



ESPE
UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

DEPARTAMENTO DE CIENCIAS DE LA ENERGÍA Y MECÁNICA

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

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

**AUTORES: CÁRDENAS YÁNEZ RODRIGO ANDRÉS
CHAMBA MONAR EDWIN ALFONSO**

**TEMA: DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA
DE TRANSMISIÓN Y TREN DE RODAJE DE UN VEHÍCULO
BLINDADO 4X4**

**DIRECTOR: ING. MENA, EURO
CODIRECTOR: ING. IZA, HENRY**

LATACUNGA, JULIO 2014

UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS - ESPE

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

CERTIFICADO

ING. EURO MENA (DIRECTOR)

ING. HENRY IZA (CODIRECTOR)

CERTIFICAN

Que el trabajo “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y TREN DE RODAJE DE UN VEHÍCULO BLINDADO 4X4**”, realizado por RODRIGO ANDRÉS CÁRDENAS YÁNEZ, EDWIN ALFONSO CHAMBA MONAR, ha sido guiado y revisado periódicamente y cumple normas estatutarias establecidas por la ESPE, en el Reglamento de Estudiantes de la Universidad de las Fuerzas Armadas - ESPE.

Debido a que es un proyecto de excelente calidad y contenido científico que servirá para la enseñanza, aprendizaje, aplicación de conocimientos y al desarrollo profesional por lo que si recomendamos su publicación.

El mencionado trabajo consta de DOS documento empastado y DOS discos compactos el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat PDF. Autorizan a: RODRIGO ANDRÉS CÁRDENAS YÁNEZ, EDWIN ALFONSO CHAMBA MONAR, que lo entregue al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de la Carrera.

Latacunga, Julio de 2014.

Ing. Euro Mena
DIRECTOR

Ing. Henry Iza
CODIRECTOR

UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS – ESPE

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

Nosotros, Rodrigo Andrés Cárdenas Yáñez
Edwin Alfonso Chamba Monar

DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado titulado “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y TREN DE RODAJE DE UN VEHÍCULO BLINDADO 4X4**”, ha sido desarrollado en base a una investigación exhaustiva, respetando derechos intelectuales de terceros, conforme las citas que constan el pie de las páginas correspondiente, cuyas fuentes se incorporan en la bibliografía.

Consecuentemente este trabajo es de nuestra autoría.

En virtud de esta declaración, nos responsabilizamos del contenido, veracidad y alcance científico del proyecto de grado en mención.

Latacunga, Julio de 2014

Rodrigo Andrés Cárdenas Yáñez.
C.I. 172317600-2

Edwin Alfonso Chamba Monar
C.I. 171794576-8

UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS - ESPE
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

Nosotros, RODRIGO ANDRÉS CÁRDENAS YÁNEZ
EDWIN ALFONSO CHAMBA MONAR

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo “**DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLAJE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y TREN DE RODAJE DE UN VEHÍCULO BLINDADO 4X4**”, cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Julio de 2014

Rodrigo Andrés Cárdenas Yáñez.
C.I. 172317600-2

Edwin Alfonso Chamba Monar
C.I. 171794576-8

DEDICATORIA

Dedico la presente tesis a Dios el cual supo guiarme por el camino del bien, dándome energías para seguir adelante y no decaer en los inconvenientes que se presentaban en el trayecto de mi vida universitaria y por haber puesto en mi camino a personas dignas que han sido mi apoyo y compañía durante todo este tiempo.

A mis padres, por ser los promotores fundamentales de seguir adelante en mi educación, por haberme apoyado día tras día, por sus buenos consejos de perseverancia y humildad que los caracterizan y que me han inculcado siempre, por la constante motivación que consiste en el objetivo de que sea una persona de bien y sobre todo por el cariño que siempre me supieron brindar pese a los problemas existentes en el hogar.

A mis hermanas Jenny y Jessica por ser buenas personas conmigo, que con sus consejos me han enseñado a salir adelante, gracias por su paciencia y comprensión y aún más por confiar en mí y brindarme siempre su apoyo incondicional.

A mi novia Liz, mi compañía de cada día en todo este período de vida universitaria. Representante de emprendimiento y entusiasmo por tus palabras: "Tú eres capaz", mujer inteligente que con tu ayuda he seguido siempre adelante. Gracias por tu amor y comprensión que a pesar de todas las dificultades y problemas que hemos vivido siempre has estado junto a mí; logrando conseguir la culminación de uno de mis objetivos.

Gracias a todas las personas que más quiero; desde hoy empieza un reto increíble de más experiencias en el ámbito práctico de mi carrera universitaria.

Siempre hay que tratar de ser el mejor, pero nunca creerse el mejor. (Juan Manuel Fangio).

Andrés Cárdenas Y.

DEDICATORIA

Dedico este trabajo principalmente a Dios, por haberme dado la vida, sabiduría y permitirme el haber llegado hasta este momento tan importante de mi formación profesional.

¡Si Dios está conmigo, que podrá contra mí!

A mi madre Martha Monar

Al gran esfuerzo que ha realizado durante toda mi vida, por sus consejos, sus valores, su cariño, por la motivación constante que me ha permitido ser una persona de bien, pero más que nada, por su amor.

A mi padre Máximo Chamba

Por los ejemplos de perseverancia, constancia, trabajo, humildad que lo caracterizan y que me ha infundado siempre, por el valor mostrado para salir adelante y por su amor.

Así como también para mi hermano Paúl por ser ejemplo de hermano mayor y del cual he aprendido de sus aciertos y de sus momentos difíciles, siempre has estado desde mi infancia hasta hoy, dispuesto a escucharme, ayudarme y enseñarme que nada es fácil en la vida pero tampoco imposible.

A mi familia en general, que me han brindado su apoyo incondicional.

Edwin Chamba M.

AGRADECIMIENTO

Bueno en primer lugar agradezco a Dios por haberme brindado sabiduría, fortaleza y entendimiento para así poder culminar mi carrera y sobre todo por haberme iluminado para seguir adelante cumpliendo una de mis expectativas.

A mi padre Rodrigo Cárdenas por haber fomentado en mí uno de los valores fundamentales la responsabilidad y por sus consejos de llegar al éxito en lo que me proponga.

A mi madre Yolanda Yáñez, por estar a mi lado en las buenas y malas brindándome todo su amor, ternura y ganas de superación.

A mis queridas hermanas Jenny y Jessica por apoyarme a cada instante de mi vida y sobre todo sugiriéndome que sea una digna persona de bien en todos los ámbitos.

A mi estimado Edwin Chamba por ser emprendedor, carismático y sobre todo calidad de persona como amigo y compañero en todo el trayecto de vida universitaria y sobre todo en éste prestigioso proyecto.

Además quiero expresar mi más sincero agradecimiento al Ing. Euro Mena, director de esta investigación, por la confianza, paciencia y orientación brindada con respecto al interés en el trabajo.

Andrés Cárdenas Y.

AGRADECIMIENTO

Infinitamente gracias a Dios, por haberme dado fuerza y valor para culminar esta etapa de mi vida.

Agradezco también la confianza y el apoyo brindado por parte de mi madre, que sin duda alguna en el trayecto de mi vida me ha demostrado su amor, corrigiendo mis faltas y celebrando mis triunfos.

A mi padre, que siempre lo he sentido presente en mi vida. Y sé que está orgulloso de la persona en la cual me he convertido.

A mi hermano, que con sus consejos me ha ayudado a afrontar los retos que se me han presentado a lo largo de mi vida.

A mi gran amigo Andrés Cárdenas, por su apoyo incondicional, no solo en este proyecto sino el transcurso de la carrera universitaria.

A mis compañeros de clases que al pasar los niveles se convirtieron en amigos, Josué Chiluisa, Ángel Balseca, Danny Díaz, Diego Tamayo, gracias por compartir momentos de alegría, tristeza y demostrarme que siempre podré contar con ellos.

Al Ing. Euro Mena por la calidad de docente que ha demostrado ser durante la elaboración de este proyecto.

Y a los grandes maestros que conocí en el transcurso de mi vida universitaria.

Edwin Chamba M.

ÍNDICE GENERAL

CARATULA.....	i
CERTIFICADO.....	ii
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD	iii
AUTORIZACIÓN.....	iv
DEDICATORIA	v
AGRADECIMIENTO	vii
ÍNDICE GENERAL.....	ix
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
ÍNDICE DE TABLAS	xvii
ÍNDICE DE CUADROS.....	xviii
ÍNDICE DE ECUACIONES	xix
RESUMEN.....	xxii
ABSTRACT.....	xxiii
CAPÍTULO 1	1
1.1 INTRODUCCIÓN	1
1.2 IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD	1
1.3 OBJETIVO GENERAL.....	2
1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	2
1.5 TREN DE POTENCIA	2
1.5.1 Motor de combustión interna.....	4
1.6 EMBRAGUE.....	5
1.7 CAJA DE CAMBIOS / CAJA DE TRANSFERENCIA	7
1.7.1 Diseño, características mecánicas, prestaciones.....	7

1.8	ÁRBOL DE TRANSMISIÓN	10
1.8.1	Junta universal	11
1.8.2	Características generales.....	12
1.9	DIFERENCIAL.....	14
1.10	SEMI-EJES RÍGIDOS	15
1.11	GENERALIDADES DE LOS VEHÍCULOS CHEVROLET VITARA BÁSICO Y LADA NIVA.....	15
1.11.1	Características	15
1.11.2	Prestaciones importantes en el diferencial	16
1.11.3	Cubos de ruedas	16
1.12	PARÁMETROS PARA SELECCIÓN DE NEUMÁTICOS, ARO Y MATERIALES UTILIZADOS PARA EL BLINDAJE	17
1.12.1	Ruedas.....	18
1.12.2	Análisis para la selección del diámetro y tipo de aro.....	18
1.12.3	Sistema de códigos de especificación de aro.....	19
1.12.4	Metales utilizados en aros	20
1.12.5	Selección de neumáticos.....	21
1.12.6	Medida correcta.....	22
1.12.7	Capacidad de carga correcta	23
1.12.8	Ventajas de neumáticos sin cámara.....	23
1.13	BLINDAJE DE NEUMÁTICOS	24
1.13.1	Sistema de anillo metálico.....	25
1.13.2	Sistema run-flat	25
1.13.3	Material de fabricación del sistema run-flat	25
1.13.4	Diseño	26

CAPÍTULO 2	27
2.1 PARÁMETROS DE DISEÑO Y SELECCIÓN.....	27
2.1.1 Cálculo de la potencia requerida del motor	27
2.1.2 Cálculo del embrague según el par motor.....	35
2.1.3 Sistema de mando mecánico para el embrague de disco.....	40
2.1.4 Cálculo de la relación del grupo y par transmitido.....	43
2.1.5 Definición de las relaciones de la caja de cambios y diagrama de velocidades	44
2.2 CÁLCULO DE VELOCIDADES MÁXIMAS DEL VEHÍCULO EN CONDICIONES EXTREMAS	50
2.2.1 Consideraciones primordiales para los diferentes. Cálculos	50
2.3 CÁLCULO DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN.....	61
2.3.1 Factores de choque.....	63
2.3.2 Cálculo del árbol de transmisión	63
2.3.3 Velocidad crítica	64
2.3.4 Velocidad límite de rotación	68
2.3.5 Cálculo de la articulación cardán.....	68
2.3.6 Desplazamiento del vehículo en línea recta	71
2.4 SELECCIÓN DEL TREN DE POTENCIA.....	72
2.4.1 Análisis de resultados	72
2.4.2 Selección de todos los componentes a ser instalados, complementarios para el buen funcionamiento del tren de potencia.....	77
2.5 SELECCIÓN DEL NEUMÁTICO Y SISTEMA PARA BLINDARLO	78
2.5.1 Diseño del sistema run flat	78
2.5.2 Tipo y forma de aro	78

2.5.3	Determinación de diámetro y perímetro	79
2.5.4	Parámetros generales	80
2.6	CONSUMO DE COMBUSTIBLE	82
2.6.1	Consumo de combustible en carretera.....	82
2.7	DISEÑO DEL TREN DE POTENCIA.....	83
CAPÍTULO 3.....		84
3.1	MONTAJE DEL TREN DE POTENCIA	84
3.2	MONTAJE DEL MOTOR.....	84
3.3	MONTAJE DE LA TRANSMISIÓN	87
3.3.1	Ensamble de la transmisión	87
3.3.2	Conjunto del eje trasero del propulsor.....	89
3.3.3	Eje frontal del propulsor.....	90
3.3.5	Conjunto diferencial.....	91
3.3.6	Tracción delantera.....	92
3.3.7	Cubo y disco delantero.....	94
3.3.8	Conjunto embrague del cubo de rueda	96
3.3.9	Conjunto de cubo y disco	96
3.4	MONTAJE DE LA CAJA DE CAMBIOS	97
3.4.1	Palancas de control del cambio.....	97
3.4.2	Montaje de la palanca del transfer	99
3.5	MONTAJE DEL SISTEMA RUN FLAT EN EL ARO	101
CAPÍTULO 4.....		105
4.1	PRUEBAS Y TABULACIÓN DE RESULTADOS.....	105
4.1.1	Velocidades máximas otorgadas por la transmisión en línea recta.....	105

4.1.2	Velocidad máxima en línea recta del vehículo en terreno arenoso	106
4.1.3	Velocidad máxima en pendiente (15%) en terreno arenoso.....	106
4.1.4	Velocidad máxima en línea recta del vehículo en terreno asfaltado.....	107
4.1.5	Velocidad máxima en pendiente (15%) en terreno asfaltado	108
4.1.6	Velocidad máxima del vehículo con una pendiente entre 12° - 13,2°...	108
4.2	PRUEBA Y RENDIMIENTO DEL MOTOR.....	110
4.2.1	Tiempo mínimo en calentarse el motor	110
4.2.2	Presión por cilindro.....	110
4.2.3	Vacío del motor	113
	CAPÍTULO 5.....	117
5.1	CONCLUSIONES.....	117
5.2	RECOMENDACIONES	118
	BIBLIOGRAFÍA.....	119
	NETGRAFÍA	120
	ANEXOS.....	122

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1. 1 Transmisión del tren de potencia.....	3
Figura 1. 2 Conjunto caja de transferencia y fuentes asociadas.....	8
Figura 1. 3 Sección de una caja reductora.	9
Figura 1. 4 Junta universal. 1. Cruceta / 2. Horquillas en forma de Y.	12
Figura 1. 5 Pestaña del aro de rueda.....	19
Figura 1. 6 Sistemas para neumáticos blindados.	24
Figura 1. 7 Sistema run flat neumáticos según su perfil.	26
Figura 2. 1 Resistencia por pendiente.	31
Figura 2. 2 Sistema de mando mecánico.....	42
Figura 2. 3 Diagrama de velocidades con características técnicas del vehículo Vitara.	47
Figura 2. 4 Diagrama de velocidades considerando el par máximo, características técnicas del vehículo Vitara.	48
Figura 2. 5 Fuerzas de resistencia que se oponen al movimiento del vehículo	58
Figura 2. 6 Cálculos en el árbol de transmisión.	61
Figura 2. 7 Diámetros en un eje hueco o árbol de transmisión.	62
Figura 2. 8 Peso existente en el árbol de transmisión.	66
Figura 2. 9 Funcionamiento del diferencial en línea recta.....	72
Figura 2. 10 Especificaciones del aro.	79
Figura 2. 11 Determinación de perfil del aro.	79
Figura 2. 12 Determinación del perímetro del aro.....	80
Figura 2. 13 Diseño run flat.....	81
Figura 2. 14 Montaje run flat.	82

Figura 2. 15 Tren de potencia.....	83
Figura 3. 1 Montaje uniforme de la base del motor.....	84
Figura 3. 2 Montaje del múltiple de escape.	85
Figura 3. 3 Montaje del alternador y motor de arranque.	85
Figura 3. 4 Instalación del depurador (filtro de aceite).	86
Figura 3. 5 Instalación de mangueras y cañerías de refrigeración.....	86
Figura 3. 6 Puntos de anclaje Vitara básico.....	87
Figura 3. 7 Kit embrague.	88
Figura 3. 8 Ensamble árbol de transmisión.....	88
Figura 3. 9 Árbol de transmisión.	89
Figura 3.10 Árbol de transmisión dividido en partes	89
Figura 3.11 Instalación del eje propulsor.	90
Figura 3.12 Eje trasero.	91
Figura 3.13 Conjunto diferencial.	92
Figura 3.14 Conjunto de eje de accionamiento y partes asociadas.....	93
Figura 3.15 Eje de accionamiento frontal.....	94
Figura 3.16 Cubo y disco delantero.	95
Figura 3.17 Pasos de armado cubos delanteros.....	95
Figura 3.18 Conjunto de embrague.	96
Figura 3.19 Anillo de presión y arandelas de ajuste.	96
Figura 3.20 Posición de tope.	97
Figura 3.21 Retenedores palanca de cambios	97
Figura 3.22 Instalación de apoyos palanca de cambios.	98
Figura 3.23 Colocación de la palanca del transfer.	98

Figura 3.24 Montaje de la palanca del transfer.....	99
Figura 3.25 Instalación palanca de cambios.....	100
Figura 3.26 Instalación de funda palanca de cambios.....	100
Figura 3.27 Posición funda de transferencia.....	101
Figura 3.28 Instalación funda de transferencia.....	101
Figura 3.29 Instalación del sistema run flat.....	102
Figura 3.30 Neumático sin presión de aire.....	102
Figura 3.31 Separación del aro con el neumático.....	103
Figura 3.32 Tornillo de seguridad – sistema run flat.....	103
Figura 3.33 Apriete del sistema run flat en el aro.....	104
Figura 3.34 Verificación superficie de contacto sistema run flat.....	104
Figura 4. 1 Velocidad máxima en terreno arenoso.....	106
Figura 4. 2 Velocidad máxima con inclinación en terreno arenoso.....	107
Figura 4. 3 Velocidad máxima en asfalto.....	107
Figura 4. 4 Velocidad máxima con inclinación en asfalto.....	108
Figura 4. 5 Velocidad máxima en pendiente a 2500 rpm.....	109
Figura 4. 6 Desmontaje de bujías.....	111
Figura 4. 7 Partes y montaje del manómetro de compresión.....	111
Figura 4. 8 Posición de pedales.....	112
Figura 4. 9 Montaje de bujías.....	113
Figura 4.10 Instalación del vacuómetro.....	114
Figura 4.11 Nivel de aceite.....	115
Figura 4.12 Interruptor de presión de aceite.....	115
Figura 4.13 Manómetro de aceite.....	116

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1 Especificaciones motores 4x4 en Ecuador	4
Tabla 1.2 Características del eje de propulsión	11
Tabla 1.3 Comparación diferenciales Vitara y Lada.....	14
Tabla 2.1 Valores para el coeficiente de rodadura.....	27
Tabla 2.2 Propiedades de materiales para árboles de transmisión.	62
Tabla 2.3 Factores de choque combinados a utilizar en las ecuaciones.	63
Tabla 2.4 Resultados obtenidos del vehículo Vitara básico.....	73
Tabla 4.1 Comparación de velocidades en línea recta.	105
Tabla 4.2 Presión de compresión.	112

ÍNDICE DE CUADROS

Cuadro 1.1 Aspectos a considerar en la selección del motor de combustión interna.....	5
Cuadro 1.2 Aspectos a considerar en la selección del embrague.	6
Cuadro 1.3 Aspectos a considerar en la selección de una caja de velocidades.	9
Cuadro 1.4 Prestaciones - articulaciones / junta universal.	13
Cuadro 1.5 Propiedades mecánicas AISI 1040 trabajo en frío.	20
Cuadro 1.6 Propiedades mecánicas de la aleación (AlSi7Mg).	20
Cuadro 1.7 Características - rines Vitara y Lada Niva.	21
Cuadro 1.8 Plásticos elastómeros.	25
Cuadro 4.1 Análisis de resultados.	109

