje del aceite y desmontaje del filtro de aceite



Figura 92 Llenado de aceite con aceite SAE 20 W 50

b. Revisión de las bujías.

Para que no haya inconveniente en la generación de la chispa al momento del funcionamiento se procede a revisar todas las bujías, con la copa adecuada y una media vuelta con un aumento se afloja cuidadosamente debido a que se puede romper el aislante que es de material cerámico, luego con un cepillo de alambres y lija se limpia por completo toda la carbonilla acumulada en la rosca y en el electrodo, con un calibrador de láminas se calibran con la medida de entre 0,8 a 0,9 mm y se vuelven a colocar de manera cuidadosa para que no se rompa este elemento.

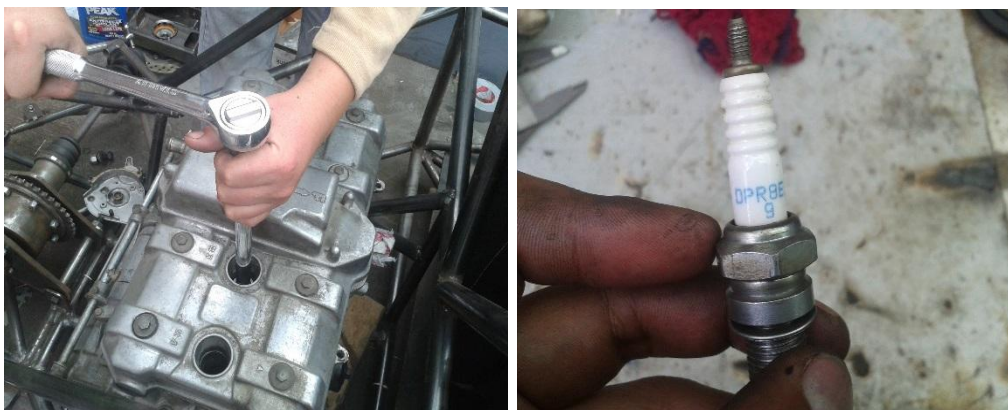


Figura 93 Desmontaje de las bujías y limpieza

c. Limpieza del sistema de refrigeración.

Para la limpieza del sistema de refrigeración se drenó toda el agua que se encontraba inicialmente ya que la motocicleta se encontraba sin uso un largo

tiempo, además de una buena la limpieza del interior de las mangueras, se debió efectuar una revisión al radiador si no se encontraba fuga alguna notando que en la parte inferior del mismo fugaba líquido refrigerante, se tuvo que reparar esa fuga antes de montarlo definitivamente , finalmente se encontró que el sistema no contaba con un termostato y se debió adaptarlo con uno de las características que posee el motor para que el mismo tenga un adecuado funcionamiento.



Figura 94 Adaptación de un termostato nuevo

Luego de limpiar los componentes se fijan a las entradas del motor las mangueras por medio de las abrazaderas, a continuación se colocó el refrigerante aproximadamente 3 litros revisando que no exista fuga alguna en el sistema.



Figura 95 Llenado de refrigerante en el radiador

4.2. Construcción y ensamble de los componentes para el sistema de transmisión

4.2.1. Construcción de los soportes para el diferencial

Para la fabricación de los soportes del diferencial se utiliza plancha de acero ASTM A 36 de 10 mm de espesor que mediante el proceso de corte por medio de la suelda autógena los mismos quedan como la (Figura 96).



Figura 96 Corte de los soportes del diferencial

En el torno se realiza una perforación central por donde se insertarán los palieres al diferencial. Con el taladro se perforan dos agujeros a los extremos del soporte para los pernos con una broca de medida 5/8 de pulgada.



Figura 97 Perforación de los agujeros laterales

Alrededor del agujero central se perfora 3 agujeros los cuales alojarán los soportes de brida con los rodamientos para el diferencial.



Figura 98 Perforado y machueleado para los soportes de brida

4.2.2. Construcción de la carcasa o cárter para el diferencial.

Para la construcción de la carcasa o cárter para el diferencial se debe tomar en cuenta las dimensiones capaces de alojar al diferencial y el cual va a ser ensamblado con este. El material es acero ASTM A 36 de 3mm de espesor tomando en cuenta que este elemento va a alojar el lubricante para el diferencial, además cuando se encuentre en funcionamiento a altas revoluciones no exista fuga alguna.

La (Figura 99) que se ve a continuación al cilindro que se lo realizó mediante procesos de corte de una plancha de acero ASTM A 36 y mediante el proceso de barolado el cual consiste en dar forma cilíndrica a la plancha de acero para tomar la forma, luego se procedió a cortar de igual forma mediante la suelda autógena la base en donde se sujetará al diferencial, esta base además va perforada mediante el taladro 8 agujeros de 10 mm.

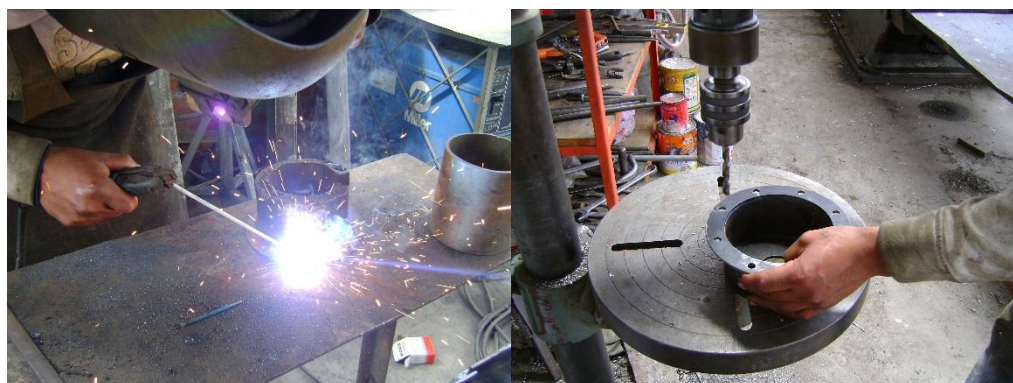


Figura 99 Proceso de soldado y perforado a la carcasa

Finalmente para darle un buen acabado se procede a tornear la superficie de las sueldas quedando este elemento en forma muy sólida tomando en

cuenta también la manera de como poderlo abastecer de lubricante se perfora en la parte cilíndrica un agujero el cual estará cerrado con un perno el cual va a servir para el cambio del lubricante luego de algún tiempo de uso.



Figura 100 Torneado final a la carcasa o cárter del diferencial

4.2.3. Construcción de la junta de la corona con el diferencial.

Para poder tener un solo conjunto de la corona con el diferencial se debió cortar la corona (catarina) toda la parte interior donde posee los agujeros debido a que estos no coinciden con los agujeros del diferencial es por eso que se construye una junta de acero AISI 1018 con perforaciones de 10mm en total 16 agujeros ,8 agujeros para la sujeción con el diferencial y los siguientes 8 para la carcasa o cárter del diferencial, esta junta se une a la catarina mediante el proceso de soldadura. En la (Figura 101) se muestra la corona que se tuvo que modificar y a continuación de esta el conjunto de catarina con el diferencial unidos mediante pernos.



Figura 101 Junta para la corona con el diferencial

4.2.4. Construcción de los soportes de brida.

De la misma manera como los procedimientos anteriores se debe tomar referencias en las medidas para el caso se tiene las dimensiones de los rodamientos para el diferencial, estos soportes de brida son las que les alojarán y fijarán a los puntos de apoyo del diferencial, son construidas de eje de acero de transmisión AISI 1018 mediante el proceso de torneado utilizando las medidas de los rodamientos. Los soportes que se construyeron no son de la misma medida ya que los rodamientos tienen una variación en los diámetros los cuales son obtenidos en los cálculos.



Figura 102 Proceso de torneado de los soportes de brida

4.2.5. Construcción de los templadores.

Estos componentes se construyen de eje de acero de transmisión AISI 1018 de 1 pulgada de diámetro con una perforación de 5/8 de pulgada en un extremo y por el otro un desbastado en el torno, además del proceso de machueleado izquierdo en la parte perforada del eje y en el otro extremo va el mismo proceso pero con un machuelo derecho para que se acoplen los rod ends o rótulas en la parte perforada va el M 16 macho es el que va fijado a los soportes del diferencial y las otras rótulas M 10 hembra que va a una base al bastidor, este elemento tiene la finalidad de regular el tensado de la cadena con solo ir girando los ejes.



Figura 103 Templadores de cadena

4.2.6. Ensamble, implementación de los componentes.

Lo primero es colocar los rodamientos en los soportes de brida estos deben entrar sin dificultad ya que se encuentran construidas a la misma medida del diámetro exterior de estos, estos tipos de rodamientos a diferencia de otros ya no van con grasa lubricante debido a que tienen interiormente lubricadas debido a que vienen con tapas laterales , seguidamente se coloca los soportes de brida con sus rodamientos sobre los soportes triangulares fijados con pernos de acero de 1/4 de pulgada , ajustándolos con una llave de 11mm como a continuación se muestra en la (Figura 104).