ÍNDICE DE ECUACIONES

Ecuación 2. 1 Resistencia por rodadura	28
Ecuación 2. 2 Potencia por rodadura.....	29
Ecuación 2. 3 Resistencia por aire.....	29
Ecuación 2. 4 Coeficiente de resistencia al aire.....	29
Ecuación 2. 5 Superficie maestra	29
Ecuación 2. 6 Potencia por aire	30
Ecuación 2. 7 Resistencia por pendiente	31
Ecuación 2. 8 Resistencia por pendiente por cada 100 metros	31
Ecuación 2. 9 Potencia mínima.....	31
Ecuación 2.10 Potencia por pendiente	32
Ecuación 2.11 Potencia máxima por pendiente	32
Ecuación 2.12 Par transmitido por las dos caras	36
Ecuación 2.13 Presión específica	37
Ecuación 2.14 Presión específica relacionando diámetro exterior e interior.....	37
Ecuación 2.15 Fuerza aplicada en el pedal del embrague	41
Ecuación 2.16 Perímetro de rueda	43
Ecuación 2.17 Número de vueltas del neumático	43
Ecuación 2.18 Par transmitido a la entrada y salida de la corona.....	43
Ecuación 2.19 Relación de potencias transmitidas.....	44
Ecuación 2.20 Relación entre el número de dientes de engranajes	44
Ecuación 2.21 Velocidad máxima del vehículo en todas sus reducciones	46
Ecuación 2.22 Velocidad en todas sus reducciones con su par máximo.....	47
Ecuación 2.23 Pendiente superable con cada una de las velocidades.....	49

Ecuación 2.24 Pendiente con su par máximo	49
Ecuación 2.25 Velocidad máxima en línea recta expresada en V	53
Ecuación 2.26 Sumatoria de fuerzas aplicadas en el vehículo	60
Ecuación 2.27 Fuerza tractora	60
Ecuación 2.28 Diámetro árbol de transmisión a esfuerzos de torsión	61
Ecuación 2.29 Relación diámetro exterior e interior.....	64
Ecuación 2.30 Torque.....	65
Ecuación 2.31 Torque en función de velocidad crítica.....	65
Ecuación 2.32 Velocidad crítica.....	65
Ecuación 2.33 Velocidad crítica en función de diámetros.....	66
Ecuación 2.34 Constante de los apoyos del árbol en sus extremos.....	66
Ecuación 2.35 Velocidad crítica final	67
Ecuación 2.36 Velocidad límite de rotación	68
Ecuación 2.37 Velocidad máxima en función del régimen máximo del motor ..	68
Ecuación 2.38 Esfuerzo en cojinetes de articulación.....	69
Ecuación 2.39 Carga en cojinetes simétricos	69
Ecuación 2.40 Superficie proyectada por un cojinete	69
Ecuación 2.41 Simplificación de la presión específica sobre un cojinete.....	69
Ecuación 2.42 Presión específica sobre un cojinete.....	69
Ecuación 2.43 Presión específica en diferentes reducciones	69
Ecuación 2.44 Relación de diámetros exterior e interior.....	71
Ecuación 2.45 Presión específica	71
Ecuación 2.46 Relación de transmisión en el diferencial.....	71
Ecuación 2.47 Perímetro del rin.....	80

Ecuación 2.48 Consumo de combustible..... 82

RESUMEN

El proyecto tiene como objetivo principal diseñar, seleccionar y ensamblar el sistema de tren de potencia de un vehículo blindado 4x4 bi-plaza, que cumpla con los parámetros principales de diseño; adicional se construirá el sistema de blindaje de neumáticos, de tal forma que se acoplen a las normas de calidad NIJ IIA. Para esto, se adquirió los componentes mecánicos los cuales fueron ensamblados, así como también aros, neumáticos y el material de construcción para el blindaje del mismo. En el Capítulo Uno se realizó un estudio de las diferentes prestaciones de los vehículos 4x4 existentes en el parque automotor del Ecuador, para cual se consideró dos vehículos que cumplieron con los diferentes parámetros para ejecutar el prototipo. En el Capítulo Dos se estableció cálculos de ingeniería, para determinar los elementos mecánicos que más se ajustan a los componentes existentes en el mercado nacional y que sea de fácil adquisición; adicional, se realizó un análisis teórico de las diferentes prestaciones en dos tipos de suelos. En el Capítulo Tres, se detalló el montaje del tren de potencia, principalmente el antibalístico en neumáticos. En el Capítulo Cuatro, se realizó pruebas de ruta; considerando parámetros tomados en el Capítulo Dos de tal forma que se realizó una comparación entre lo práctico y lo teórico.

PALABRAS CLAVES: Vehículos blindados, sistemas de transmisión, diseño y construcción, sistema runflat.

ABSTRACT

The project's main objective is that we design, select and assemble the power train system of a 4x4 armored vehicle bi - square, which fulfills the main design parameters and engages current quality standards, concerning the shield tires with respect to the Standard NIJ IIA. In this project we acquired all mechanical which were assembling, As well as rings, tires and the construction material for shielding the system. In Chapter One We studied of the various benefits of existing 4x4 vehicles in the fleet of Ecuador, for two vehicles which performed the different parameters of prototype. In Chapter Two We established engineering calculations to determine the mechanical elements that exist in the domestic market and easily acquired; further, a theoretical analysis of the various benefits in two soil types. In Chapter Three, we specified the power train assembly, mainly we detailed about antiballistic tires. In Chapter Four, We made road tests; considered the parameters taken in Chapter Two, however. For doing comparison between practical and theoretical.

KEYWORDS: Armored vehicles, transmission systems, design and construction, runflat system.

CAPÍTULO 1

1.1 INTRODUCCIÓN

El proyecto consiste en diseñar, seleccionar y ensamblar el sistema de tren de potencia para un vehículo blindado 4x4, mediante la correcta aplicación de diferentes herramientas computacionales de última tecnología y utilizando componentes nacionales o de fácil adquisición en el mercado.

El sistema de transmisión es el conjunto de elementos que tiene la misión de hacer llegar el giro del motor hasta las ruedas motrices pasando por la caja de cambios.

Este sistema consigue variar la relación de transmisión entre el cigüeñal y las ruedas. Esta relación varía en función de las circunstancias del momento (carga transportada y el trazado de la calzada). Según como intervenga la relación de transmisión, si el árbol de transmisión gira más despacio que el cigüeñal, se ha producido una desmultiplicación o reducción y en caso contrario una multiplicación o súper-marcha.

Los vehículos 4x4 demuestran un excelente rendimiento en terrenos irregulares: si las ruedas delanteras encuentran algún obstáculo, las ruedas traseras empujan desde atrás o si las ruedas traseras pierden tracción las ruedas delanteras tiran del vehículo.

1.2 IDENTIFICACIÓN DE LA NECESIDAD

La idea del uso de un vehículo blindado 4x4 nace por la facilidad que presentan estos vehículos para realizar travesías, vigilar zonas protegidas y moverse en terrenos de bajo coeficiente de fricción. Por lo que es imprescindible un vehículo de estas características en zonas de alta montaña, desérticas, tropicales y en general en cualquier lugar de difícil acceso.

En la Universidad y en el Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica no existe ninguna referencia específica del diseño y construcción del

sistema de transmisión y tren de rodaje de un vehículo blindado 4x4 y tomando en cuenta la carencia de este tipo de vehículos en nuestro país, hemos optado por desarrollar este tema, para que las futuras generaciones que asuman este reto, tengan la claridad y la información adecuada para el diseño y la construcción del mismo; considerando los esfuerzos que serán sometidos los componentes del vehículo.

1.3 OBJETIVO GENERAL

Diseñar, seleccionar y ensamblar el sistema de tren de potencia de un vehículo blindado 4x4 maniobrable en terrenos poco accesibles para usarse en el ámbito militar, seguridad o de rescate.

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Diseñar, seleccionar y ensamblar el sistema de tren de potencia para un vehículo blindado 4x4.
- Realizar el estudio y selección de los materiales para el blindaje de los neumáticos del vehículo 4x4.
- Utilizar el software de ingeniería asistida por computador para simular y diseñar la construcción del sistema de blindaje en neumáticos.

1.5 TREN DE POTENCIA

Se basa en todos los elementos mecánicos que proporcionan la transmisión del movimiento, el cual inicia en el volante de inercia y culminará en las ruedas como lo podemos observar en la Figura 1.1.

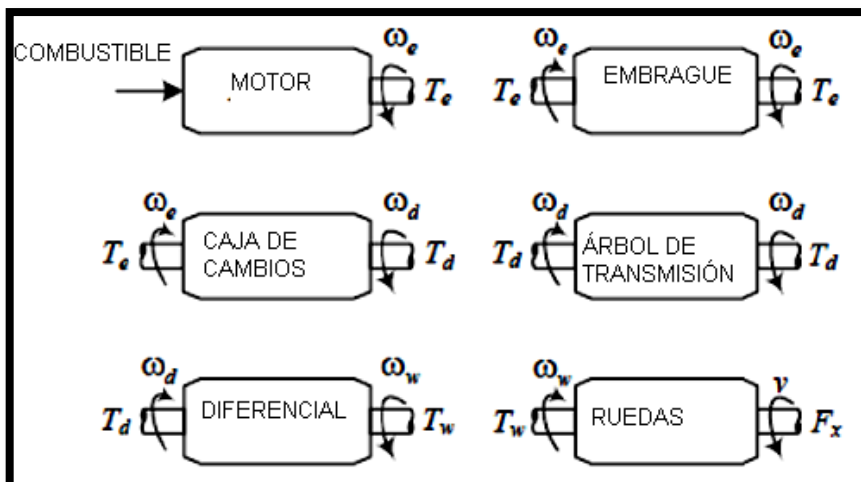


Figura 1. 1 Transmisión del tren de potencia.

Fuente: <http://es.scribd.com/doc/96720261/S11-Calculos-en-caja-de-velocidades-mecánica>.

Para la selección de los diferentes componentes del tren de potencia se deberá considerar varios factores, entre los primordiales se encuentran:

- Facilidad de adquisición de los componentes mecánicos en el mercado nacional, considerando su costo y que no exista la escasez de los mismos.
- Al referirse de un prototipo bi-plaza 4X4, se utilizará un motor de combustión interna de 4 cilindros con un rango de cilindrada de 1400 – 1800 cc; por la alta demanda existente entre los más vendidos en Ecuador y por poseer maravillosos resultados en el parque automotor; referente a seguridad, confiabilidad, calidad, desempeño eficiente y por optimizar uno de los factores principales el consumo de combustible.
- Compatibilidad con el tren de potencia 4X4 y el motor de combustión interna.
- Una vez seleccionado el anterior, se analizará el tamaño de neumático y aro apropiado.

- Selección del tipo de material para la fabricación del sistema en el blindaje de neumáticos.

1.5.1 Motor de combustión interna

De acuerdo a la visualización del parque automotor en Ecuador existen diferentes motores de combustión interna compatibles al 4X4 en diferentes marcas.

En la Tabla 1.1 se puede apreciar que Lada y Chevrolet poseen características similares para la selección.

Tabla 1.1 Especificaciones motores 4x4 en Ecuador

MARCA	TIPO	CILINDRADA (cc)
Toyota	Rav 4	2000
	Land Cruiser	4500
	Prado	2700
Nissan	Frontier	2389
	X-trail	2488
	Pathfinder	2400
	Patrol	4000
Lada	Niva	1600
Chevrolet	Vitara Básico	1600

Fuente: Catálogos – Concesionarios.

El Cuadro 1.1 se refiere a beneficios que poseen cada una de las marcas ya nombradas.

Cuadro 1. 1 Aspectos a considerar en la selección del motor de combustión interna.

Marcas	Chevrolet-Vitara básico	Lada-Niva
Tipo de vehículo	Jeep	Jeep
Dimensiones del motor (potencia, torque, rpm)	Tipo: G16b SOHC Número de cilindros: 4 en línea Cilindrada: 1590 cc Diámetro por carrera: 75,0x90,0 mm Relación de compresión: 9,5 a 1 Potencia máxima: 94,7Hp@5600r.p.m. Torque Max(SAE): 13,5 Kg-m@3600 r.p.m.	Tipo: 2121 cuatro tiempos. Número de cilindros: 4 en línea Cilindrada: 1570 cc Diámetro por carrera: 79 x 80 mm Relación de compresión: 8,5 a 1 Potencia máxima: 76,9Hp@5400 r.p.m. Torque Max(SAE): 11,62 Kg-m @3400 r.p.m.
Tipo del tren motriz	4x4	4x4
Arquitectura del motor	Motor longitudinal	Motor longitudinal
Prestaciones	Consumo por carretera a: 8,3 litros/ 100 km	Consumo por carretera a: 11 litros/100 km

Fuente: Catálogos – Concesionarios.

1.6 EMBRAGUE

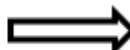
Son acoplamientos móviles que permiten acoplar y desacoplar dos ejes entre sí, sin necesidad de parar el motor permitiendo transmitir un movimiento de giro de un eje a otro eje, cuando están alineados, de acuerdo a las

necesidades del conductor conectar, o desconectar la salida del par motor con la entrada de la caja mecánica de velocidades.

El Cuadro 1.2 se considera los aspectos para la selección del embrague.

Cuadro 1. 2 Aspectos a considerar en la selección del embrague.

Marcas	Chevrolet-Vitara básico	Lada - Niva
Tipo de vehículo	Jeep	Jeep
Características	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Diámetro 1 [mm] : 215 ▪ Diámetro 2 [mm] : 215 ▪ Número de dientes : 20 ▪ Perfil del cubo : 20x20,1x23,1 ▪ Peso [kg] : 5,56 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Diámetro 1 [mm] : 215 ▪ Diámetro 2 [mm] : 215 ▪ Número de dientes : 20 ▪ Perfil del cubo : 20x20,1x23,1 ▪ Peso [kg] : 5,75
Embrague	<p>El muelle es de tipo dientes cónicos, formado por un anillo sólido en la parte de diámetro exterior con una serie de dientes cónicos hacia adentro</p> <p>El disco, con tres muelles en espiral torsionales está en el eje de entrada de la transmisión con un encaje de estriado envolvente en círculo</p>	<p>El conjunto de embrague consta del plato de presión, la cubierta del embrague, el resorte de diafragma, el pasador de pivote y el conjunto del disco conducido</p>
Tipo	Muelle con diafragma de tipo disco sencillo seco	Plato único seco con diafragma
Accionamiento	Mecánico (Longitud [mm]: 1850 - 1598)	Mecánico (Longitud [mm]: 670)
	Facilidad al realizar los cambios de velocidades, por	Existe dificultad al realizar los cambios de

CONTINÚA 

	poseer una distancia mínima de 3,2 cm entre el anillo y el pedal de embrague	velocidades por la distancia extrema de 4,5 cm que posee entre el anillo y el pedal de embrague
Prestaciones	Vehículo de todo terreno sometido a una presión de hasta $2.5 \frac{Kgf}{cm^2}$ ¹ al presionar el pedal de embrague	Vehículo de todo terreno sometido a una presión de hasta $2.5 \frac{Kgf}{cm^2}$ ¹ , al presionar el pedal de embrague
	Confianza y confort al ejecutar cambios de marcha al recorrer cualquier tipo de camino	Fuerza excesiva al realizar los cambios de marcha

Fuente: Catálogos / Manual técnico Chevrolet Vitara-Lada Niva.

1.7 CAJA DE CAMBIOS / CAJA DE TRANSFERENCIA

Los parámetros en la selección, permitirá conocer el desempeño óptimo en condiciones normales y extremas; ya sea el recorrido a realizarse en carreteras arenosas y asfaltadas tanto en línea recta como pendiente.

1.7.1 Diseño, características mecánicas, prestaciones

La caja de cambios es el componente que, conservando la potencia proporcionada por el motor a un número establecido de vueltas transforma el par motor en otro mayor o menor, disminuyendo o incrementando al mismo tiempo, el número de revoluciones.

La caja de transferencia se utiliza para proporcionar los medios de suministrar un flujo de potencia al eje delantero. Además entrega un medio para desconexión del eje delantero, abasteciendo mejor economía de combustible y funcionamiento más silencioso cuando el vehículo esté siendo llevado por

¹ (Cascajosa, 2005)

carreteras mejoradas donde no sea necesario el usar tracción a las cuatro ruedas.

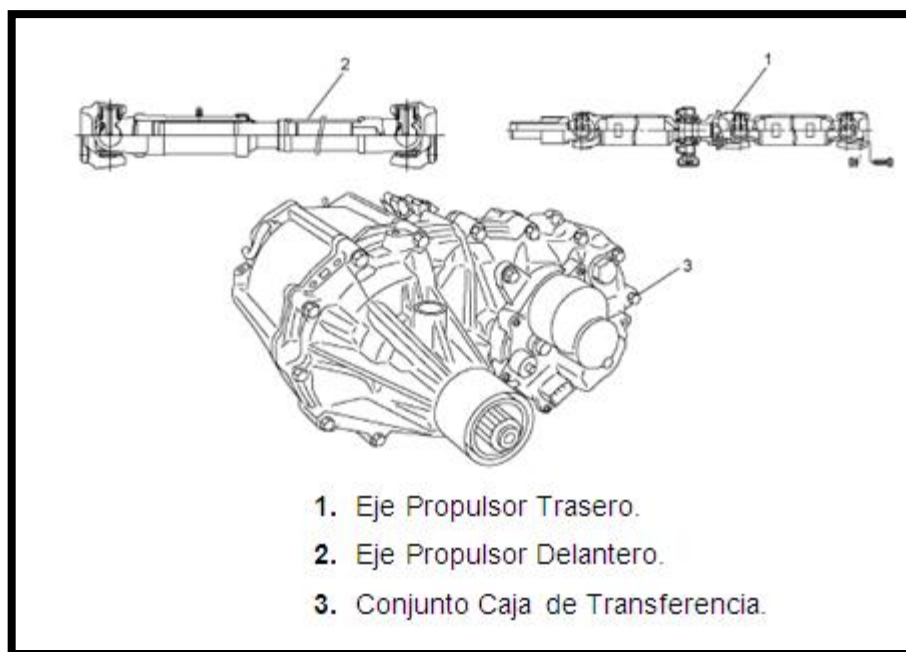


Figura 1. 2 Conjunto caja de transferencia y fuentes asociadas.

Fuente: Manual técnico Chevrolet Vitara básico.

En la Figura 1.2 se observa el eje propulsor trasero y delantero, que son los encargados en transmitir movimiento hacia el diferencial trasero y delantero respectivamente, conectando la transmisión del motor a la rueda de tracción, en algunos casos, por lo general son utilizados en vehículos tipo pick up y todo terreno.

En la Figura 1.3 se encuentra una caja de transferencia por engranajes con sus respectivas partes internas.

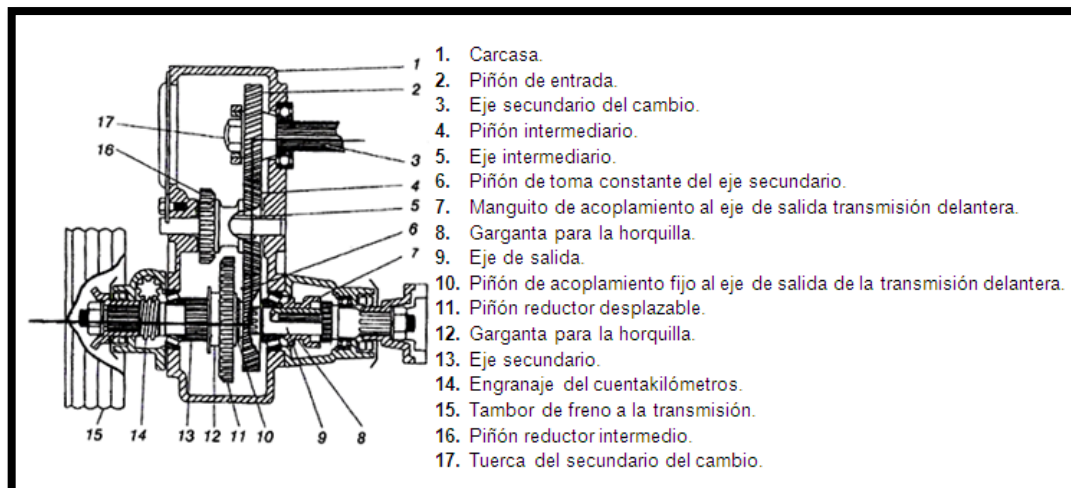


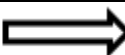
Figura 1. 3 Sección de una caja reductora.

Fuente: Manual Ceac del automóvil.

En el Cuadro 1.3 se comparará las prestaciones de la caja de cambios de los dos vehículos.

Cuadro 1. 3 Aspectos a considerar en la selección de una caja de velocidades.

	Chevrolet-Vitara básico	Lada- Niva
Tipo de vehículo	Jeep	Jeep
El número de ejes de la caja de velocidades	Se compone de un eje de entrada, eje principal y un contra-eje y engranaje de marcha atrás instalados en la caja de aluminio	Tres ejes (uno de entrada, un intermedio y uno de salida), en caja de aluminio
Velocidad máxima a desarrollar	Velocidad máxima: 140 km/h	Velocidad máxima: 127,5 km/h
Número de relaciones de transmisión de la caja de	Relaciones de transmisión caja de	Relaciones de transmisión caja de

CONTINÚA 

velocidades	cambios Primera: 3,652 Segunda: 1,947 Tercera: 1,379 Cuarta: 1,000. Quinta: 0,864 Marcha atrás: 3,670 Relaciones de transmisión caja de transferencia Velocidad superior: 1 Velocidad inferior: 1,816	cambios Primera: 3.242 Segunda: 1.989 Tercera: 1,289 Cuarta: 1,000 Marcha atrás: 3,340 Relaciones de transmisión caja de transferencia. Velocidad superior: 1,194 Velocidad inferior: 2,123
Parámetros que deberá cumplir la caja de cambios	Arrancar con una cierta aceleración bajo condiciones exigentes Alcanzar la máxima velocidad Mantener el motor trabajando en el rango óptimo de funcionamiento	

Fuente: Catálogos – Concesionarios.

1.8 ÁRBOL DE TRANSMISIÓN

El torque es transmitido de la transmisión al eje a través del árbol propulsor y el conjunto de junta universal. Todos los ejes propulsores son del tipo de tubo balanceado.

La Tabla 1.2 hace referencia a especificaciones técnicas de cada uno de ellos.

Tabla 1. 2 Características del eje de propulsión

Tipo	Vitara Básico	Lada – Niva
Material	Acero al carbón, con resistencia a la ruptura por torsión	Acero al carbón, con resistencia a la ruptura por torsión
Tipo de transmisión	5 T/M	4 T/M
Distancia entre Ejes	2200 (mm)	2200 (mm)
Eje Delantero	1395 (mm)	1430 (mm)
Eje Trasero	1400 (mm)	1400 (mm)
Diámetro exterior árbol delantero	38 (mm)	36 (mm)
Diámetro exterior árbol trasero	51 (mm)	47 (mm)
Longitud árbol delantero	600 (mm)	590 (mm)
Longitud árbol trasero	810 (mm)	780 (mm)

Fuente: Catálogos – Concesionarios.

1.8.1 Junta universal

Una junta universal consiste en dos horquillas en forma de Y conectadas mediante una cruceta denominada estrella. La estrella tiene la forma de una cruz. Las juntas universales se diseñan para controlar los efectos de diversas cargas y la rotación de los semiejes delantero y trasero durante la aceleración. Dentro de los diferentes ángulos diseñados, la junta universal funcionará eficientemente y con seguridad como se ilustra en la Figura 1.4, a continuación.

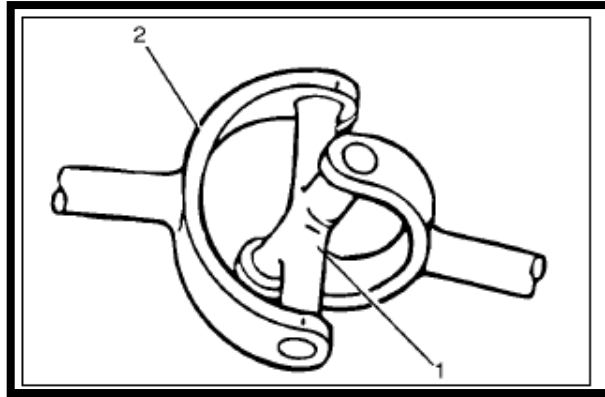


Figura 1. 4 Junta universal. 1. Cruceta / 2. Horquillas en forma de Y.

Fuente: Manual de Fabricante Chevrolet.

Cuando se modifica o se excede el ángulo diseñado puede disminuir la vida útil de la junta. Los rodamientos utilizados en las juntas universales son los de aguja. Los rodamientos de aguja se mantienen en posición en soportes mediante casquetes redondos. Los casquetes se fijan dentro de las horquillas mediante anillos de retención.

1.8.2 Características generales

- Las juntas universales no necesitan lubricación llamándose por lo tanto juntas sin engrase.
- Constan de disco de tejido, bridas de tejido, discos de cable o de un cuerpo de goma interpuesto entre dos bridas sujeto todo mediante pernos de unión.
- Se emplea en árboles articulados cuando el mecanismo diferencial está unido firmemente a la carrocería o al bastidor y es guiado sin desviaciones angulares.
- Muestran larga vida útil.
- Reducen vibraciones y ruidos en la transmisión.
- Resisten altos pares y velocidades de funcionamiento.
- Mantenimiento mínimo.

El Cuadro 1.4 indica generalidades del árbol y articulaciones.

Cuadro 1. 4 Prestaciones - articulaciones / junta universal

Tipo	Vitara Básico	Lada – Niva
Material	Acero de gran intensidad y rigidez	Acero de gran intensidad y rigidez
Articulación	Silentbloc	Disco de Tejido
Características	Son a causa del cuerpo de goma que llevan	Forma de articulación de uno y de dos discos
	De acuerdo a su elasticidad transversal ahorra la junta corrediza en el caso de árboles articulados firmemente soportados	Elementos interpuestos, elásticos; es decir, como articulación delantera entre el mecanismo de cambio de velocidades y el árbol articulado de transmisión y como articulación trasera entre el árbol articulado y el mecanismo diferencial
	La pieza intermedia según sea el tipo de unión del árbol articulado puede estar dispuesta de modo centrado	En el caso de articulaciones de dos discos están ambos centrados
Prestaciones	Permiten desviaciones angulares de 5° y por breve espacio de tiempo hasta de 8°	Permiten un ángulo de desviación hasta de 3° y por breve tiempo hasta de 5°
	Más elásticas que las de disco de tejido	Su elasticidad es deficiente
	Amortigua oscilaciones y ruidos	No amortigua oscilaciones ni ruidos

Fuente: Tecnología del automóvil. Tomo 2 GTZ

Finalmente no se realizará ninguna adaptación entre las partes de cada uno, por la simple razón de que todos los mecanismos tienen mejor rendimiento al cumplir su función con piezas especificadas por el fabricante.

1.9 DIFERENCIAL

Al recorrer una curva, las ruedas exteriores de un vehículo tienen que realizar un camino más largo que las interiores. También las irregularidades de la superficie de la carretera provocan diferencias en los recorridos. Si las ruedas motrices tienen que rodar en estos casos sobre el camino sin resbalar no podrán estar unidas entre sí mediante árboles rígidos. El mecanismo diferencial hace posible que las ruedas motrices tengan distintos números de revoluciones.

La Tabla 1.3 indica las características principales que posee cada uno.

Tabla 1. 3 Comparación diferenciales Vitara y Lada

Marcas	Chevrolet-Vitara básico	Lada - Niva
Tipo de vehículo	Jeep	Jeep
Características	Esta marca posee tres tipos de diferenciales traseros dependiendo la relación entre piñón y corona. $R_1 : 1:4,1 (10/41)$ $R_2 : 1:4,55 (9/41)$ $R_3 : 1:6,15 (7/43)$ Diferencial delantero. $R_1 : 1:5,125 (8/41)$	Posee diferenciales con las diferentes relaciones entre piñón y corona. $R_1 : 1:3,73 (11/41)$ $R_2 : 1:4,44 (9/40)$ $R_3 : 1:4,30 (10/43)$ $R_4 : 1:4,10 (10/41)$ Diferencial delantero. $R_1 : 1:3,90 (11/43)$

Fuente: <http://nivaperu.org/seccion-tecnica> y <http://medina4x4.cl/tienda/es/diferenciales>.

1.10 SEMI-EJES RÍGIDOS²

Los semiejes de los puentes rígidos se conforman de barras cilíndricas de acero de alta resistencia, que poseen en sus extremos un estriado que va unido al planetario diferencial. Existen varios tipos de éstos que se detallan a continuación:

- **Semi-flotante**

Este tipo de semi-eje rígido se apoya en el planetario y en el tubo del puente. El cubo de rueda queda libre y el semieje soporta todo el peso del eje.

- **Tres cuartos flotante**

Se apoya en el planetario y en el cubo de rueda. El peso se divide entre el tubo del puente y el semieje.

- **Flotante**

El semieje no recibe ningún peso. El cubo de rueda lo soporta íntegramente al semieje.

1.11 GENERALIDADES DE LOS VEHÍCULOS CHEVROLET VITARA BÁSICO Y LADA NIVA

Se ha realizado la inspección de estos dos tipos de vehículos y se ha resultado que ambos poseen el conjunto del eje posterior semi-flotante.

1.11.1 Características:

- El peso del vehículo es transportado por la carcasa del eje.
- La línea central del piñón diferencial está por debajo de la línea central del engrane anular.
- Todas las piezas necesarias para transmitir energía desde el eje del propulsor a las ruedas posteriores están encerradas en una carcasa del eje de tipo guitarra.

² (Males Alcoser & Morales Lema, 2007)

- El eje posterior del engrane anular utiliza un aro convencional y el engrane anular se fija para transmitir la fuerza de accionamiento del motor a las ruedas posteriores.
- La profundidad del piñón se fija por medio de un paquete de laminillas o calces localizado entre el extremo del cojinete del piñón y el cojinete de rodillos que se presiona en el piñón.
- El cojinete del piñón precargado se fija aplastando un espaciador de aplastamiento entre los cojinetes en la carcasa del eje.

1.11.2 Prestaciones importantes en el diferencial

El diferencial se utiliza para permitir que las ruedas giren a diferentes velocidades mientras que el eje posterior continúe transmitiendo la fuerza de accionamiento.

Esto previene el desgaste de la llanta cuando se desplaza alrededor de esquinas y previene, además el desgaste prematuro en las piezas del eje interno.

El eje posterior se sella con un sello de piñón, un sello en cada Semi-eje y por medio de un empaque líquido entre el porta diferencial y la carcasa del eje.

1.11.3 Cubos de ruedas

Es importante conocer las prestaciones existentes en los cubos de ruedas; ya sea con bloqueo automático o manual.

a. Cubo de ruedas bloqueo automático

Ventaja y desventaja existente en este tipo de cubo de ruedas:

a.1 Ventaja

El conductor no necesita abandonar el vehículo para activar la tracción en las 4 ruedas o conducir el vehículo con tracción en 2 ruedas con el eje delantero conectado.

a.2 Desventaja

Se requiere que el vehículo avance cierta distancia, normalmente un giro completo de rueda, y normalmente en una dirección concreta para que así los cubos se conecten o desconecten. Al implementar este tipo de sistema su costo es relativamente elevado.

b. Cubo de ruedas de bloqueo manual

Ventaja y desventaja existente en este tipo de cubo de ruedas:

b.1 Ventaja

Una vez activado los cubos, empieza a trabajar directamente sin la necesidad que la rueda gire una vuelta para accionarse. Su costo es económico tanto para la adquisición del sistema y mantenimiento.

b.2 Desventaja

Para activar o desactivar el cubo necesariamente se deberá detener el vehículo, es decir conectar la doble tracción desde el interior del vehículo, con una palanca, y bajar y conectar los cubos de las ruedas delanteras, para así enganchar las masas de las ruedas a los semiejes.

1.12 PARÁMETROS PARA SELECCIÓN DE NEUMÁTICOS, ARO Y MATERIALES UTILIZADOS PARA EL BLINDAJE

Para la selección de neumáticos y aro correspondiente al mismo en primer lugar se definirá el concepto de rueda.

1.12.1 Ruedas³

Se define a la rueda como el componente giratorio que soporta la carga y está situado entre el neumático y el eje. Las ruedas de los vehículos actuales se componen de dos partes fundamentales:

- El neumático.
- Aro o centro de rueda.

La llanta es la parte de la rueda que, mediante un perfil adecuado, sirve de soporte al neumático, y el centro de la rueda es la parte que une la llanta con el cubo de la rueda.

1.12.2 Análisis para la selección del diámetro y tipo de aro

Según el tipo de construcción se clasifican en ruedas de disco y en ruedas de radio y según el material que están hechas, en ruedas de acero y ruedas de aleaciones de materiales ligeros.

Las ruedas de disco se emplean frecuentemente por sus ventajas en vehículos de turismo y en camiones. Tienen una buena conductividad térmica y además, en virtud de la unión del disco con la llanta, una gran resistencia. Las tuercas de forma cónica garantizan el buen centrado de la rueda.

Las ruedas de disco son de chapa de acero estampada o de aleaciones de metales ligeros o forjados. Las ventajas de las ruedas de aleación de metal ligero son su bajo peso y con ello la reducción de las masas no suspendidas sobre resortes del vehículo y una ventilación de los frenos más eficaz.

Lo fundamental considerar que rines grandes significa más peso, esto es importante ya que el mayor peso afectará considerablemente la suspensión del vehículo y su desempeño en curvas.

³ (Luque, Alvarez, & Vera, Ingeniería del Automóvil, 2005)

1.12.3 Sistema de códigos de especificación de aro⁴

Se tomará en cuenta varios factores para la selección del diámetro y tipo de aro y se detallará a continuación:

El tamaño de la rueda de disco o aro es indicado en la superficie de la misma y generalmente incluido el ancho, la forma de la pestaña y el diámetro del aro.

Las ruedas de disco marcadas con código “J” y “JJ” son de idéntica forma, pero la elevación del tamaño de la pestaña (distancia) del asiento de fijación del neumático difiere ligeramente. La elevación de la pestaña es de 17,5 mm (0,689 pulg.) en las pestañas de aro “J” y 18 mm (0,709 pulg.) en las pestañas de aro "JJ".

Generalmente, la forma de la pestaña del aro es “J” en aquellos que llegan hasta 5 pulgadas en diámetro, mientras que los aros que tienen mayores diámetros tienden a tener pestañas “JJ”, las cuales se dicen ser de mayor preferencia para neumáticos anchos porque el borde de pestaña más grande hace que sea más difícil que el neumático se salga de la rueda. Por esta razón el diseño “JJ” es usado comúnmente en aros para neumáticos anchos. La Figura 1.5 muestra las medidas principales de un aro de rueda.

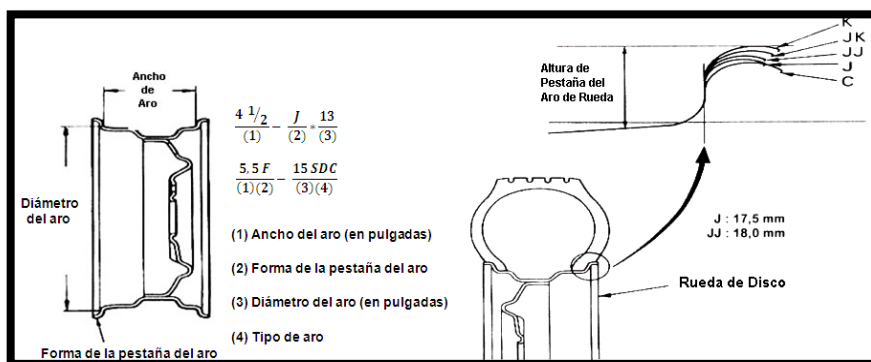


Figura 1. 5 Pestaña del aro de rueda.

Fuente: Diseño y construcción de una máquina enderezadora de aros de autos semiautomática.

⁴ (Guerrero Jaramillo, 2008)

1.12.4 Metales utilizados en aros⁵

La mayoría de los automóviles y vehículos comerciales ligeros están acondicionados con aros de hoja de acero laminado en frío, debido a que son económicos, tienen alta resistencia y se les da servicio fácilmente.

Por lo general el acero utilizado en la conformación de los aros de los automóviles es AISI 1040 trabajado en frío.

El cuadro 1.5 presenta las propiedades mecánicas del acero AISI 1040.

Cuadro 1. 5 Propiedades mecánicas AISI 1040. Trabajo en Frío.

Propiedad	Valor	Unidad
Modulo de Young	30	Mpsi
Resistencia de fluencia	71	Kpsi
Resistencia a la tensión	85	Kpsi
Densidad	7805	Kg/m ³
Dureza Brinell	170	HB

Fuente: Diseño y construcción de una máquina enderezadora de aros de autos semiautomática.

a. Aleaciones de aluminio – silicio – magnesio (AlSi7Mg)

Se utiliza este tipo de aleaciones por su estética y a la vez son de una aleación más liviana que los aros de acero.

Aluminio u otras aleaciones son moldeadas por forja.

La aleación AlSi₇Mg es obtenida mediante un proceso de fundición y generalmente está acompañada de un tratamiento térmico para adquirir propiedades específicas.⁶

El Cuadro 1.6 indica propiedades mecánicas de la aleación.

⁵ (Guerrero Jaramillo, 2008)

⁶ (Guerrero Jaramillo, 2008)

Cuadro 1. 6 Propiedades mecánicas de la aleación (AlSi7Mg).

Propiedad	Valor	Unidad
Módulo de Young	71.40	GPa
Resistencia de cedencia	185.95	MPa
Resistencia última de tensión.	227.02	MPa
Densidad	2614.60	Kg/m ³

Fuente: Diseño y construcción de una máquina enderezadora de aros de autos semiautomática.

El Cuadro 1.7 presenta las características de los rines que son compatibles con Vitara y Lada Niva.

Cuadro 1. 7 Características - rines Vitara y Lada Niva.

Marcas	Chevrolet-Vitara básico	Lada - Niva
Tipo de vehículo	Jeep	Jeep
Rin	R15	R16

Fuente: Catálogos

1.12.5 Selección de neumáticos⁷

Para la adecuada aplicación de neumáticos de vehículos se debe considerar:

- El tipo de servicio y recorrido.
- El diseño adecuado de la banda de rodamiento según su posición en el vehículo.
- Medida correcta.
- Capacidad correcta de carga.

⁷ (Males Alcoser & Morales Lema, 2007)

a. Tipo de servicio y recorrido

Los fabricantes de neumáticos imprimen tablas con los límites de capacidad máxima de carga para cada medida de neumático, a una cierta presión de aire y posición en el vehículo, factores que pueden afectar su desempeño en un tipo específico de servicio.

b. Posición

Los diseños de la banda de rodamiento son generalmente clasificados en:

b.1 Direccional

Diseño de las barras en el sentido de la circunferencia de la banda de rodamiento.

Las llantas direccionales pueden ser montadas en todas las posiciones, a no ser que se requieran condiciones difíciles de tracción.

b.2 Tracción

Diseño de las barras en el sentido transversal de la banda de rodamiento. En el caso de algunas radiales, las llantas de barras o bloques fueron desarrolladas específicamente para equipar los ejes motrices. La banda de rodamiento de esas llantas es más gruesa y más plana que las llantas direccionales, ya que los ejes de tracción generan un desgaste más rápido que los ejes delanteros.

1.12.6 Medida correcta

A pesar de no ser una regla, la medida de las llantas con las cuales el vehículo sale de la fábrica puede servir de guía básica para el reemplazo de llantas.

1.12.7 Capacidad de carga correcta

La capacidad de carga es simplemente el índice de resistencia de una llanta y no representa necesariamente el número de capas que componen la llanta.