Figura 104 Colocación de los rodamientos y ensamble de los soportes

Para conocer cómo debe ir el ensamble del soporte del diferencial se debe tener en orden todos los componentes listos para los, todos los elementos en despiece se observan en la (Figura 105).



Figura 105 Componentes del soporte para el diferencial

El diferencial va ensamblado con la junta, este elemento consta de orificios tanto para el diferencial como para la carcasa, se colocan 8 pernos milimétricos M10 y se ajustan quedando fijo el diferencial con la catarina luego se colocan 8 pernos más de la misma medida fijo a la carcasa todos estos pernos se ajustan con una llaves de 17mm como se puede observar en la (Figura 106).



Figura 106 Ensamble del cárter del diferencial a la corona

Ensamblados todos los componentes y ajustados de manera adecuada se procede a fijar los soportes del diferencial en las bases laterales donde van a entrar acoplándose a los rodamientos, estos soportes deben fijarse por medio de una prensa hidráulica para que ingrese de manera uniforme y no tenga algún descentramiento al momento que el diferencial conjunto con la catarina giren a altas revoluciones, el conjunto diferencial se verá como en la (Figura 107).



Figura 107 Soporte del diferencial ensamblado

Teniendo todos los componentes ensamblados se fija el conjunto diferencial al bastidor del prototipo por medio de unas bases soldadas que por medio de un perno 5/8 de pulgada, además se coloca la cadena con una distancia adecuada de longitud refiriéndose a la los cálculos realizados, mediante los templadores se regula la tensión existente en la cadena , no es muy conveniente que se encuentre muy templada se podría romper a altas rpm se deja un poco flojo para que no exista ningún inconveniente , luego se colocan los palieres primero en las entradas de los planetarios del diferencial se acoplan fácilmente por las ranuras que tienen estos componentes, los otros extremos del palier van a la manzana de los neumáticos.



Figura 108 Sistema de transmisión ensamblado

4.3. Construcción y ensamble del sistema de cambios

4.3.1. Modificación de la palanca selectora de los cambios

Debido a que la palanca selectora de los cambios de marchas de la moto tiene un mecanismo el cual está diseñado de acuerdo al pie del conductor que va a realizar los cambios, se modificó realizando un corte a la selectora y alargando con platina de 5 mm formando así una palanca como se puede observar en la (Figura 109).



Figura 109 Modificación de la palanca del eje de entrada

4.3.2. Construcción del espaciador.

La palanca selectora de los cambios que se modificó debe tener un brazo el cual pueda hacer de palanca en el momento de realizar los cambios, se necesita de un espaciador hecho de acero AISI 1018, este elemento se encuentra unido por un perno 3/8 de pulgada a la palanca selectora y este a su vez al varillaje de reenvío como se muestra en la (Figura 110).



Figura 110 Ubicación del espaciador

4.3.3. Construcción del varillaje de reenvío.

Se seleccionó una platina de 1 pulgada de ancho por 3/8 pulgadas de espesor con una medida de largo de 980 mm, esta parte de la palanca de entrada de los cambios que se ubica en la caja de cambios y llega a la parte delantera del prototipo el cual se fija a la palanca de cambios para el reenvío de las marchas (Figura 111).



Figura 111 Varillaje de reenvío utilizando una platina

4.3.4. Construcción de la Palanca de cambios.

Está construido de tubo de acero ASTM A 500 de 1 pulgada de diámetro, con perforaciones de 3/8 de pulgada en la parte inferior la extensión y para que realice el pivote al momento de efectuar los cambios. Además se realiza dos perforaciones en la parte inferior uno para la fijación al piso para efectuar el pivote y el otro para la sujeción del varillaje de reenvío.



Figura 112 Tubo para la palanca de cambios

a. Construcción del Pomo.

Este elemento se construyó de acero de transmisión o AISI 1018 el cual se le da la forma de un pomo o manilla en el torno, además de un proceso de moleteado que da una forma de mejor sujeción al momento de agarre de la palanca de cambios como se puede observar en la (Figura 113).



Figura 113 Construcción del pomo para la palanca de cambios

b. Construcción de las bases y ensamble de la palanca de cambios

Las bases son construidas de platina de 5mm de espesor de una pulgada de ancho de acero ASTM A 36, este ayuda a que la palanca tenga el movimiento para subir y bajar las marchas ya que a estas se fija con un perno al tubo estructural y a su vez a al varillaje de reenvío de los cambios.