La equivalencia entre el número de lonas y capacidad de carga es la siguiente:

Capacidad de Carga (Load Range): A B C D E F G H J L M N.

Numero de lonas (Ply Rating): 2 4 6 8 10 12 14 16 18 20 22 24.

1.12.8 Ventajas de neumáticos sin cámara

Mejoran la retención del aire. En los neumáticos con cámara, ante un pinchazo o un deterioro de la misma se produce una pérdida rápida de aire y una variación brusca de la rigidez del neumático. Sin embargo, los neumáticos sin cámara llevan un forro vulcanizado, que actúa como agente obturador de los pinchazos.

Mejora de la seguridad. En los neumáticos con cámara es frecuente el reventón producido por el roce de la cámara como aristas, abolladuras, defectos, etc. De la llanta o de la propia cubierta.

Mejoran el confort. El conjunto rueda más neumático sin cámara es, en general más ligero que el de cámara y por tanto la masa no suspendida es menor.

Mejoran la evacuación del calor. Sin cámara interior el calor generado, que incrementa la temperatura del aire interior, se disipa fácilmente a través de la llanta. Con la presencia de la cámara la disipación se dificulta por la baja conductividad de la misma.

Mejora del montaje. La presencia de una cámara interior dificulta el montaje de la cubierta por el cuidado necesario para no dañarla, no retorcerla, etc.

1.13 BLINDAJE DE NEUMÁTICOS

Según investigaciones se encuentra que no existen neumáticos blindados, es decir que soporte o no permita el paso de un proyectil hacia él, sin embargo, existen sistemas que se pueden adaptarse al aro para no permitir la salida del neumático una vez que ha recibido un impacto.

De tal manera que durante una emergencia estos sistemas permiten mantener el control del vehículo a velocidades de hasta 80 km/h, frenar, cruzar, maniobrar, acelerar y seguir rodando hasta 30 km dependiendo de las condiciones de manejo y terreno.

Además será posible evitar el peligro de tener que cambiar un neumático desinflado en una zona insegura, en carretera, en horas de la noche, o para escapar de un robo o secuestro.

Así mismo permiten que el neumático conserve su elasticidad, balanceo normal y no altera ni modifica la alineación del vehículo.

En la Figura 1.6 se puede observar los sistemas de blindaje de neumáticos.



Figura 1. 6 Sistemas para neumáticos blindados.

Fuente: Armorcar S.A. del Ecuador

1.13.1 Sistema de anillo metálico

Es un anillo, el cual se coloca en todo el perímetro del aro, va sujeto con unos pasadores a los extremos, evitando así, la salida del neumático. Su diseño le permite continuar la marcha, aún si los neumáticos del vehículo han sido reventados por impactos de bala, elementos corta punzantes o golpes severos.

1.13.2 Sistema run-flat

Este dispositivo es elaborado de un material altamente resistente a los impactos, flexible y liviano, el cual se instala al rin en el interior del neumático del vehículo. Compuesto por un aro sólido, el cual permitirá en una situación de emergencia rodar hasta un sitio seguro.

1.13.3 Material de fabricación del sistema run-flat⁸

Está compuesto principalmente por elastómeros de altísima tenacidad, los cuales en el momento de su fabricación, son sometidos a condiciones especiales de presión y temperatura.

En el Cuadro 1.8 se observa las características del material de fabricación del run –flat.

Cuadro 1. 8 Plásticos elastómeros.

Nombre Químico (nombre comercial)	Aplicaciones	Propiedades
Cauchos (CA) (Elastómeros)	Ruedas, cilindros de impresoras e imprentas, tubos flexibles en prensas hidráulicas, suelas de zapatos, guantes	Son muy flexibles y resistentes

Fuente: http://cmapspublic2.ihmc.us/rid=1G5YQ4Q0H-1JB4V9F-CL9/clasificacion_plasticos.cmap

⁸ (Armor International S.A.)

1.13.4 Diseño⁹

Este dispositivo está diseñado para utilizar con cualquier neumático normal, mientras éste sea sellomatic, es decir neumático sin cámara; sin que importe si el perfil es alto, bajo o súper bajo, desde rin 13 hasta de 22,5 pulgadas.

La Figura 1.7 se observa el perfil de la llanta con el sistema run-flat.

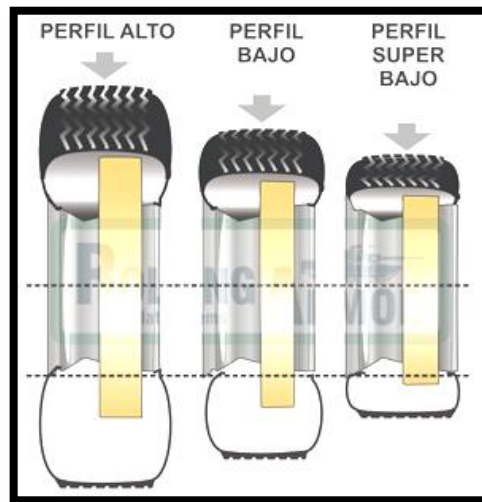


Figura 1. 7 Sistema run flat neumáticos según su perfil.

Fuente: Armorcar.com

⁹ (Armor International S.A.)

CAPÍTULO 2

2.1 PARÁMETROS DE DISEÑO Y SELECCIÓN

En el presente capítulo se realizará el estudio de la dinámica del vehículo para determinar el diseño y selección de los componentes mecánicos a ser instalados posteriormente.

De acuerdo a la definición del tren de potencia de un vehículo para cumplir con las exigencias determinadas (prestaciones), se requiere el cálculo previo de las resistencias posibles que se le van a oponer en su avance en cualquier situación; que se detallará más adelante.

2.1.1 Cálculo de la potencia requerida del motor

La primera consideración será la potencia mínima para desplazar un vehículo en diferentes tipos de calzada, para ello se necesitará el coeficiente de rodadura (f), el cual no es constante ni independiente de la velocidad, pues influye la temperatura, estado del suelo, tipo de neumático, radio y presión de inflado del mismo, pudiéndose de forma empírica obtener el coeficiente de rodadura (f). La Tabla 2.1 indica los valores usados en diferentes suelos.

Tabla 2. 1 Valores para el coeficiente de rodadura

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

Fuente: Ingeniería de vehículos de Manuel Cascajosa.

Se calculará de acuerdo al motor que se ha de instalar en un vehículo 4x4, con un peso de 1,885 toneladas, en el Cuadro 2.1 se visualiza las prestaciones usualmente calculadas para conocer la potencia necesaria.

Cuadro 2. 1 Prestaciones del vehículo en su recorrido normal fuera de carretera. Con una distancia de 2200 mm entre ejes.

Tipo de terreno	Velocidad
En terreno arenoso	40 km/h
En asfalto	40 km/h
Pendiente máxima superable a 40 km/h en terreno arenoso	15 %

Fuente: Ingeniería de vehículos de Manuel Cascajosa.

A continuación se realizará los respectivos cálculos para carretera arenosa y asfaltada:

a. Recorrer por carretera arenosa a 40 km/h

a.1 Resistencia por rodadura, R_r

El cálculo de la resistencia por rodadura según Cascajosa viene dado por el coeficiente de rodadura (f) y peso del vehículo del automóvil en toneladas (P), la cual se visualiza en la Ecuación (2.1).

$$R_r = f * P \quad (2.1)$$

$$f = 50 \frac{Kg}{t}$$

$$P = 1.855 t$$

$$R_r = 50 \frac{Kg}{t} * 1,855 t$$

$$R_r = 92,75 Kg$$

a.2 Potencia por rodadura, W_r

El cálculo de la potencia por rodadura según Cascajosa viene dado por la resistencia a la rodadura (R_r) y la velocidad que se considera (V), la cual se visualiza en la Ecuación (2.2).

$$W_r = \frac{R_r * V}{75 * 3,6} \quad (2.2)$$

$$W_r = \frac{92,75 \text{ Kg} * 40}{75 * 3,6} = 13,74 \text{ Cv} \text{ ó } 13,55 \text{ Hp}$$

a.3 Resistencia al aire, R_a

El cálculo de la resistencia al aire según Cascajosa viene dado por el coeficiente de aire (K), la velocidad que se considera (V) y la superficie maestra (S) la cual se visualiza en la Ecuación (2.3), así como también la Ecuación (2.4) permitirá calcular K.

$$R_a = K \cdot S \cdot V^2 \quad (2.3)$$

$$K = \gamma \frac{C}{2g} \quad (2.4)$$

γ = peso específico del aire en condiciones normales (en $\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$)

C = Constante

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

De acuerdo a Cascajosa 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 superficie maestra S, se obtiene de forma aproximada, multiplicando el ancho (a) por el alto (h) del vehículo, afectado por un coeficiente de 0,8 como indica la Ecuación (2.5).

$$S = 0,8 * a * h \text{ (m}^2\text{)} \quad (2.5)$$

$$V \text{ en } \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Relativa al aire} \quad R_a \text{ en Kg}$$

Reemplazando valores en la ecuación (2.4), se obtiene que:

$$K = 1,24 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \frac{0,70}{2 (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}$$

$$K = 0,044 \frac{\text{Kg} * \text{s}^2}{\text{m}^4}$$

Los siguientes valores se reemplazan en la ecuación (2.5)

$$a = 1,395 \text{ m}$$

$$h = 1,660 \text{ m}$$

$$S = 0,8 * 1,395\text{m} * 1,660\text{m}$$

$$S = 1,85256 \text{ m}^2$$

A continuación para obtener la resistencia al aire se reemplaza valores, tomando en cuenta la velocidad de 40 km/h (11 m/s) en la Ecuación (2.3).

$$Ra = 0,044 \frac{\text{Kg} * \text{s}^2}{\text{m}^4} * 1,85256 \text{ m}^2 * (11,11 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2$$

$$Ra = 10,06\text{Kg}$$

a.4 Potencia por aire, W_a

El cálculo de la potencia por aire según Cascajosa viene dado por la resistencia del aire (R_a) y la velocidad que se considera (V), la cual se visualiza en la Ecuación (2.6).

$$W_a = \frac{R_a * V}{75 * 3,6} \quad (2.6)$$

$$W_a = \frac{10,06\text{Kg} * 40}{75 * 3,6} = 1,49 \text{ Cv } \text{ ó } 1,47 \text{ Hp}$$

a.5 Resistencia por pendiente, R_p

Es la que se opone al avance del vehículo cuando éste sube una pendiente, según Cascajosa interviene el peso del vehículo (P) multiplicado por la tangente del ángulo de inclinación, como lo observamos en la Ecuación (2.7).

$$R_p = P * \operatorname{tg}(\alpha) \quad (2.7)$$

De forma habitual la pendiente se expresa en x metros de subida vertical por cada 100 metros recorridos horizontal, por lo que será como la Ecuación (2.8).

$$R_p = P * \frac{x}{100} \quad (2.8)$$

$$R_p = 1,855t * \frac{15}{100} * \frac{1000Kg}{1t}$$

$$R_p = 278,25 Kg$$

La Figura 2.1 indica la resistencia en pendiente con su respectivo ángulo de inclinación.

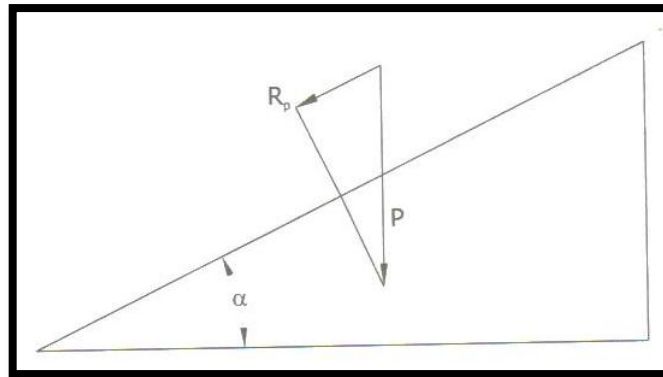


Figura 2. 1 Resistencia por pendiente.

Fuente: Ingeniería de vehículos de Manuel Cascajosa

a.6 Potencia mínima que se necesitará para recorrer carretera arenosa a 40 km/h

Calculados los valores de R_r y R_a , se reemplazará en la Ecuación (2.9), donde la velocidad (V) será 11,11 m/s.

$$W_m = (R_r + R_a) * V \quad (2.9)$$

$$W_m = (92,75 + 10,06)Kg * 11,11 \frac{m}{s}$$

$$W_m = 1142,22 Kg \frac{m}{s} ; 15,03 HP$$

a.7 Potencia por pendiente, W_t cuando supera el 15% a 40 Km/h en terreno arenoso

Se reemplazará los respectivos valores en la ecuación 2.8

$$R_p = 1,855t * \frac{15}{100} * \frac{1000Kg}{1t}$$

$$R_p = 278,25 Kg.$$

Según Cascajosa la potencia en pendiente consta de la suma de la resistencia a la rodadura (R_r) y la resistencia a la pendiente (R_p) multiplicada por la Velocidad (V), lo que indica la Ecuación (2.10).

$$W_t = \frac{(R_r + R_p) * V}{3,6} \quad (2.10)$$

$$W_t = \frac{(92,75 + 278,25)Kg * 40}{3,6}$$

$$W_t = 4122,22 \frac{Kgm}{s} \text{ ó } 54,24 HP$$

La potencia máxima a desarrollarse en línea recta será:

$$W_{m\acute{a}x} = W_m$$

$$W_{m\acute{a}x} = 15,03 HP$$

$$W_{m\acute{a}x} = 15,03 HP \text{ al } 85\% W_{max}(\text{p\acute{e}rdidas en transmisi\acute{o}n } 15\%)$$

$$W_{max} = 17,68 HP \text{ al } 100\%$$

La potencia máxima a desarrollarse en pendiente será:

$$W_{m\acute{a}x} = W_a + W_t \quad (2.11)$$

$$W_{m\acute{a}x} = (1,47 + 54,24) HP$$

$$W_{m\acute{a}x} = 55,71 HP \text{ al } 85\% W_{max}(\text{p\acute{e}rdidas en transmisi\acute{o}n } 15\%)$$

$$W_{max} = 65,54 HP \text{ al } 100\%$$

b. Recorrer por carretera asfaltada a 40 km/h

b.1 Resistencia por rodadura, R_r

De igual forma se observa en la Tabla 2.1 el valor de (f) de acuerdo al tipo de carretera, los siguientes datos se reemplazarán en la Ecuación (2.1).

$$f = 17 \frac{Kg}{t}$$

$$P = 1,855 t$$

$$R_r = 17 \frac{Kg}{t} * 1,855 t$$

$$R_r = 31,535 Kg$$

b.2 Potencia por rodadura, W_r

Se reemplazará los respectivos valores en la Ecuación (2.2).

$$W_r = \frac{31,535 Kg * 40}{75 * 3,6} = 4,671 Cv \text{ ó } 4,606 Hp$$

b.3 Resistencia al aire, R_a

Se tomará en cuenta la velocidad de 40 km/h (11 m/s) de en la Ecuación (2.3).

$$K = 0,044 \frac{Kg * s^2}{m^4}$$

$$S = 1,85256 m^2$$

$$R_a = 0,044 \frac{Kg * s^2}{m^4} * 1,85256 m^2 * (11,11 \frac{m}{s})^2$$

$$R_a = 10,06 Kg$$

b.4 Potencia por aire, W_a

Se sustituirá los respectivos valores en la Ecuación (2.6).

$$W_a = \frac{10,06Kg * 40}{75 * 3,6} = 1,49 Cv \text{ ó } 1,47 Hp$$

b.5 Potencia mínima que se necesitará para recorrer carretera asfaltada a 40 km/h

Se sustituirá los respectivos valores en la Ecuación (2.9).

$$W_m = (31,535 + 10,06)Kg * 11,11 \frac{m}{s}$$

$$W_m = 462,12045 Kg \frac{m}{s} ; 6,080 HP$$

b.6 Potencia por pendiente, W_t cuando supera el 15% a 40 km/h en carretera asfaltada

Se tomará los respectivos valores para la Ecuación (2.8).

$$R_p = 1,855t * \frac{15}{100} * \frac{1000Kg}{1t}$$

$$R_p = 278,25 Kg$$

Se reemplazará los respectivos valores en la Ecuación (2.10).

$$W_t = \frac{(R_r + R_p) * V}{3,6}$$

$$W_t = \frac{(31,535 + 278,25)Kg * 40}{3,6}$$

$$W_t = 3442,05 \frac{Kgm}{s} \text{ ó } 45,29 HP$$

La potencia máxima en línea recta será:

$$W_{m\acute{a}x} = W_m$$

$$W_{m\acute{a}x} = 6,080 \text{ HP}$$

$$W_{m\acute{a}x} = 6,080 \text{ HP al } 85\% \text{ } W_{max}(\text{p\acute{e}rdidas en transmisi\acute{o}n } 15\%)$$

$$W_{max} = 7,152 \text{ HP al } 100\%$$

Para calcular la potencia máxima en pendiente se reemplazará los valores en la Ecuación (2.11).

$$W_{m\acute{a}x} = W_a + W_t$$

$$W_{m\acute{a}x} = (1,47 + 45,29) \text{ HP}$$

$$W_{m\acute{a}x} = 46,76 \text{ HP al } 85\% \text{ } W_{max}(\text{p\acute{e}rdidas en transmisi\acute{o}n } 15\%)$$

$$W_{max} = 55,011 \text{ HP al } 100\%$$

2.1.2 Cálculo del embrague según el par motor¹⁰

La resultante de las fuerzas de rozamiento que se aplican en el radio medio del disco (r) para esto el Cuadro 2.2 indica la simbología para el cálculo del embrague.

Cuadro 2. 2 Simbología para el cálculo aproximado.

Superficie	S
F normal	S* p
F rozamiento	S* p* f
Par	S* p*f* r

Fuente: Ingeniería de vehículos de Manuel Cascajosa.

El par transmitido por las dos caras según Cascajosa viene determinado por la Ecuación (2.12).

¹⁰ (Cascajosa, 2005)

$$M = 2 \cdot S \cdot p \cdot f \cdot r \quad (2. 12)$$

Consideraciones y límites de un embrague.

a. Por seguridad

La capacidad de arrastre del embrague con el uso va disminuyendo, debido a la reducción de ciertos factores; espesor del forro, fricción y fuerza de los muelles.

Todo ello ha de ser tenido en cuenta, afectando el cálculo de un coeficiente de seguridad. El valor del coeficiente varía, según vehículo y aplicación según Cascajosa, desde 1,5 a 2. Como orientación se puede aplicar para turismos; de 1,2 a 1,5 y, para vehículos sometidos a cargas bruscas, como los industriales y todos terrenos, de 1,2 a 2.

b. Por inercia

El tamaño del embrague, y por tanto, el diámetro exterior del disco, está limitado por la inercia que puede alcanzar el conjunto en su movimiento, lo que daría lugar a un mal funcionamiento de la caja de cambios, por dificultad en los cambios de marchas.

Los diámetros máximos en vehículos industriales según Cascajosa no suelen superar los 430 mm. Se resuelve la necesidad de uno mayor, con un bidisco.

c. Por temperatura

La temperatura que se alcanza en el embrague ha de estar limitada para que la capacidad del mismo no se vea seriamente afectada.

El valor de la temperatura está en función del valor de la fuerza de rozamiento puesta un juego cuando se realiza la acción de embragar, fuerza que a su vez dependa del valor de la presión específica.

Según Cascajosa la ayuda de la termotecnia y con el fin de que exista una transmisión adecuada del calor generado, se ha de cumplir la relación visualizada en la Ecuación (2.13).

$$p = \frac{K}{\sqrt{D}} \left[\frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2} \right] \quad (2.13)$$

Dónde:

P= Presión Específica.

D= Diámetro exterior del disco en cm.

K= es una constante que depende de la ventilación del embrague, se puede tomar en el mejor de los casos alrededor de 11,8 y, en el peor, de 10.

Si D = 430 mm y K = 11.8

$$p = \frac{11.8}{\sqrt{43}} = 1,8 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Es decir que la presión no debe ser superior a dicho valor.

Si D = 430 mm y K = 10

$$p = \frac{10}{\sqrt{43}} = 1,5 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

d. Por progresivo

Una cualidad esencial de un embrague es ser progresivo. Se consigue utilizando presiones específicas hasta un valor de $2,5 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$ aproximadamente según Cascajosa, aplicando la relación que liga presión con diámetro exterior, se obtiene, que dicha presión de $2,5 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$ no debe emplearse con diámetros mayores a los siguientes:

$$p = \frac{K^2}{p^2} [\text{cm}] \quad (2.14)$$

Para K = 10 D = 16 cm

Para $K = 11.8$ $D = 22,3$ cm

A vista de lo anterior, se podría utilizar un embrague con disco de 16 cm y considerar que la ventilación fuera buena para $K = 11,8$, lo que permitiría utilizar una presión específica de:

$$p = \frac{11,8}{\sqrt{16}} = 2,95 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

Por lo que se puede deducir que para el cálculo de un embrague, se debe, en un principio, partir de los siguientes datos como se puede visualizar en el Cuadro 2.3.

Cuadro 2. 3 Datos principales para el cálculo de un embrague.

Coeficiente de seguridad	Para vehículo con variación de cargas normales de 1,2 a 1,5
	Para vehículo con fuertes variaciones de cargas de 1,5 a 2
Diámetros admisibles	Máximo 430 mm
	Mínimo 160 mm
Presiones específicas	En vehículos de turismo hasta $2,5 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$
	En vehículos industriales hasta $2 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$

Fuente: Ingeniería de vehículos de Manuel Cascajosa.

Las presiones mostradas anteriormente pueden ser superadas en aplicaciones, donde las maniobras de embrague y desembrague se realizan relativamente poco, con relación a las aplicaciones normales.

Cascajosa indica que el coeficiente de fricción con el material del volante, fundición de hierro, es del orden de 0,3 a 0,4, pudiendo bajar a 0,2 con el calentamiento. Se alcanzan temperaturas normales de 150 °C. En casos límites hasta 300°C.

Consideraciones:

- Tipo de vehículo y trabajo del mismo.
- Coeficiente de seguridad.
- Presión específica.
- Valor del coeficiente de fricción.
- Relación de los diámetros interior y exterior.

Dimensión mínima del disco de embrague necesario, para un vehículo con motor de las siguientes especificaciones mostradas en el Cuadro 2.4.

Cuadro 2. 4 Especificaciones y datos del vehículo Vitara.

Par máximo $M = 13,5 \text{ Kg.m}$	Potencia del motor alrededor de 94,7 Hp; 96,05 CV
Por las características del vehículo se toman los siguientes datos:	
Coeficiente de seguridad	$C = 1,5$
Presión específica	$p = 2,3 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$
Coeficiente de fricción	$f = 0,35$
Relación entre los diámetros interior -exterior	0,4

Fuente: Ingeniería de vehículos de Manuel Cascajosa.

Se aplicará la fórmula de cálculo simplificado, que indica la Ecuación (2.12).

$$M = 2 \cdot S \cdot p \cdot f \cdot r$$

$$2 (13,5 \text{ m} \cdot \text{Kg}) = 2\pi(r_e^2 - (0,4)^2 \cdot r_e^2) (2,3)(0,35) \frac{r_e + 0,4 r_e}{2}$$

$$27 \text{ m} \cdot \text{Kg} = 2\pi(r_e^2 - 0,16 \cdot r_e^2) (0,805) \frac{r_e + 0,4 r_e}{2}$$

$$27 \text{ m} \cdot \text{Kg} = \pi(r_e^2 - 0,32 r_e^2) (0,805) \frac{r_e + 0,4 r_e}{2}$$

$$27 \text{ m.Kg} = \pi(1,61 r_e^2 - 0,2576 r_e^2) \frac{r_e + 0,4 r_e}{2}$$

$$27 \text{ m.Kg} = \frac{\pi(1,61 r_e^3 + 0,644 r_e^3 - 0,2576 r_e^3 - 0,10304 r_e^3)}{2}$$

$$54 \text{ m.Kg} = \pi(1,89336 r_e^3)$$

$$r_e^3 = \frac{54}{\pi (1,89336)}$$

$$r_e^3 = 9,078428748 ; 907,8428748 \text{ cm}$$

$$r_e = 9,68 \text{ cm}$$

$$D_e = 19,36 \text{ cm}$$

2.1.3 Sistema de mando mecánico para el embrague de disco

La fuerza que ha de ejercer en el pedal del embrague, aunque dependa del mismo, según Cascajosa es del orden de los 15 kg en los camiones y de 8 kg en los turismos.

La relación entre el recorrido del embrague y el del pedal suele estar entre 1:10 y 1:15, y los rendimientos del orden de 0,8.

En el desplazamiento del pedal y del anillo de empuje, se han de tener muy en cuenta las holguras necesarias. Si fuera de 2 a 2,5 mm la holgura entre el cojinete y el anillo de desembrague, la relación de recorridos de embrague y pedal de 1 a 10, el recorrido muerto del pedal sería de 20 a 25 mm.

Los desgastes del foro de fricción influyen de forma negativa en los desplazamientos muertos. De tal forma que deben ser ajustados periódicamente, bien de forma manual o automática.

El cálculo es de una gran sencillez, pues consiste en calcular las longitudes de los brazos de las palancas, para que al final la fuerza a aplicar sea la requerida, sin que la aplicada por el pie sea superior a lo deseado.

Dónde:

F = Fuerza aplicada en el pedal del embrague.

F_2 =Fuerza aplicada en el cojinete.

n = Distancia entre el cojinete y el eje.

b = Distancia entre el eje del pedal del embrague y la timonería.

m = Distancia entre la timonería y el eje.

a = Distancia entre el pedal del embrague y la timonería.

$$F \cdot a = F_1 \cdot b$$

$$F_1 \cdot m = F_2 \cdot n$$

$$F = F_1 \cdot \frac{b}{a} \text{ sustituyendo}$$

La Ecuación (2.15) permitirá calcular la fuerza (F) y las distancias de la timonería.

$$F = F_2 \cdot \frac{n \cdot b}{m \cdot a} \quad (2.15)$$

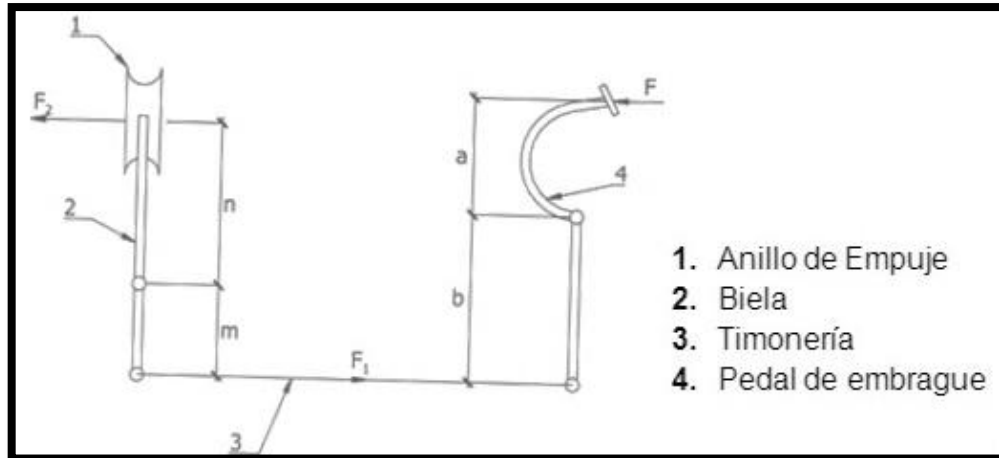


Figura 2. 2 Sistema de mando mecánico.

Fuente: Ingeniería de vehículos de Manuel Cascajosa

$$F = 8 \text{ Kg.}$$

$$\frac{n}{a} = \frac{1}{10}; a = 20 \text{ mm}; n = 2 \text{ mm}$$

$$b = 40 \text{ mm}$$

$$m = 0,8 \text{ mm}$$

Se utilizará la Ecuación (2.15).

$$F = F_2 \cdot \frac{n \cdot b}{m \cdot a}$$

$$F_2 = 8 \text{ Kg.} \cdot \frac{(0,8 \text{ mm})(20 \text{ mm})}{(2 \text{ mm})(40 \text{ mm})}$$

$$F_2 = 1,6 \text{ Kg}$$

2.1.4 Cálculo de la relación del grupo y par transmitido

Al considerar el índice de velocidad del neumático como ($Q = 160 \text{ km / h}$)¹¹

$$V = 160 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 44,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

La Ecuación (2.16) permitirá conocer el perímetro de la rueda, considerando el radio bajo carga del neumático (R) y este valor es 344,25 mm ó 0,34425 m.

$$P = 2\pi R \quad (2. 16)$$

$$P = 2\pi(0,34425\text{m}) = 2,163 \text{ m.}$$

Número máximo de vueltas de árbol de transmisión:

$$n_1 = 5500 \text{ rpm} = 91,67 \text{ rps}$$

La Ecuación (2.17) permitirá conocer el número de vueltas del neumático la cual se encuentra en función de la velocidad (V) y el perímetro (P) del mismo.

$$n_2 = \frac{V}{P} \quad (2. 17)$$

$$n_2 = \frac{44,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}}{2,163 \text{ m}} = 20,54 \text{ rps}$$

La relación del grupo viene definida por:

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{20,54}{91,67} = 0,22$$

Relación que se puede obtener aproximadamente con un par de engranajes de 9 dientes en piñón y 41 en corona; es decir $\frac{9}{41}$.

La Ecuación (2.18) determina el par transmitido a la salida de la corona, si M_1 es el de entrada:

$$9M_2 = 41M_1 \quad (2. 18)$$

¹¹ (TIRE)

$$M_2 = 4,55 M_1$$

2.1.5 Definición de las relaciones de la caja de cambios y diagrama de velocidades

A continuación se presenta las diferentes definiciones y diagramas para obtener las velocidades y par máximo.

a. Potencia de entrada y de salida

La potencia que entra en la caja de cambios es igual a la que sale de ella. Esto se deduce cuando dos piñones al engranar tienen la misma velocidad tangencial, y por tanto el esfuerzo tangencial es el mismo en ambos; de aquí se obtiene la siguiente expresión:

$$W = \frac{\text{Esfuerzo Tangencial} * \text{Velocidad}}{75} \text{ (CV)}$$

La Ecuación (2.19) indica relaciones de transmisión.

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (2.19)$$

Siendo W la potencia a transmitir D el diámetro primitivo y n las r.p.m.

Esta expresión indica que las revoluciones de los engranajes son inversamente proporcionales a sus diámetros primitivos. De donde se deduce que:

$$\frac{N_1}{N_2} = 1, \text{ siendo } N_1 = N_2 ; \text{ por tanto } W_1 = W_2 \quad (2.20)$$

Lo que demuestra que la potencia que entra es igual a la que sale.

b. Determinación de la caja de cambios

Se tomará en cuenta los siguientes parámetros:

D = Diámetro de rueda en m.

n_m = Máximas revoluciones.

r_c = Relaciones de cada marcha.

r_d = Reducción en el diferencial.

R_r = Resistencia a la rodadura.

R_a = Resistencia al aire.

μ_r = Coeficiente de rodadura.

A continuación se utilizarán las especificaciones del fabricante del vehículo como ayuda para la selección de los componentes de éste proyecto.

c. Características del vehículo Vitara básico

- Potencia máxima, (N) = 96,052 CV @ ($n_m = 5500$ rpm)
- Par máximo= 13,5 Kg.m @3600 rpm
- Peso = 1450 Kg
- Peso con carga (Q) = (405 + 1450) Kg= 1855 Kg
- Diámetro de rueda =0,66 m
- Reducción del diferencial. 1:4,55.
- Coeficiente de rodadura(μ_r): 0,02
- Coeficiente de resistencia de aire: 0,015
- Vía anterior: 1,44m.
- Altura total. 1,60m
- Rendimiento de la transmisión. $\rho =0,85$
- Relaciones de transmisión caja de cambios:
 - Primera: 3,652
 - Segunda: 1,947
 - Tercera: 1,379
 - Cuarta: 1,000

- Quinta: 0,864
- Reversa: 3,670

c.1 Cálculo de la velocidad máxima del vehículo en todas sus reducciones

De acuerdo a estudios de la transmisión de un vehículo, según María Dolores Villena Roblizo y César Sánchez Serna se puede determinar las velocidades máximas en cada marcha con la Ecuación (2.21), teniendo en cuenta que (0.1885) es una constante, (D) es el diámetro de la rueda en metros, (n_m) r.p.m. del motor (r_{cmin}) reducción en la caja de cambios y (r_d) reducción del diferencial.

$$V = 0.1885 * D * n_m * r_{cmin} * r_d \quad (2.21)$$

$$V_1 = 0,1885 * (0,66) * (5500) * \left(\frac{1}{3,652}\right) * \left(\frac{1}{4,55}\right) = 40,52 \frac{Km}{h}$$

$$V_2 = 0,1885 * (0,66) * (5500) * \left(\frac{1}{1,947}\right) * \left(\frac{1}{4,55}\right) = 77,23 \frac{Km}{h}$$

$$V_3 = 0,1885 * (0,66) * (5500) * \left(\frac{1}{1,379}\right) * \left(\frac{1}{4,55}\right) = 109,054 \frac{Km}{h}$$

$$V_4 = 0,1885 * (0,66) * (5500) * \left(\frac{1}{1,000}\right) * \left(\frac{1}{4,55}\right) = 150,38 \frac{Km}{h}$$

$$V_5 = 0,1885 * (0,66) * (5500) * \left(\frac{1}{0,864}\right) * \left(\frac{1}{4,55}\right) = 174,05 \frac{Km}{h}$$

En la Figura 2.3 se puede apreciar las diferentes velocidades máximas obtenidas en cada marcha del vehículo.

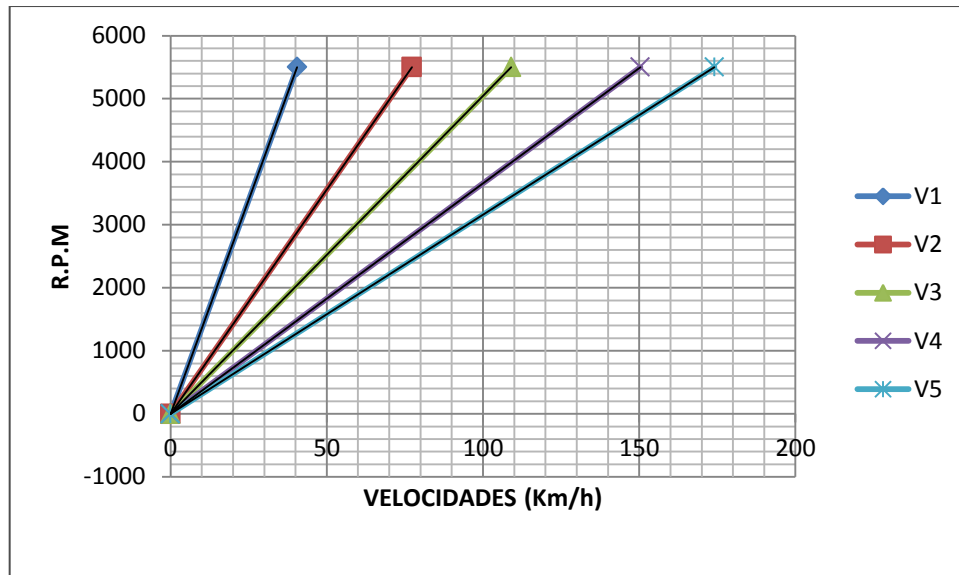


Figura 2. 3 Diagrama de velocidades con características técnicas del vehículo Vitara.

Fuente: Los Autores

c.2 Cálculo de la velocidad en todas sus reducciones, cuando el motor funciona con su par máximo

Se parte de la Ecuación (2.21), para poder deducir la siguiente fórmula.

$$V'_{max} = 0,1885 * D * n_m * r_{cmin} * r_d$$

$$V'_{min} = 0,1885 * D * n_m * r_{cmax} * r_d$$

$$V'_{max} = V_{max}$$

$$V'_{min} = V_{min}$$

$$V'_n = V_n * \frac{\text{Par máx}}{\text{Potencia Máx}} \quad (2. 22)$$

$$V'_1 = 40,52 * \frac{3600 \text{ rpm}}{5500 \text{ rpm}} = 26,52 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

$$V'_2 = 77,23 * \frac{3600 \text{ rpm}}{5500 \text{ rpm}} = 50,55 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

$$V'_3 = 109,054 * \frac{3600 \text{ rpm}}{5500 \text{ rpm}} = 71,3808 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

$$V'_4 = 150,38 * \frac{3600 \text{ rpm}}{5500 \text{ rpm}} = 98,4305 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

$$V'_5 = 174,05 * \frac{3600 \text{ rpm}}{5500 \text{ rpm}} = 113,923 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

En la Figura 2.4 visualiza las diferentes velocidades cuando el motor funciona con su par máximo.

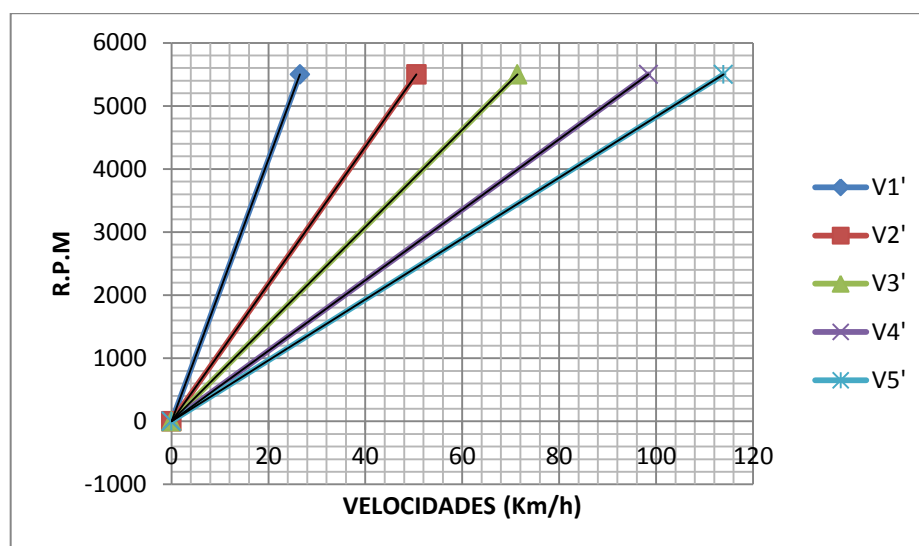


Figura 2. 4 Diagrama de velocidades considerando el par máximo, características técnicas del vehículo Vitara.