Figura 114 Soportes para la palanca de cambios

4.3.5. Diagramas de procesos de la construcción y ensamble de los elementos






El diagrama de flujo de un proceso es una representación gráfica de la secuencia de todas las operaciones, los transportes, las inspecciones, las esperas y los almacenamientos que ocurren durante un proceso. Además se incluye la información que se considera deseable para el análisis, con el objetivo de proporcionar una imagen clara de toda secuencia de acontecimientos del proceso.

Mejorar la distribución de los locales y el manejo de los materiales. Disminuye las esperas, estudia las operaciones y otras actividades en su relación recíproca, además elimina el tiempo improductivo y escoge operaciones para su estudio detallado. Para formular el diagrama de proceso se deben seguir los siguientes pasos:

- Hacer la hoja respectiva, que en su encabezamiento contendrá datos de identificación del proceso: tales como el nombre del mismo, departamento, sección donde se inicia y donde se acaba, fecha de elaboración, etc.
- El cuerpo de esta hoja consta de cinco columnas para los símbolos, otra para descripción breve del trámite, otras dos para anotar las distancias de transportes y los minutos de demora por almacenamiento, y otras finalmente para observaciones.
- Comprende ante todo la descripción de los diversos pasos que el proceso abarca y el marcaje de puntos en las columnas de los símbolos correspondientes, uniéndolos con una línea.
- Cuando el proceso se ha terminado de describir, se obtienen los totales de operaciones, transportes, inspecciones y demoras, así como de los metros recorridos y el tiempo perdido en almacenamiento y demoras.
- Estos totales indican el tiempo de acción que conviene tomar. (Cortázar, 2012).

Tabla 16

Simbología empleada

Actividad	Símbolo	Resultado Predominante
Operación		Se produce o realiza algo.
Transporte		Se cambia de lugar o se mueve un objeto.
Inspección		Se verifica la calidad o la cantidad del producto.
Demora		Se interfiere o se retrasa el paso siguiente.
Almacenaje		Se guarda o se protege el producto o los materiales.

Fuente: (Cortázar, 2012)

Los procedimientos de construcción descritos anteriormente se resumen en los diagramas de flujo de los procesos realizados en la fabricación de los componentes del soporte para el diferencial y los ensambles realizados para el sistema de transmisión del prototipo y de los mandos de los cambios de marchas se encuentran en el (ANEXO F).

CAPÍTULO V

PRUEBAS DE FUNCIONAMIENTO

5.1. Pruebas de la Transmisión

5.1.1. Prueba 1

Al utilizar un diferencial del Suzuki Forza II se diseñó e instaló unos soportes que lo contienen, la prueba 1 consistió en la revisión de los componentes de la transmisión en el momento que el vehículo se encuentra en movimiento, se verificó que todo el sistema no se desuelden de sus bases del bastidor.

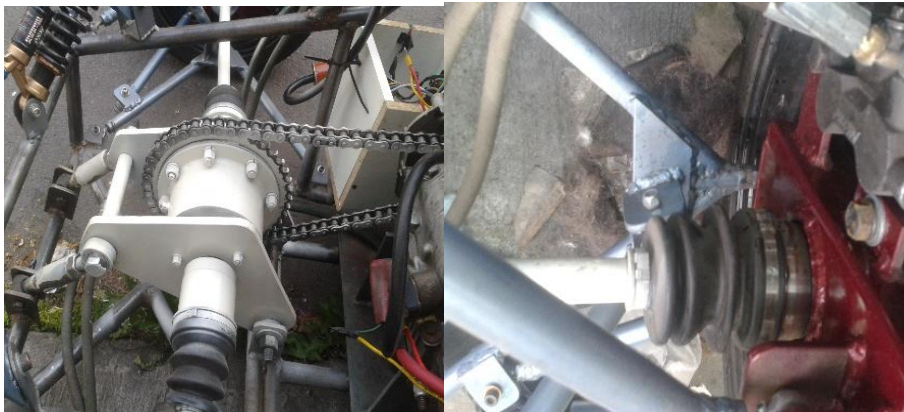


Figura 115 Revisión de los componentes de la transmisión

5.1.2. Prueba 2

El correcto temple de la cadena de la transmisión es la segunda prueba mediante el cual se utiliza templadores que se diseñaron, esto se facilita mediante sus dos roscas una al lado izquierdo y otra al lado derecho que van sujetas al bastidor y al soporte del diferencial por medio de un perno, el ajuste de los templadores se lo realiza en sentido horario hasta conseguir que la cadena tenga un buen temple.