Fuente: Los Autores

c.3 Cálculo de la pendiente superable con cada velocidad máxima del vehículo

Para proceder al respectivo cálculo se obtiene de acuerdo a la Ecuación (2.23), que incluye a: (i) representa la pendiente máxima de acuerdo a la velocidad máxima, (270) constante, (ρ) rendimiento de la transmisión, (N) potencia del motor en C.V., (Q) peso total del vehículo en Kg, (V) velocidad del vehículo en Km/h y (μ_r) coeficiente de rodadura según Villena y Sánchez.

$$i = \frac{270 * \rho * N}{Q * V} - \mu_r \quad (2.23)$$

$$i_1 = \frac{270 * 0,85 * 96,052}{1855 * 40,52} - 0,02 = 0,2732 = 27,32\% = 15,28^\circ$$

$$i_2 = \frac{270 * 0,85 * 96,052}{1855 * 77,23} - 0,02 = 0,1338 = 13,38\% = 7,62^\circ$$

$$i_3 = \frac{270 * 0,85 * 96,052}{1855 * 109,054} - 0,02 = 0,0889 = 8,89\% = 5,08^\circ$$

$$i_4 = \frac{270 * 0,85 * 96,052}{1855 * 150,38} - 0,02 = 0,05902 = 5,902\% = 3,37^\circ$$

$$i_5 = \frac{270 * 0,85 * 96,052}{1855 * 174,05} - 0,02 = 0,04827 = 4,827\% = 2,76^\circ$$

c.4 Cálculo de la pendiente cuando el motor funciona con su par máximo

El cálculo siguiente se obtiene de acuerdo a la Ecuación 2.24, al considerar los siguiente parámetros (i') representa la pendiente máxima de acuerdo al par máximo, (0,377) constante, (ρ) rendimiento de la transmisión, (n) r.p.m. al par máximo, (M_n) par máximo del motor, (Q) peso total del vehículo en Kg, (V) velocidad del vehículo en Km/h y (μ_r) coeficiente de rodadura, según Villena y Sánchez.

$$i' = \frac{0,377 * (\rho * n * M_n)}{Q * V} - \mu_r \quad (2.24)$$

$$i_1' = \frac{0,377 * (0,85 * 3600 * 13,5)}{1855 * 26,52} - 0,02 = 0,2965 = 29,65\% = 16,51^\circ$$

$$i_2' = \frac{0,377 * (0,85 * 3600 * 13,5)}{1855 * 50,55} - 0,02 = 0,1460 = 14,6\% = 8,30^\circ$$

$$i_3' = \frac{0,377 * (0,85 * 3600 * 13,5)}{1855 * 71,3808} - 0,02 = 0,1176 = 11,76\% = 6,70^\circ$$

$$i_4' = \frac{0,377 * (0,85 * 3600 * 13,5)}{1855 * 98,4305} - 0,02 = 0,0652 = 6,52\% = 3,73^\circ$$

$$i_5' = \frac{0,377 * (0,85 * 3600 * 13,5)}{1855 * 113,923} - 0,02 = 0,05369 = 5,369\% = 3,07^\circ$$

2.2 CÁLCULO DE VELOCIDADES MÁXIMAS DEL VEHÍCULO EN CONDICIONES EXTREMAS

En esta sección se detalla las velocidades máximas en diferentes tipos de suelos.

2.2.1 Consideraciones primordiales para los diferentes. Cálculos

Una vez calculadas las velocidades tanto lineales, considerando las revoluciones al torque y potencia máxima, se procede a calcular la velocidad máxima necesaria en éstos parámetros.

a. Velocidad máxima para recorrer por carretera arenosa

Potencia máxima = 96,052 CV ó 94,7 HP @ 5500rpm.

a.1 Resistencia por rodadura, R_r

Los siguientes datos se reemplazan en la Ecuación (2.1).

$$f = 50 \frac{Kg}{t}$$

$$P = 1,855 t$$

$$R_r = 50 \frac{Kg}{t} * 1,855 t$$

$$R_r = 92,75 Kg$$

a.2 Potencia por rodadura, W_r

A continuación se reemplaza en la Ecuación (2.2).

$$W_r = \frac{R_r * V}{75}$$

$$W_r = \frac{92,75 V}{75}$$

$$W_r = 1,24 V$$

a.3 Resistencia al aire, R_a

Se reemplaza en la Ecuación (2.3) y (2.4).

$$Ra = K.S.V^2$$

$$K = \gamma \frac{c}{2g}$$

$$K = 1,24 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \frac{0,70}{2 (9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}$$

$$K = 0,044 \frac{\text{Kg} * \text{s}^2}{\text{m}^4}$$

Los siguientes valores se reemplazan en la Ecuación (2.5).

$$a = 1,395 m$$

$$h = 1,660 m$$

$$S = 0,8 * 1,395 m * 1,660 m$$

$$S = 1,85256 m^2$$

Entonces:

$$Ra = 0,044 \frac{\text{Kg} * \text{s}^2}{\text{m}^4} . 1,85256 m^2 . (V)^2$$

$$Ra = 0,08151 V^2$$

a.4 Potencia por aire, W_a

Se reemplaza en la Ecuación (2.6).

$$W_a = \frac{R_a * V}{75}$$

$$W_a = \frac{0,08151 V^2 * V}{75}$$

$$W_a = 0,0010868 V^3$$

a.5 Resistencia por pendiente, R_p

Se reemplaza en la Ecuación (2.8).

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

$$R_p = 1,855t * \frac{15}{100} * \frac{1000Kg}{1t}$$

$$R_p = 278,25 Kg$$

a.6 Potencia mínima, W_m

Se reemplaza en la Ecuación (2.9).

$$W_m = (R_r + R_a) * V$$

$$W_m = (92,75 + 0,08151 V^2) * V$$

$$W_m = \frac{(92,75 V + 0,08151 V^3)}{76}$$

$$W_m = 1,2203 V + 0,0010725 V^3 \text{ (HP)}$$

$$W_m = 1,2377 V + 0,00108781 V^3 \text{ (CV)}$$

a.7 Potencia por pendiente, W_t

Se reemplaza en la Ecuación (2.11).

$$W_t = \frac{(R_r + R_p) * V}{76}$$

$$W_t = \frac{(92,75 + 278,25)Kg * V}{76}$$

$$W_t = 4,881578947 V \text{ (HP)}$$

$$W_t = 4,951276794 V \text{ (CV)}$$

a.8 Velocidad máxima, V_{max}

La velocidad máxima en línea recta sin pérdidas mecánicas indica la Ecuación (2.25).

$$W_{m\acute{a}x} = W_m \quad (2.25)$$

$$96,052 CV = (1,2377 V + 0,00108781V^3)$$

$$0,00108781V^3 + 1,2377 V - 96,052 = 0$$

$$V_{max} = 36,144 \frac{m}{s} ; 130,118 \frac{Km}{h}$$

La velocidad máxima en línea recta, asumiendo pérdidas de transmisión del 15% será:

Como dato se tomará la potencia máxima: 81,6442 CV

$$81,6442 CV = (1,2377 V + 0,00108781V^3)$$

$$0,00108781V^3 + 1,2377 V - 81,6442 = 0$$

$$V_{max} = 33,345 \frac{m}{s} ; 120,042 \frac{Km}{h}$$

La velocidad máxima en pendiente, sin pérdidas mecánicas, se reemplazan los valores en la Ecuación (2.11).

$$W_{m\acute{a}x} = W_a + W_t$$

$$96,052 CV = (0,0010868 V^3 + 4,951276794 V)$$

$$96,052 CV = (4,951276794 V + 0,0010868 V^3)$$

$$0,0010868 V^3 + 4,951276794 V - 96,052 = 0$$

$$V_{max} = 18,098 \frac{m}{s} ; 65,1528 \frac{Km}{h}$$

La velocidad máxima en pendiente, asumiendo pérdidas de transmisión del 15% será:

La potencia máxima será: 81,6442 CV

$$81,6442 \text{ CV} = (4,951276794 V + 0,0010868 V^3)$$

$$0,0010868 V^3 + 4,951276794 V - 81,6442 = 0$$

$$V_{max} = 15,648 \frac{m}{s} ; 56,648 \frac{Km}{h}$$

b. Velocidad máxima para recorrer por carretera asfaltada

Potencia máxima = 96,052 CV ó 94,7 HP @ 5500rpm

b.1 Resistencia por rodadura, R_r

Los siguientes datos se reemplazan en la Ecuación (2.1).

$$f = 17 \frac{Kg}{t}$$

$$P = 1,855 t$$

$$Rr = 17 \frac{Kg}{t} * 1,855 t$$

$$Rr = 31,535 Kg$$

b.2 Potencia por rodadura, W_r

Se reemplaza los respectivos valores en la Ecuación (2.2).

$$W_r = \frac{31,535 V}{75}$$

$$W_r = 0,42047 V$$

b.3 Resistencia al aire, R_a

Se reemplaza los respectivos valores en la Ecuación (2.3).

$$K = 0,044 \frac{\text{Kg} * s^2}{m^4}$$

$$S = 1,85256 m^2$$

$$Ra = 0,044 \frac{\text{Kg} * s^2}{m^4} . 1,85256 m^2 . V^2$$

$$Ra = 0,081512 V^2$$

b.4 Potencia por aire, W_a

Se reemplaza los respectivos valores en la Ecuación (2.6).

$$W_a = \frac{0,08151264 V^2 * V}{75}$$

$$W_a = 0,0010868352 V^3$$

b.5 Resistencia por pendiente, R_p

Se reemplaza los respectivos valores en la Ecuación (2.8).

$$R_p = 1,855t * \frac{15}{100} * \frac{1000Kg}{1t}$$

$$R_p = 278,25 Kg$$

b.6 Potencia mínima, W_m

Se reemplazan los respectivos valores en la Ecuación (2.9).

$$W_m = (31,535 + 0,081512 V^2) * V$$

$$W_m = (31,535 V + 0,081512 V^3)$$

$$W_m = \frac{31,535 V + 0,081512 V^3}{76}$$

$$W_m = 0,41493 V + 0,0010725 V^3 \text{ (HP)}$$

$$W_m = 0,420854 V + 0,0010878 V^3 \text{ (CV)}$$

b.7 Potencia por pendiente, W_t

Se reemplazan los respectivos valores en la Ecuación (2.11).

$$W_t = \frac{(R_r + R_p) * V}{76}$$

$$W_t = \frac{(31,535 + 278,25)Kg * V}{76}$$

$$W_t = 4,076118421 V \text{ (HP)}$$

$$W_t = 4,134316123 V \text{ (CV)}$$

b.8 Velocidad máxima, V_{max}

La velocidad máxima en línea recta sin pérdidas mecánicas será:

$$W_{m\acute{a}x} = W_m$$

$$96,052 \text{ CV} = (0,420854 V + 0,0010878 V^3)$$

$$96,052 \text{ CV} = (0,420854 V + 0,0010878 V^3)$$

$$0,0010878 V^3 + 0,420854 V - 96,052 = 0$$

$$V_{max} = 41,65 \frac{m}{s} ; 149,94 \frac{Km}{h}$$

La velocidad máxima en línea recta, asumiendo pérdidas de transmisión del 15% será:

Como dato se tomará la potencia máxima: 81,6442 CV

$$81,6442 CV = (0,420854 V + 0,0010878 V^3)$$

$$0,0010878V^3 + 0,420854 V - 81,6442 = 0$$

$$V_{max} = 39,14 \frac{m}{s} ; 140,90 \frac{Km}{h}$$

La velocidad máxima a desarrollarse en pendiente, sin pérdidas mecánicas será:

$$W_{m\acute{a}x} = W_a + W_t$$

$$96,052 CV = (0,0010868352 V^3 + 4,134316123 V)$$

$$96,052 CV = (4,134316123 V + 0,0010868352 V^3)$$

$$0,0010868352 V^3 + 4,134316123V - 96,052 = 0$$

$$V_{max} = 20,85 \frac{m}{s} ; 75,06 \frac{Km}{h}$$

La velocidad máxima en pendiente, asumiendo pérdidas de transmisión del 15% será:

La potencia máxima será: 81,6442 CV

$$81,6442 CV = (4,134316123 V + 0,0010868352 V^3)$$

$$0,0010868352 V^3 + 4,134316123V - 81,6442 = 0$$

$$V_{max} = 18,17 \frac{m}{s} ; 65,412 \frac{Km}{h}$$

c. Ángulo de inclinación máximo después de una parada en una pendiente

Las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo, actúan en el eje de las ruedas motrices y éstas son las mostradas en la Figura 2.5.

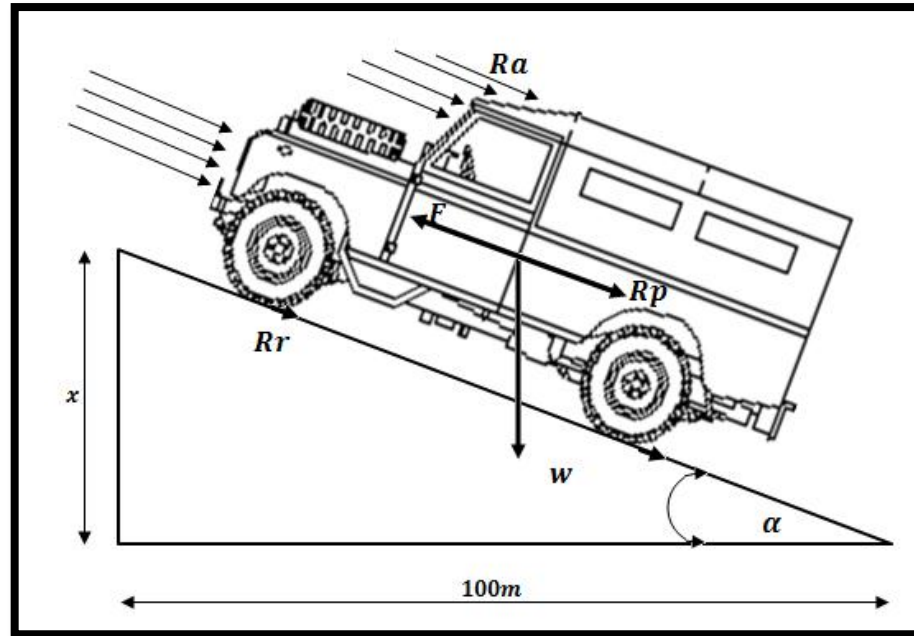


Figura 2. 5 Fuerzas de resistencia que se oponen al movimiento del vehículo.

Fuente: Los Autores

Como se conoce, al momento de salir de un parada siempre se aplica la marcha con mayor torque, en este caso, se calculó la velocidad que adquiere en primera marcha considerando par y potencia máxima en la Figura 2.5.

Se conocerá cuál es el ángulo máximo de inclinación que el vehículo podrá superar después de una parada en una pendiente, para esto, se asumirá la velocidad que otorga primera marcha a 2500 rpm.

c.1 Resistencia por rodadura, R_r

Los siguientes datos se reemplazan en la Ecuación (2.1).

$$f = 17 \frac{Kg}{t}$$

$$P = 1,855 t$$

$$R_r = 17 \frac{Kg}{t} * 1,855 t$$

$$R_r = 31,535 [Kg] \text{ ó } 309,043 [N]$$

c.2 Resistencia al aire, R_a

Se reemplazan los respectivos valores en la Ecuación (2.3).

$$K = 0,044 \frac{\text{Kg} * \text{s}^2}{\text{m}^4}$$

$$S = 1,85256 \text{ m}^2$$

$$V = 12 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

$$V = 3,333 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$Ra = 0,044 \frac{\text{Kg} * \text{s}^2}{\text{m}^4} * 1,85256 \text{ m}^2 * (3,333 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2$$

$$Ra = 0,9 [\text{Kg}] \text{ ó } 8,8259 [\text{N}]$$

c.3 Resistencia a la pendiente, R_p

Se reemplazan los respectivos valores en la Ecuación (2.8).

$$R_p = 1,855t * \frac{x}{100} * \frac{1000\text{Kg}}{1t}$$

$$R_p = 18,55 * x [\text{Kg}] \text{ ó } 181,79 * x [\text{N}]$$

$$R_p = 181,79 * x [\text{N}]$$

c.4 Valor de la fuerza aplicada por el vehículo

Esta fuerza será aplicada para poder proporcionar movimiento al vehículo, es decir la que vencerá a todas las fuerzas que se oponen al movimiento del mismo.

La Ecuación 2.26, refleja las sumatorias de fuerzas, correspondiente a las resistencias que se oponen al movimiento del vehículo ya conocidas.

$$\sum F_x = 0$$

$$F = R_r + R_a + R_p + R_i \quad (2.26)$$

Según Aparicio, Vera y Díaz de la teoría de los vehículos automóviles, para conocer esta fuerza tractora se partirá de la Ecuación (2.27).

$$F_t = \frac{M_m * \epsilon_1 * \epsilon_{\text{diferencial}} * n}{r_{\text{cmin}}} \quad (2.27)$$

Dónde:

M_m = Par motor entregado a 2500 r. p. m

ϵ_1 y $\epsilon_{\text{diferencial}}$ = Relación de primera y diferencial

n = Rendimiento de la transmisión

r_{cmin} = Radio bajo carga

El par que otorga el vehículo a 12 km/h, con 2500 rpm se lo aproxima mediante la curva de par, para un vehículo Vitara, la cual se encuentra como Anexo E. La cual es 11,5 Kg.m.

Los siguientes datos se reemplazan en la Ecuación (2.27).

$$F_t = \frac{11,5 \text{ Kg} * m * 3,652 * 4,55 * 0,85}{0,33m}$$

$$F_t = 492,20 \text{ Kg}; 4826,83 \text{ N}$$

Se reemplazan en la Ecuación (2.26).

$$4826,83 \text{ N} = 309,043 + 8,8259 + 181,79 * x + 0$$

$$x = 24,803 \text{ m}$$

Al analizar la Figura 2.5, se conocerá el valor de la vertical de la pendiente, por lo que se aplicará una función trigonométrica para hallar el ángulo de inclinación de la pendiente:

$$\tan(\alpha) = \frac{24,803}{100} = 0,24803$$

$$\therefore \alpha = 13,9^\circ$$

2.3 CÁLCULO DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN¹²

La American Society of Mechanical Engineers (A.S.M.E.), es la autora de una norma para el cálculo de árboles que se basa, en la suposición de que el árbol esté construido de un material dúctil cuya resistencia a la rotura por tracción es doble de la resistencia a la rotura por corte. Para este caso, el cálculo del diámetro del árbol se rige por la teoría de la máxima tensión tangencial, independientemente de la relación del momento torsor al momento flector. En la Figura 2.6 se puede visualizar los puntos de encuentro de esquina a esquina y el ángulo máximo de inclinación.

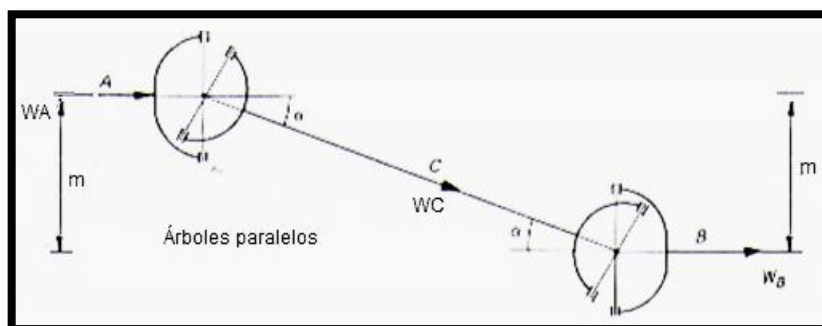


Figura 2. 6 Cálculos en el árbol de transmisión.

Fuente: Estudio de la transmisión de un vehículo automóvil de César Sánchez Serna.

Cuando el árbol está sometido solo a esfuerzos de torsión, se tiene la Ecuación (2.28).

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot K_t \cdot M_t}{\pi \tau_t}} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{1 - K^4}} \quad (\text{cm}) \quad (2.28)$$

Dónde:

D = diámetro exterior del árbol, cm

¹² (Odetto)

d = diámetro interior del árbol, cm

K = relación entre los diámetros interior a exterior en árboles huecos

K_t = factor combinado de choque y fatiga a aplicar al momento torsor calculado

M_t = momento torsor máximo, kg.cm

α = relación entre la tensión máxima producida por pandeo debido a la carga axial a la tensión de compresión simple

ζ_t = máxima tensión tangencial admisible, kg/cm²

En la Figura 2.7 se puede visualizar el diámetro interno y externo, existente en el árbol de transmisión.

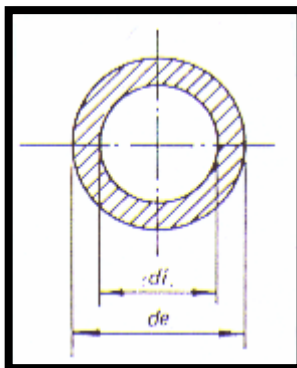


Figura 2. 7 Diámetros en un eje hueco o árbol de transmisión.

Fuente: Estudio de la transmisión de un vehículo automóvil de César Sánchez Serna.

En la Tabla 2.2 se visualiza las propiedades existentes para materiales del árbol de transmisión.

Tabla 2. 2 Propiedades de materiales para árboles de transmisión.

Material	Carbono %	Resistencia a la rotura por tracción						Alargamiento %
		Tracción	Compresión	Torsión	Tracción	Compresión	Torsión	
Acero laminado o en frío	0,10 – 0,25	490	490	245	245	245	125	35
Acero torneado	0,10 – 0,25	420	420	210	210	210	105	35

Acero laminado	0,15 – 0,25	455	455	230	250	250	115	26
o en caliente	0,25 – 0,35	490	490	245	280	280	120	24
o forjado	0,35 – 0,45	525	525	260	315	315	315	22
Acero con 3.5% de Níquel	0,45 – 0,55	560	560	280	350	350	140	20
Acero Cr y Vn	0,15 – 0,25	600	600	300	385	385	150	26
	0,25 – 0,35	630	630	315	420	420	160	25

Fuente: Mecánica eléctrica industrial. Árboles – Ing. A.R.Odetto.

2.3.1 Factores de choque

Desde que un árbol gira está sometido a tensiones totalmente alternativas, debe usarse en la ecuación de la norma A.S.M.E. Cuando los esfuerzos de flexión y torsión están sujetos a variaciones de intensidad o con choques, las tensiones producidas serán mayores que bajo condiciones estáticas, y los valores de K_t tomados en la Tabla 2.3 siguiente, tienen en cuenta estas tensiones adicionales:

Tabla 2. 3 Factores de choque combinados a utilizar en las ecuaciones.

Tipo de esfuerzo		Árboles que giran	Ejes fijos
Esfuerzos estables y gradualmente aplicados		K_t	K_t
		1,0	1,0
	Esfuerzos bruscamente aplicados con choque moderado	1,0 – 1,5	1,5 – 2,0
Esfuerzos bruscamente aplicados con choque fuerte		1,5 – 3,0	

Fuente: Mecánica eléctrica industrial. Árboles – Ing. A.R.Odetto.

2.3.2 Cálculo del árbol de transmisión

Con los siguientes datos se reemplazan en la Ecuación (2.28).

$$K_t = 3,0$$

$$M_t = 1350 \text{ Kg.cm}$$

$$\tau_t = 315 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}$$

$$K = 0,75$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot K_t \cdot M_t}{\pi \tau_t}} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{1 - K^4}}$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 * 3 * 1350 \text{ Kg.cm}}{\pi * 315 \frac{\text{Kg}}{\text{cm}^2}}} \cdot \frac{1}{\sqrt[3]{1 - (0,75)^4}}$$

$$D = 4,575 \text{ cm ó } 45,75 \text{ mm}$$

Para definir el diámetro exterior, se tomará como relación, entre él y el interior, 0,75 aproximadamente como se indica en la Ecuación (2.29).

$$d = 0,75 D \quad (2.29)$$

$$d = 0,75 (45,75) \text{ mm}$$

$$d = 34,31 \text{ mm}$$

2.3.3 Velocidad crítica¹³

La formación del pandeo es consecuencia del desequilibrio de masa, por pequeño que sea éste.

Si se hace girar un árbol de longitud determinada, el pandeo aumenta lentamente con la velocidad de giro, al alcanzar ésta un determinado valor (velocidad crítica), la amplitud aumenta de forma rápida, pudiendo, de mantenerla, provocar la rotura del mismo. Si se sigue aumentando, se alcanza un nuevo régimen estable.

En la Ecuación (2.30) se puede apreciar el movimiento oscilatorio existente.

¹³ (Cascajosa, 2005)

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \quad (2.30)$$

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\delta}{g}} = \frac{1}{V_c} \quad (2.31)$$

ω = Velocidad en radianes por segundo.

V_c = Velocidad crítica en rps.

δ = Flecha debido a su propio peso.

$$V_c = \frac{30}{\pi} * \sqrt{\frac{g}{\delta}} \text{ en rpm}$$

Por resistencia de materiales la flecha $\delta = \frac{PL^3}{48EI}$

P = Peso

L = Longitud

E = Módulo elástico del material

I = Momento de inercia respecto al eje transversal

Sustituyendo en la Ecuación (2.32), según Cascajosa.

$$V_c = \frac{30}{\pi} * \sqrt{\frac{g}{\delta}}$$

$$V_c = \frac{30}{\pi} * \sqrt{\frac{g}{\frac{PL^3}{48EI}}} \quad (2.32)$$

De acuerdo a la Figura 2.8 se puede observar el peso que se somete el árbol de transmisión.

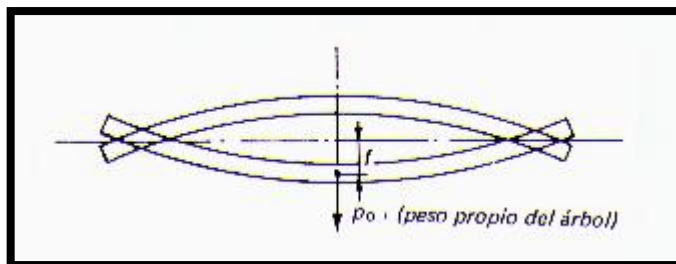


Figura 2. 8 Peso existente en el árbol de transmisión.

Fuente: Estudio de la transmisión de un vehículo automóvil de César Sánchez Serna.

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

Para un eje tubular de diámetro exterior D , interior d y peso específico δ se puede observar la descomposición existente en la Ecuación (2.33).

$$V_c = \frac{30 \cdot \sqrt{3g} \cdot \sqrt{35}}{\pi \cdot L^2 \cdot \sqrt{17}} \cdot \sqrt{\frac{E (D^2 + d^2)}{\delta}}$$

$$V_c = K \cdot \sqrt{\frac{E}{\delta}} * \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \quad (2.33)$$

De forma general, en la Ecuación (2.33) el valor de K depende sólo de los apoyos del árbol en sus extremos. En este caso, como se indica en la Ecuación (2.34).

$$K = \frac{30 \cdot \sqrt{3g} \cdot \sqrt{35}}{\pi \cdot \sqrt{17}} = 74,3 \frac{\sqrt{m}}{s}$$

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

Cuando se aplica la Ecuación (2.33) al árbol de transmisión de un vehículo, al sustituir valores de “E” y “d” de un acero tipo (durante años), para su fabricación:

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

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

Y se tomará la gravedad como:

$$g = 981 \frac{cm}{s^2}$$

D y d en milímetros

L en metros

Se convierte en la Ecuación (2.35).

$$V_c = 118 \cdot \frac{\sqrt{D^2 + d^2}}{L^2} \text{ rpm} \quad (2.35)$$

La que calculará la velocidad crítica.

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

$$D = 45,75 \text{ mm}$$

$$d = 34,31 \text{ mm}$$

$$L = 81 \text{ cm} ; 0,81 \text{ m}$$

$$V_c = 118 \cdot \frac{\sqrt{(45,75)^2 + (34,31)^2}}{(0,81)^2}$$

$$V_c = 10284,94 \text{ rpm}$$

2.3.4 Velocidad límite de rotación¹⁴

Siendo V_c la velocidad crítica y n_b la velocidad máxima obtenida en función del régimen máximo del motor y la reducción mínima de la caja de cambios, se debe cumplir siempre que:

$$n_b < V_c$$

Para el cálculo del árbol se considera admisible que la velocidad crítica sea del orden de 1,6 a 1,8 n_b , es decir que el coeficiente de seguridad es expresado por la Ecuación (2.36).

$$\frac{V_c}{n_b} \geq 1,6 \text{ a } 1,8 \quad (2.36)$$

El valor de n_b será de acuerdo a la Ecuación (2.37).

$$N_b = n_m \cdot r_c \quad (2.37)$$

Dado que se obtuvo una $V_c = 10284,94$, la reducción mínima es de $r_c = \frac{1}{0,864}$ y $n_m = 5500$ r.p.m., por lo que se obtiene un coeficiente de seguridad, al reemplazar en la Ecuación (2.36).

$$\frac{V_c}{n_b} = \frac{V_c}{(n_m \cdot r_c)} = \frac{10284,94 \text{ rpm}}{(5500 \text{ rpm} \cdot (\frac{1}{0,864}))} = 1,6156$$

Valor que se encuentra dentro de los límites permitidos.

2.3.5 Cálculo de la articulación cardán¹⁵

El par que soportará la articulación cardán viene dado por la ecuación $M_b = \frac{M}{r_c}$. Si F_n es el esfuerzo a que están sometidos los cojinetes de la

¹⁴ (Villena Roblizo & Sánchez Serna)

¹⁵ (Villena Roblizo & Sánchez Serna)

articulación y R el radio de aplicación de dicho esfuerzo con respecto al eje geométrico del cardán, de acuerdo a la Ecuación (2.38).

$$F_n = \frac{M_b}{R} \quad (2.38)$$

Al estar los dos cojinetes simétricos respecto al eje de cardán, de acuerdo a la Ecuación (2.39), cada uno soportará una carga de:

$$\frac{F_n}{2} = \frac{1}{2} * \frac{M_b}{R} \quad (2.39)$$

El esfuerzo a soportar por el cojinete deberá ser absorbido por la superficie proyectada del mismo sobre su brazo de acuerdo a la Ecuación (2.40)

$$S = l \cdot d \text{ (Superficie proyectada por un cojinete)} \quad (2.40)$$

Siendo P_n la presión específica que actúa sobre el cojinete en cada una de las reducciones de la caja de cambios, y p correspondiente a la reducción 1/1, se simplifica en la Ecuación (2.42).

$$P_n = \frac{\frac{F_n}{2}}{(l \cdot d)} = \frac{M_b}{(2 \cdot l \cdot d)} \quad (2.41)$$

$$P_n = \frac{M_b}{(2 \cdot R \cdot l \cdot d)} \quad (2.42)$$

Según Villena y Sánchez, dado que en la práctica se admite que: $l = \frac{3}{4}d \div \frac{4}{3}d$ y que la presión específica máxima en marcha directa (1/1) sea del orden:

$$P_n = \frac{1}{2} \frac{Kg}{mm^2}$$

La presión específica que actúa sobre el cojinete en las diferentes reducciones de la caja de cambios vendrá dada por la Ecuación (2.43).

$$P_n = p \cdot \left(\frac{M_b}{M_m} \right) = \frac{p}{r_c} \quad (2.43)$$

Calcular con los siguientes datos como se indica en el Cuadro 2.5.

Cuadro 2. 5 Datos y especificaciones del vehículo Vitara.

Par máximo	$M_m = 13,5 \text{ mKg} = 13500 \text{ mmKg}$
Reducción máxima	$r_{c1} = \frac{1}{3.652}$
Presión específica	$p = \frac{1}{2} \frac{\text{Kg}}{\text{mm}^2}$
Radio de la horquilla	$R = 29 \text{ mm}$

Fuente: Manual Concesionario.

Se obtiene las dimensiones del cojinete, así como la presión específica que actúa sobre este en la 1ª velocidad. Para lo cual se reemplaza los valores correspondientes en la Ecuación (2.42).

$$P_n = \frac{M_b}{(2 \cdot R \cdot l \cdot d)}$$

$$p \cdot \left(\frac{M_b}{M_m} \right) = \frac{M_b}{(2 \cdot R \cdot l \cdot d)}$$

$$p \cdot M_b \cdot 2 \cdot R \cdot l \cdot d = M_b \cdot M_m$$

$$\frac{1}{2} \cdot 2 \cdot R \cdot l \cdot d = M_m$$

$$(29 \text{ mm}) \left(\frac{3 d}{4} \right) \cdot d = M_m$$

$$\left(\frac{3 d^2}{4} \right) = \frac{M_m}{29 \text{ mm}}$$

$$d^2 = \frac{4 M_m}{87}$$

$$d^2 = \frac{4 (13500)}{87}$$

$$d = 24,91 \text{ mm}$$

A continuación se reemplaza el valor de (d) en la Ecuación (2.44) para obtener la longitud.

$$l = \frac{3}{4} d \quad (2.44)$$

$$l = \frac{3}{4} (24,91 \text{ mm})$$

$$l = 18,6825 \text{ mm}$$

$$p_1 = \frac{p}{r_{c1}} = \frac{\frac{1}{2}}{3.652} \quad (2.45)$$

$$p_1 = 1,826 \frac{Kg}{mm^2}$$

2.3.6 Desplazamiento del vehículo en línea recta

La velocidad a la que circula un vehículo depende del número de revoluciones del motor, la reducción o ampliación que se haya dado en la caja de cambios, la reducción del grupo cónico, y del diámetro de las ruedas.

El piñón de ataque girará a las revoluciones que le mande la caja de cambios y hará girar a la corona a un determinado número de r.p.m. Por tanto la velocidad del vehículo depende de la relación de transmisión del grupo cónico. Esta relación de transmisión (R_p) viene dada por el número de r.p.m. del piñón (n_p) partido por las r.p.m. de la corona (n_c), o lo que es lo mismo, número de dientes de la corona (z_c) entre número de dientes del piñón (z_p), como se observa en la Ecuación (2.46).

$$R_p = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.46)$$

En este caso se posee un piñón de ataque de 9 dientes y una corona de 41 dientes, con lo cual resulta una relación de transmisión de:

$$Rp = \frac{41}{9} = 4,55$$

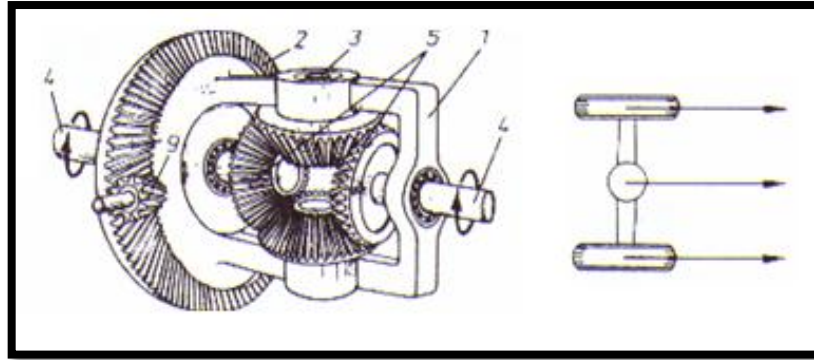


Figura 2. 9 Funcionamiento del diferencial en línea recta.

Fuente: Estudio de la transmisión de un vehículo automóvil de César Sánchez Serna.

2.4 SELECCIÓN DEL TREN DE POTENCIA


Los cálculos respectivos para la selección de los componentes mecánicos, se detallará a continuación.

2.4.1 Análisis de resultados


Con los resultados teóricos ya obtenidos del vehículo Vitara básico, se ha verificado que éste posee prestaciones excelentes en lo referente al par máximo como se puede observar en la Tabla 2.4.

Tabla 2. 4 Resultados obtenidos del vehículo Vitara básico.

PARÁMETROS	CÁLCULOS
Recorrido por carretera arenosa a 40 Km/h	
Potencia por rodadura, W_r	$W_r = 13,74 Cv \text{ ó } 613,55Hp$
Potencia por aire, W_a	$W_a = 1,49 Cv \text{ ó } 1,47 Hp$
Potencia mínima que se necesitara para recorrer carretera arenosa	$W_m = 1142,22 Kg \frac{m}{s} ; 15,03 HP$
Pendiente al 15% a 40 Km / h en terreno arenoso	$W_t = 4122,22 Kg \frac{m}{s} 54,24 HP$
Potencia máxima a desarrollarse en línea recta	$W_{m\acute{a}x} = 15,03 HP \text{ al } 85\%$ $W_{max} = 17,68 HP \text{ al } 100\%$
Potencia máxima a desarrollarse en pendiente	$W_{m\acute{a}x} = 55,71 HP \text{ al } 85\%$ $W_{max} = 65,54 HP \text{ al } 100\%$
Recorrido por carretera asfaltada a 40 Km/h	
Potencia por rodadura, W_r	$W_r = 4,671 Cv \text{ ó } 4,606 Hp$
Potencia por aire, W_a	$W_a = 1,49 Cv \text{ ó } 1,47 Hp$
Potencia mínima que se necesitara para recorrer carretera asfaltada	$W_m = 462,12045 Kg \frac{m}{s} ; 6,080 HP$

CONTINÚA 


Pendiente al 15% a 40 Km / h en terreno asfaltado	$W_t = 3442,05 \frac{Kgm}{s}$ ó 45,29 HP
Potencia máxima a desarrollarse en línea recta	$W_{m\acute{a}x} = 6,080$ HP al 85% $W_{max} = 7,152$ HP al 100%
Potencia máxima a desarrollarse en pendiente	$W_{m\acute{a}x} = 46,76$ HP al 85% $W_{max} = 55011$ HP al 100%
Dimensión mínima del disco de embrague necesario	$D_e = 19,36$ cm
Fuerza mínima aplicada en el cojinete de embrague	$F_2 = 1,6$ Kg
Relación del grupo y par transmitido a 145 Km/h (Diferencial)	$\frac{n_2}{n_1} = \frac{18,62}{91,67} = 0,203119886$
Cálculo de la velocidad máxima del vehículo en todas sus reducciones	$V_1 = 40,52 \frac{Km}{h}$ $V_2 = 77,23 \frac{Km}{h}$ $V_3 = 109,054 \frac{Km}{h}$ $V_4 = 150,38 \frac{Km}{h}$ $V_5 = 174,05 \frac{Km}{h}$
Cálculo de la velocidad en todas sus reducciones, cuando el motor funciona con su par máximo	$V'_1 = 26,52 \frac{Km}{h}$ $V'_2 = 50,55 \frac{Km}{h}$ $V'_3 = 71,3808 \frac{Km}{h}$ $V'_4 = 98,4305 \frac{Km}{h}$ $V'_5 = 113,923 \frac{Km}{h}$

CONTINÚA 

Cálculo de la pendiente superable con cada velocidad máxima del vehículo	$i_1 = 0,2732 = 27,32\% = 15,28^\circ$
	$i_2 = 0,1338 = 13,38\% = 7,62^\circ$
	$i_3 = 0,0889 = 8,89\% = 5,08^\circ$
	$i_4 = 0,05902 = 5,902\% = 3,37^\circ$
	$i_5 = 0,04827 = 4,827\% = 2,76^\circ$
Cálculo de la pendiente cuando el motor funciona con su par máximo	$i_1' = 0,2965 = 29,65\% = 16,51^\circ$
	$i_2' = 0,1460 = 14,6\% = 8,30^\circ$
	$i_3' = 0,1176 = 11,76\% = 6,70^\circ$
	$i_4' = 0,0652 = 6,52\% = 3,73^\circ$
	$i_5' = 0,05369 = 5,369\% = 3,07^\circ$

Potencia del motor en condiciones extremas.

Recorrido en carretera arenosa	En línea recta	
	Sin pérdidas de transmisión:	Con pérdidas de transmisión;
	$V_{max} = 130,118 \frac{Km}{h}$	$V_{max} = 120,042 \frac{Km}{h}$
	En pendiente	
Recorrido en carretera asfaltada	Sin pérdidas de transmisión:	Con pérdidas de transmisión:
	$V_{max} = 65,1528 \frac{Km}{h}$	$V_{max} = 56,648 \frac{Km}{h}$
	En línea recta	
	Sin pérdidas de transmisión:	Con pérdidas de transmisión:
$V_{max} = 149,94 \frac{Km}{h}$	$V_{max} = 140,90 \frac{Km}{h}$	
En pendiente		
Sin pérdidas de transmisión:	Con pérdidas de transmisión;	
$V_{max} = 75,06 \frac{Km}{h}$	$V_{max} = 65,412 \frac{Km}{h}$	

CONTINÚA 

Ángulo de inclinación máximo con el vehículo en parada	$\alpha = 13,9^\circ$
Diámetro exterior del árbol de transmisión	$D = 4,575 \text{ cm } \acute{o} \text{ } 45,75 \text{ mm}$
Diámetro interior del árbol de transmisión	$d = 34,31 \text{ mm}$
Velocidad crítica del árbol de transmisión	$V_c = 10284,94 \text{ rpm}$
Velocidad límite de rotación del árbol de transmisión	$\frac{V_c}{n_b} = 1,6156$
Diámetro mínimo del cojinete de la junta cardán	$d = 24,91 \text{ mm}$

Fuente: Los Autores

En la Tabla 2.4 se detalla los diferentes parámetros generales con respecto a cálculos, los cuales sirven de ayuda para establecer la selección de los componentes mecánicos; basándose en el análisis de terrenos, velocidades mínimas y máximas, superando la capacidad de carga de los vehículos seleccionados en el primer capítulo.