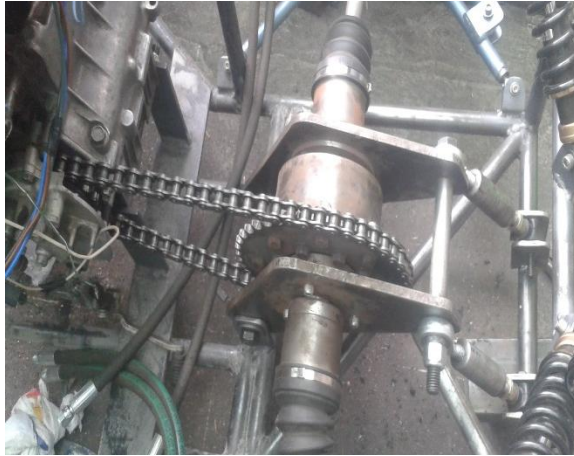


Figura 116 Óptimo tiempo de la cadena de transmisión

5.1.3. Prueba 3

El sistema de lubricación para el diferencial es la tercera prueba partiendo de que siendo un diferencial abierto y encontrándose dentro de la caja de cambios, este debe estar bañado en aceite para su funcionamiento, entonces para el proyecto se proporciona de una carcasa a la medida del mismo y se añade el lubricante SAE 70W90 entonces en el momento que el sistema de transmisión se encuentra funcionando este componente tiene un buen sellado por lo tanto no existe fuga alguna de aceite lubricante.



Figura 117 Lubricación del diferencial

5.1.4. Prueba 4

Esta corresponde a la prueba de la transmisión (Figura118) para saber que los elementos se comportan de forma correcta sin ningún inconveniente en todo el sistema al momento de encontrarse funcionando.



Figura 118 Pruebas de la transmisión, funcionamiento

5.2. Pruebas de los sistemas de mandos

5.2.1. Prueba 1

Para el sistema de mando del vehículo se diseñó un varillaje el cual permita dar los cambios adecuados sin ningún tipo de problema. Al diseñar e instalar el varillaje de los cambios se notó que se debió tomar un varillaje recto con respecto a la salida del motor y al lugar donde se pondría el conductor del vehículo.



Figura 119 Pedal de entrada de los cambios modificado para el vehículo

5.2.2. Prueba 2.

Una vez instalado el varillaje con la respectiva modificación en el pedal, se verifica la bomba de embrague porque se necesita una presión suficiente para el accionamiento, se cambió el pedal aumentándole la longitud de la manguera del líquido de embrague.



Figura 120 Adaptación de la bomba de embrague a pedal

5.2.3. Prueba 3

Con la colocación del pedal del embrague se procedió hacer las pruebas con el varillaje que se diseñó inicialmente (Figura 121), se tuvo inconvenientes con el sistema entonces se procedió al cambio a un solo varillaje de la salida de la caja de cambios a la palanca.



Figura 121 Primer varillaje de los cambios

5.2.4. Prueba 4

Se tuvo que cambiar tanto el varillaje como la bomba del embrague, ya que con el primer varillaje se trababa por el triángulo (Figura 121) este triángulo no permitía que alcance todo el recorrido del varillaje para accionar el cambio, se rediseño instalándole una sola varilla que va desde la salida del embrague del motor hasta la palanca de cambios.

Con respecto a la bomba del embrague (Figura 123) se cambió y se adaptó una bomba de freno cambiando además el accionamiento del pedal, porque inicialmente la bomba de desembrague no generaba la presión suficiente para poder desembragar.



Figura 122 Varillaje final de los cambios

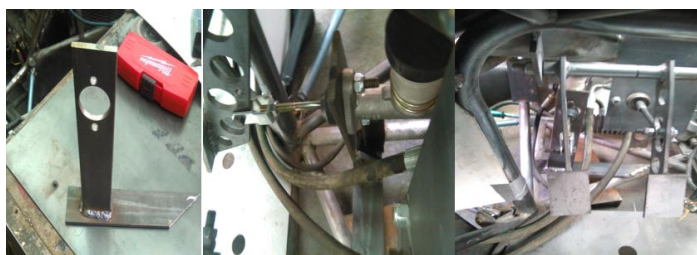


Figura 123 Cambio y adaptación del pedal y la bomba para el embrague

5.2.5. Prueba 5

Con las modificaciones e instalaciones correspondientes del varillaje y la bomba para el desembrague se realizó las pruebas de manejo, no se tuvo ningún inconveniente en los momentos de desembragar e ir cambiando las marchas.



Figura 124 Prueba de manejo

CAPÍTULO VI

MARCO ADMINISTRATIVO

6.1. Recursos

Para la realización del vigente proyecto de tesis se trazó el estudio económico, el cual se orientó en los diversos recursos invertidos para el éxito del mismo, llegando a entender que los recursos humanos, tecnológicos y materiales son esenciales para la puesta del proyecto. La planificación tiene como objetivo la optimización de los diversos recursos.

6.1.1. Recursos humanos

Para obtener el proyecto de tesis titulado “DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE SISTEMA DE MANDO DE CAMBIOS Y ADAPTACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DEL VEHÍCULO PROTOTITO BIPLAZA TIPO ROADSTER”, se requirió de un gran equipo de trabajo encaminado principalmente por, Franklin Patricio Caiza Caina y Juan Gabriel Fernández Carrión, diseñadores y constructores del prototipo. Además se contó con el asesoramiento de los Ing. Danilo Zambrano e Ing. Mauricio Cruz, por su experiencia quienes promovieron la investigación científica y la puesta en marcha del proyecto.

6.1.2. Recursos tecnológicos

Para cumplir con los objetivos planteados, se hizo necesario la utilización de recursos tecnológicos como: software CAE, entre otros como dinamómetro, calibradores, cámara de fotos, computadoras, internet, libros, etc. los mismos que facilitaron la investigación y desarrollo del proyecto.

6.1.3. Recursos materiales

Se refiere a todos los elementos físicos que se emplearon para la materialización del proyecto y estos son: cortadora de disco ,pulidora, soldadora MIG ,torno, taladro, machuelos, tubos de acero estructural, platinas, sistema motriz de una moto, sistema de embrague, sistema de transmisión del Suzuki 1, ejes de transmisión, cañerías.

6.2. Presupuesto

Cumpliendo con el objetivo planteado, a continuación se detallan los valores económicos y su descripción, los cuales sirvieron como control financiero del proyecto al finalizarlo, creando una idea de la inversión total que se utilizó. La siguiente tabla detalla los valores y sus asignaciones para la elaboración del presente proyecto de grado.

Tabla 17

Presupuesto

GASTOS			
CANTIDAD	DESCRIPCIÓN	VALOR UNITARIO	VALOR TOTAL
1	Diferencial	480	480
2	Palieres	55	110
1	Soporte para el diferencial	100	100
1	Cañería del embrague	75	75
1	Bomba del pedal del embrague	25	25
1	Pedal del embrague	20	20
1	Platina del sistema de cambios	5	5
1	Bocín separador de la entrada de los cambios	5	5
1	Tubo para las palanca de cambios	4.50	4.50
1	Maquinado (pomo) de la palanca de cambios	30	30
2	Rotulas M16 Machos	50	100
2	Ejes del templador	20	40
1	Cadena del sistema de transmisión.	120	120

CONTINÚA 

2	Pernos y tuercas de seguridad para el soporte del diferencial.	3.50	7
1	Dinamómetro	4	4
30	Pernos, tuercas y rodela.	0.35	10.50
	Alquiler de maquinaria	220	220
	Varios	185	185
		TOTAL	1546

6.3. Cronograma de Actividades

Nombre de tarea	Duración	Comienzo	Fin	Diciembre 2014	Enero 2015	Febrero 2015	Marzo 2015	Abril 2015	Mayo 2015	Junio 2015	Julio 2015	Agosto 2015	Septiembre 2015	Octubre 2015	Noviembre 2015	Diciembre 2015	Enero 2016
Presentación del Tema	13 días	jue 04/12/14	lun 22/12/14														
CAPITULO I																	
Investigación de los antecedentes, plantear el problema. Descripción del proyecto y justificación del mismo. Propuestas de los objetivos, metas, hipótesis y variables de la investigación.	40 días	mar 23/12/14	lun 16/02/15														
CAPITULO II																	
Recopilación de la distinta información correspondiente a los fundamentos de diversas fuentes bibliográficas.	81 días	mar 17/02/15	mar 09/06/15														
CAPITULO III																	

CONTINÚA 

CAPÍTULO VII

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1. Conclusiones

- El desarrollo y culminación del presente proyecto ha sido satisfactorio en todos los ámbitos que abarca el diseño y construcción del sistema de mandos como la adaptación del sistema de transmisión del vehículo, siguiendo los parámetros establecidos según las normas utilizadas.
- Los cálculos que se efectuaron son un medio muy útil para la selección de los componentes del sistema de transmisión siendo estos además un medio para una correcta selección del motor de combustión interna capaz de poner en movimiento al prototipo.
- La elección del sistema de transmisión para el vehículo fue el más adecuado ya que este se adapta a las dimensiones del prototipo tomando en cuenta el peso, los sistemas implementados, potencia y torque del motor que se adquirió ya que este utiliza un sistema de transmisión por cadena.
- Se pudo ultimar que mediante el software CAE se logró hacer la simulación del sistema de varillaje de mando y la transmisión en condiciones reales consiguiendo factores de diseño aceptables estableciendo que los componentes sean seguros.
- El diseño del sistema de mandos e implementación de la transmisión se encuentra encaminado a la masificación del deporte automotor, basándonos en los vehículos biplaza tipo roadster.
- El sistema de mandos de cambios mecánicos mejora las condiciones de seguridad del vehículo, al evitar que los cambios se pierdan durante

la conducción siendo este un sistema muy eficiente en el momento de conducir el prototipo.

7.2. Recomendaciones

- Se recomienda tener una buena organización dentro del equipo de trabajo porque el espacio disponible no fue el adecuado para poder trabajar todos los integrantes del proyecto.
- Se debe tomar en cuenta al momento de diseñar el sistema de mando se tiene que tomar todos los aspectos de diseño, y para la implementación del sistema de transmisión el lugar correcto donde tiene que desenvolverse las diferentes partes de los sistemas.
- Es muy importante contar con adecuadas instalaciones de trabajo para el desarrollo del proyecto de tesis ya que si se trabajare en un espacio pequeño no sería adecuadamente ergonómico.
- La caja del diferencial de la transmisión como es la de un Suzuki Forza 1 y se la adapto a la del vehículo prototipo debe poseer una buena lubricación en sus piñones para su óptimo funcionamiento.
- Para un mejor funcionamiento de la cadena y el diferencial se recomienda que debe estar correctamente alineados y la cadena debe estar adecuadamente templada.

BIBLIOGRAFIA:

- Águeda, E., Navarro, J., & Morales, T. (2012). Sistemas de transmisión de fuerzas y trenes de rodaje. Madrid: Paraninfo.
- Alonso, J. (2002). ELECTROMECAÁNICA DE VEHÍCULOS:Motores. Madrid: Paraninfo.
- Alonso, M. (2014). SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y FRENADO. Madrid: Paraninfo.
- Borja, J., Fenoll, J., & Herrera, J. (2009). Sistemas de Transmisión y Frenado. Madrid: Macmillan.
- Cascajosa, M. (2005). INGENIERIA DE VEHÍCULOS Sistemas y Cálculos. México: Alfaomega.
- Domínguez, E., & Ferrer, J. (2012). Sistemas de transmisión y frenado. Madrid: Editex.
- Escudero, S., González, J., Rivas, J., & Suárez, A. (2011). Motores. Madrid: Macmillan.
- HONDA. (1992). Honda CBR 1000 F Manual de taller. Tokyo: Honda Motor Company, Ltd.
- Kindler, H., & Kynast, H. (1984). Matemática aplicada para la técnica del automóvil. Barcelona: REVERTÉ , S.A.
- Mott, R. (2006). Diseño de elementos de máquinas. México D.F.: Prentice Hall Hispanoamérica,S.A.
- NISSAN. (1973). SERVICE MANUAL DATSUN 1000 MODEL B10 SERIES. Yokohama: NISSAN MOTOR CO.,LTD.
- Reza, N. (2008). Vehicle Dynamics: Theory and Application. New York: Springer.
- Roldán, José. (2013). Organización y montaje mecánico e hidráulico de instalaciones solares térmicas. Madrid: Paraninfo,S.A.
- Sanz, Á. (1981). TECNOLOGÍA AUTOMOCIÓN 5. Barcelona: Edebé.

- Sanz, S. (2007). Motores. Madrid: Editex.

NETGRAFÍA:

- Alibaba.(s.f.).Alibaba.com. Obtenido de www.alibaba.com/product-detail/NISSAN-hydraulic-clutch-master-cylinder-15_348051774.html: [Recuperado el 18/07/2015]
- Alvarado, C. (22 de Febrero de 2012). slideplayer. Obtenido de slideplayer: <http://slideplayer.es/slide/3954856/#>: [Recuperado el 25/06/2015]
- Arrue, P. (29 de Octubre de 2011). U-cursos. Obtenido de www.u-cursos.cl/ingenieria/2011/2/ME5600/1/material_docente/bajar?id_material=386250: [Recuperado el 15/05/2015]
- BMWMOTOS. (12 de Septiembre de 2005). BMWMOTOS.COM. Obtenido de <http://www.bwmotos.com/foro/clasicas/471038-ajuste-de-la-tension-del-embrague-2.html> :[Recuperado el 10/05/2015]
- Cadensa. (s.f.). *CADENAS TRANSPORTADORAS. SELECCION Y CÁLCULO.* Obtenido de <http://www.cadensa.es/Pag88.htm>: [Recuperado el 08/07/2015]
- CLUBMUSSO. (10 de Enero de 2009). Cambio De Aceite Diferencial (autoblocante?).Obtenido de www.clubmusso.com.ar/viewtopic.php?f=34&t=2347: [Recuperado el 14/10/2015]
- CONAE. (s.f.). conae.gob.mx. Obtenido de <http://conae.gob.mx/work/sites/CONAE/resources/LocalContent/6419/14/TransmisionMecanicaHIDRONEUMATICA.pdf>: [Recuperado el 24/11/2015]
- Cortázar, J. (9 de Septiembre de 2012). DIAGRAMAS DE FLUJO DE PROCESO. Obtenido de <http://diagramasdeflujodeproceso.blogspot.com/>: [Recuperado el 16/07/2015]
- Dreamstime. (s.f.). Imágenes de stock. Obtenido de <http://es.dreamstime.com/imagenes-de-archivo-diferencial-de-la-caja->

de-cambios-aislado-en-el-fondo-blanco-image32554474: [Recuperado el 20/07/2015]

- easyRace. (30 de Mayo de 2011). Foro easyrace. Obtenido de <http://www.easyrace.net/foro/viewtopic.php?f=5&t=9691>: [Recuperado el 04/09/2015]
- E-DUCATIVA. (2015). e-educativa.catedu.es. Obtenido de http://e-educativa.catedu.es/44700165/aula/archivos/repositorio/1000/1101/html/5_transmision_por_engranajes.html: [Recuperado el 11/07/2015]
- Intermec. (s.f.). LA TRANSMISIÓN DE POTENCIA POR CADENA DE RODILLOS. Obtenido de http://www.henrygarzon.com/mecanica/transmision_potencia.pdf
- Mora, J., & Yañez, V. (2008). DISEÑO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y FRENOS PARA UN VEHÍCULO FÓRMULA SAE. Obtenido de <http://biblioteca.unet.edu.ve/index.php?module=fast>: [Recuperado el 12/05/2015]
- Motorcyclespecs. (s.f.). motorcyclespecs. Obtenido de <http://www.motorcyclespecs.co.za/index.htm>: [Recuperado el 17/04/2015]
- Polo, O. (21 de octubre de 2012). SlideShare. Obtenido de <http://es.slideshare.net/orphan4life/transmision-porcadenas>: [Recuperado el 01/07/2015]
- Raygoza, M. (s.f.). Representaciones Industriales. Obtenido de <http://www.repind.com.mx/sites/default/files/GRADO%20MAQUINARIA.pdf>
- RODATEC. (2012). Como leer un neumático. Obtenido de <http://www.rodatec.es/sub/es/informacion/6/como-leer-un%20neumatico.html>: [Recuperado el 12/12/2015]
- Rojas, D. (28 de febrero de 2015). <http://es.slideshare.net/>. Obtenido de <http://es.slideshare.net/danielrojasvarona/juntas-universales-mecatronica>: [Recuperado el 03/08/2015]

- SKF. (Mayo de 2006). Scribd. Obtenido de <https://es.scribd.com/doc/178555126/Catalogo-General-Skf>: [Recuperado el 10/09/2015]
- SPROCKETS, J. (s.f.). jtsprockets. Obtenido de <http://www.jtsprockets.com/catalogue/model/5066>: [Recuperado el 12/06/2015]
- Volkswagen. (29 de abril de 2008). Fundamentos de Motores Voswagen: es.scribd.com. Obtenido de es.scribd.com: <https://es.scribd.com/doc/28124509/Fundamentos-de-Motores-Voswagen>: [Recuperado el 26/12/2015]

ANEXOS



DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICACIÓN

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores: Franklin Patricio Caiza Caina y Juan Gabriel Fernández Carrión.

En la ciudad de Latacunga, a los 7 días del mes de enero del 2016.

Ing. Danilo Zambrano
DIRECTOR DEL PROYECTO

Ing. Mauricio Cruz
CODIRECTOR DEL PROYECTO

Aprobado por:

Ing. Danilo Zambrano
DIRECTOR DE CARRERA



Dr. Juan Carlos Díaz
SECRETARIO ACADÉMICO