Además cabe mencionar que cada uno de los resultados obtenidos se aproximan a las especificaciones de las partes que conforman el vehículo vitara básico.

Se tomará autonomía en la selección de todas las partes mecánicas del vehículo vitara por las siguientes razones:

- Facilidad y economía en la adquisición de los mismos.
- Dimensiones y pesos mínimos para la maniobrabilidad del montaje.
- Materiales de fabricación óptimos con respecto a su durabilidad o tiempo de vida útil.

- Potencia y par eficiente para el recorrido en todo terreno, especificados por el fabricante.

2.4.2 Selección de todos los componentes a ser instalados, complementarios para el buen funcionamiento del tren de potencia

- Para la selección de la transmisión, en primer lugar se tomará en cuenta la potencia mínima que se necesita para el movimiento del vehículo, estableciendo el par que posee cada motor, por lo que se ha seleccionado la caja de cambios y caja de transferencia mecánica, referentes al vehículo vitara ya que sus prestaciones y características técnicas se aproximan a los valores obtenidos en los diferentes cálculos.
- El modo de accionamiento de la tracción 4X4 será mecánica, ya que presenta economía en la adquisición y facilidad de accionamiento en cualquier condición de terreno.
- Con respecto al árbol de transmisión el diámetro mínimo que debe poseer para soportar los diferentes esfuerzos es de 45,75 mm , el árbol de transmisión del vehículo vitara posee un diámetro exterior de 60 mm, el cual supera las exigencias; lo que brindará confiabilidad.
- Se asume una distancia entre centros de 2200 mm, dónde la distancia que existe entre la salida de la caja de cambios y la unión con el diferencial es de 81 mm; además este parámetro es de gran ayuda para calcular el diámetro anterior.
- En el caso de la selección del embrague se ha optado por uno con sistema de accionamiento mecánico de diafragma, que posea como diámetro exterior de 19,36 cm; para lo cual se seleccionó uno con el mismo sistema de 20 cm que lleva montado en el vehículo vitara.
- Los ejes son conjuntos del vehículo sobre los cuales descansa la masa suspendida, junto con la suspensión y las ruedas, de la masa no suspendida. Para el eje trasero como para el eje delantero será rígido, considerando cuestiones económicas, anchos de vías y compatibilidad de los elementos.

- Para el diferencial delantero se consideró uno que sea compatible con la caja de cambios, donde el apropiado para éste, es el del vehículo Vitara básico.
- Para el desarrollo del vehículo en todo terreno se ha optado por un diferencial con características montaÑeras, ya que éste presenta fuerza adecuada, así como también coincide con la relación que resultó teóricamente.

2.5 SELECCIÓN DEL NEUMÁTICO Y SISTEMA PARA BLINDARLO

Al considerar parámetros de selección del primer capítulo, se utilizará un neumático con las siguientes características.

Cuadro 2. 6 Selección del neumático.

TIPO DE SERVICIO Y RECORRIDO	DESIGNACIÓN VELOCIDAD MÁXIMA	POSICIÓN	MEDIDA CORRECTA	CAPACIDAD DE CARGA MÁXIMA	CLASE DE NEUMÁTICO
M+S (Nieve + Barro)	Q	Tracción. 4x4	205/75R15	Dual -95 Single-97	Sin cámara

Fuente: Los Autores

El sistema que se utilizará, es el run flat ya que presta facilidad de adquisición y confiabilidad, en cualquier situación.

2.5.1 Diseño del sistema run flat

Para esto se tomará como guía el aro, es decir los parámetros principales que se detallará son: tipo y forma de aro, diámetro, perímetro.

2.5.2 Tipo y forma de aro

- Para ello se tomará las especificaciones que vienen impresas en la parte interna del aro como se observa en la Figura 2.10.



Figura 2. 10 Especificaciones del aro.

Fuente: Los Autores

- De tal forma, se realizará con la ayuda de una herramienta fundamental llamada peineta, la cual tomará el perfil de la superficie del aro, mediante unos pequeños golpes, una vez que se realice esto, a continuación se calcará en una hoja de papel, y se podrá determinar las medidas exactas; como se indica en la Figura 2.11.



Figura 2. 11 Determinación de perfil del aro.

Fuente: Los Autores

2.5.3 Determinación de diámetro y perímetro

- La idea fundamental es determinar la longitud de la superficie donde va montado el run flat, para esto se utilizará una cinta métrica.

- A partir de esta medida se podrá determinar el diámetro del mismo; como se observa en la Figura 2.12.



Figura 2. 12 Medición total del aro.

Fuente: Los Autores.

- A continuación se calculará el diámetro, para esto se utiliza la Ecuación (2.47).

$$P = d\pi [mm] \quad (2.47)$$

Dónde:

P = Perímetro [mm]

d = Diámetro [mm]

Por lo que:

$$d = \frac{P}{\pi} [mm]$$

$$d = \frac{1070}{\pi} = 340,59 [mm]$$

2.5.4 Parámetros generales

- Con el perfil del aro, se realiza la representación gráfica en Solid-Works, guiándose con el tipo de neumático, es este caso 205/75 R15 97 Q.

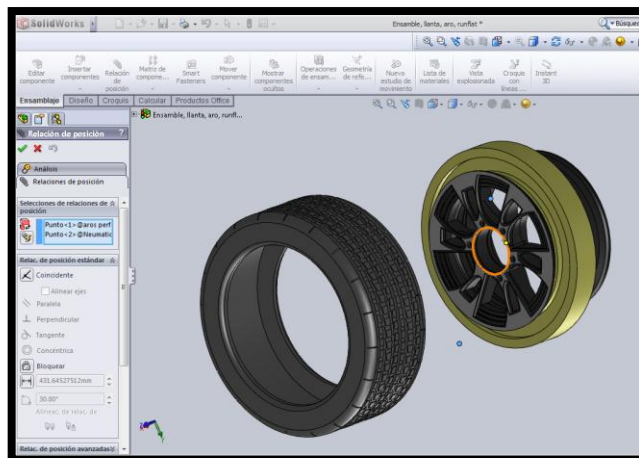


Figura 2. 14 Montaje run flat.

Fuente: Los Autores

2.6 CONSUMO DE COMBUSTIBLE¹⁷

Según la matemática aplicada a la técnica del automóvil GTZ, se realizará el estudio por el siguiente método.

2.6.1 Consumo de combustible en carretera

Es aquel que se determina, en un tramo largo de carretera con circulación normal.

La Ecuación (2.48) determina el cálculo correspondiente al mismo par distancias de 100 km.

$$\text{Consumo en carretera} = \frac{\text{Combustible consumido (L)} * 100}{\text{Trayecto de medición.}}$$

$$K_s = \frac{K * 100}{s} \left[\frac{L}{100 \text{ km}} \right] \quad (2.48)$$

Dónde:

$$K = \text{Consumo de Combustible} \left[\frac{L}{100 \text{ km}} \right]$$

¹⁷ (Company Bueno, Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil, 1986)

s = Trayecto de medición [Km]

A continuación se analizará, con los siguientes datos, los cuales fueron obtenidos mediante prueba de ruta.

$$K = 2 \text{ galones } \text{ ó } 7,57 \text{ L. } \left[\frac{\text{L}}{100 \text{ km}} \right]$$

$s = 54 \text{ [km]}$. Distancia Latacunga – Machachi.

Reemplazando los datos en la Ecuación (2.48).

$$K_s = \frac{7.57 \text{ L} * 100}{54 \text{ Km}} \left[\frac{\text{L}}{100 \text{ Km}} \right]; K_s = 14,09 \left[\frac{\text{L}}{100 \text{ Km}} \right]$$

Lo que indica que por cada 100 km se consumirán 14,09 galones.

2.7 DISEÑO DEL TREN DE POTENCIA

En la Figura 2.15 se detalla el ensamble total de cada uno de los componentes que serán montados en el prototipo.

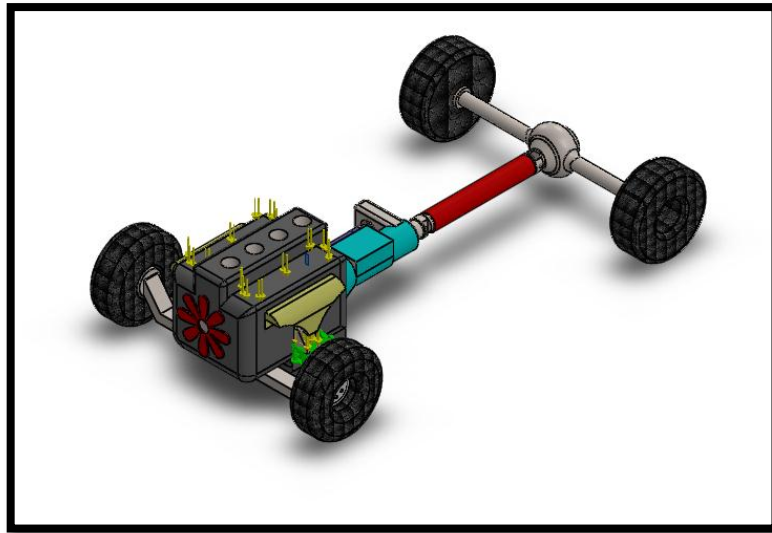


Figura 2. 15 Tren de potencia

Fuente: Los Autores

Los análisis de cargas en los diferentes puntos de anclaje se detallan en el Anexo F.

CAPÍTULO 3

3.1 MONTAJE DEL TREN DE POTENCIA

En este capítulo se ejecutará el proceso de ensamble del tren de potencia; siguiendo debidos procedimientos de seguridad.

3.2 MONTAJE DEL MOTOR

El motor de combustión interna a ser instalado es un G16 (1600 cc), compatible con el tren de potencia. El montaje del motor en el vehículo debe realizarse considerando los procesos descritos por el fabricante.¹⁸

La Figura 3.1 ilustra la sujeción de una de las bases del motor.

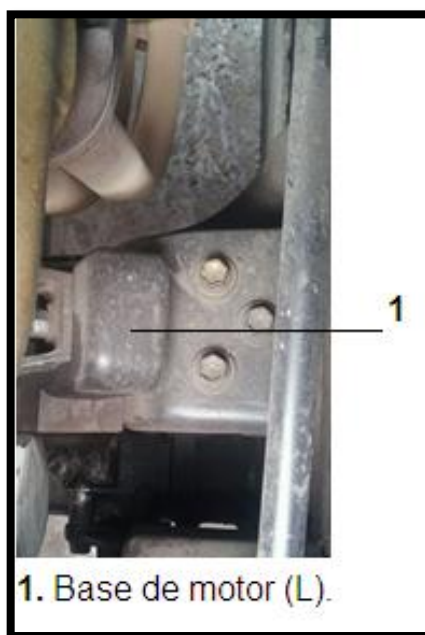


Figura 3. 1 Montaje uniforme de la base del motor.

Fuente: Los Autores.

- El montaje del múltiple de escape se debe realizar con precaución y simétricamente, es decir apretar cada uno de los pernos tanto en la parte superior como inferior como se puede observar en la Figura 3.2.

¹⁸ (Suzuki)



Figura 3. 2 Montaje del múltiple de escape.

Fuente: Los Autores.

- La Figura 3.3 ilustra el montaje del motor con el alternador en su respectiva base.

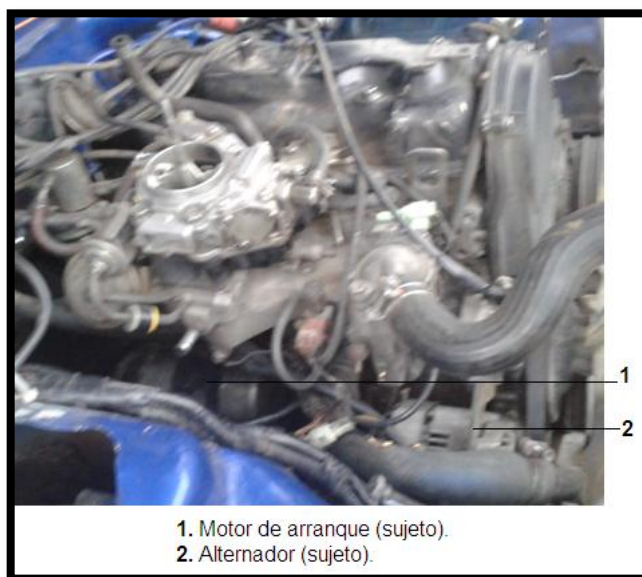


Figura 3. 3 Montaje del alternador y motor de arranque.

Fuente: Los Autores.

- La Figura 3.4 ilustra la posición correcta de instalación del depurador (filtro de aire) y las respectivas poleas en el alternador como en el ventilador.



Figura 3. 4 Instalación del depurador (filtro de aceite).

Fuente: Los Autores.

- Continuar con el montaje e instalación de mangueras de refrigeración y depósito de refrigerante, como se observa en la Figura 3.5.



Figura 3. 5 Instalación de mangueras y cañerías de refrigeración.

Fuente: Los Autores.

- Instalación de la batería con sus debidos cables y bornes (+) y (-), como también la conexión de la bobina con su respectivo distribuidor de encendido y cables de bujías.

3.3 MONTAJE DE LA TRANSMISIÓN

En esta parte se especificará todo en detalle con respecto al ensamble de la transmisión en el vehículo.

3.3.1 Ensamble de la transmisión

Una vez realizada la selección, se ensamblará cada uno de los componentes especificados, como guía se tomará las especificaciones técnicas que presenta el manual de fabricante, además el ensamble se lo realizará por partes.

La Figura 3.6 indica los puntos de anclaje en el chasis del vitara.

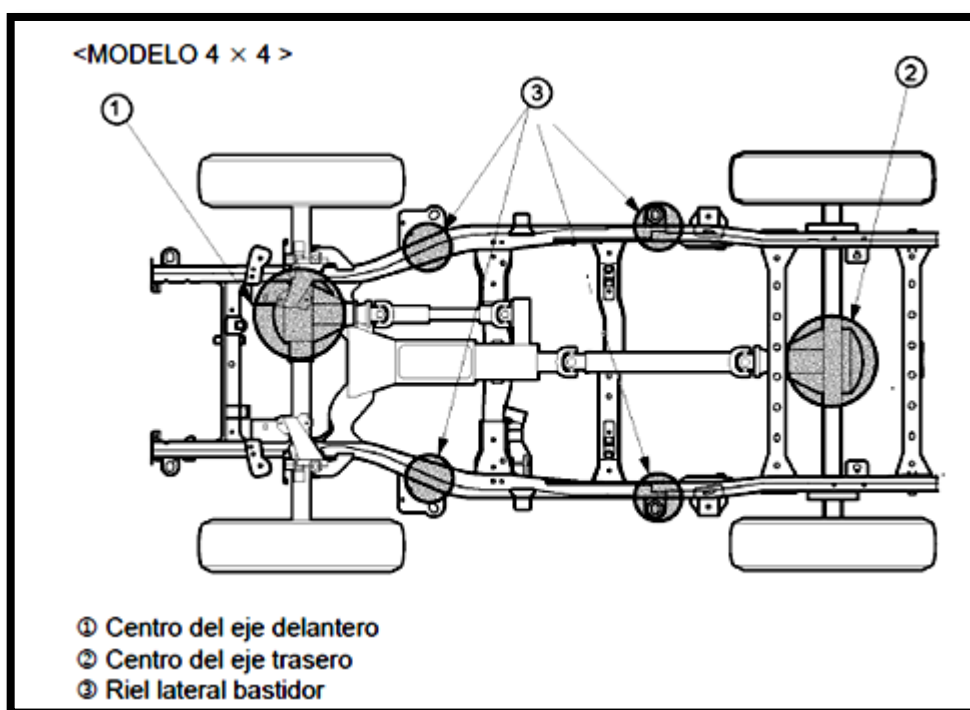


Figura 3. 6 Puntos de anclaje Vitara básico.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

a. Instalación kit de embrague

- Se colocará el disco de embrague y plato de presión, para esto será necesario un centrador para dejar el disco sobre el volante motor, para que no presente problemas al montar la caja de cambios. Se apretará

progresivamente los 6 tornillos del plato de presión para no forzar el muelle del plato, la Figura 3.7 indica los elementos mecánicos nombrados.



Figura 3. 7 Kit embrague.

Fuente: Los Autores.

b. Ensamble del árbol de transmisión y juntas cardán

La Figura 3.8 indica los respectivos puntos de sujeción, siguiendo los procedimientos descritos por el fabricante Suzuki Vitara.



Figura 3. 8 Ensamble árbol de transmisión.

Fuente: Los Autores

c. Ensamble de junta universal

- Para el montaje lo más importante es alinear las marcas de apareamiento e instalar el conjunto del eje, lo cual describe la Figura 3.9.



Figura 3. 9 Árbol de transmisión.

Fuente: Los Autores.

3.3.2 Conjunto del eje trasero del propulsor

- Instalar el cojinete central sobre el conjunto del tubo, para esto se limpiará la superficie acoplada del cojinete, después rellenar con grasa.
- Instalar con el reborde el conjunto de cruceta.

La Figura 3.10 indica las partes del árbol de transmisión.

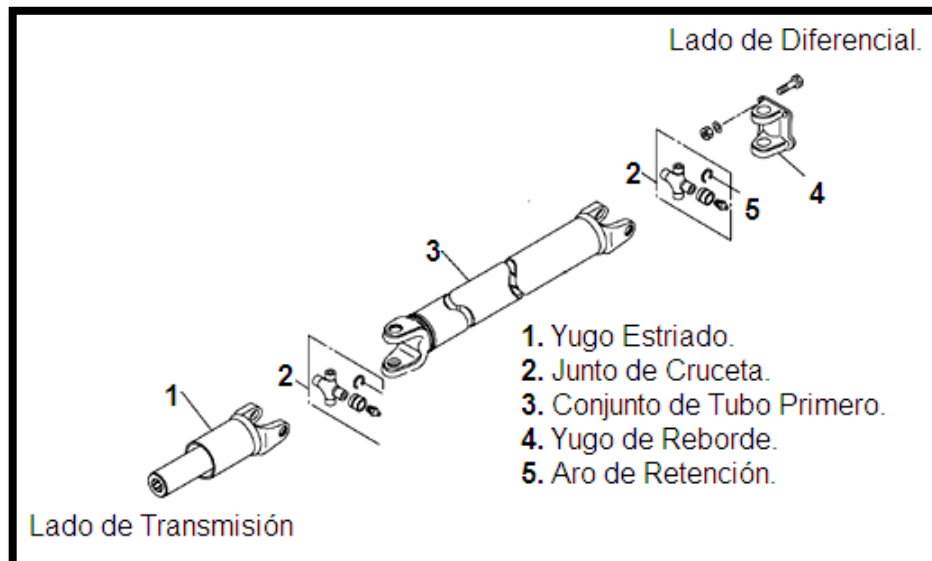


Figura 3. 10 Árbol de transmisión dividido en partes

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

3.3.3 Eje frontal del propulsor

A continuación con los procedimientos del fabricante, alinear la marca que se aplica en la remoción e instalar el eje frontal del propulsor apretando el perno y tuerca.

La Figura 3.11 indica cómo quedará si la instalación es correcta.



Figura 3. 11 Instalación del eje propulsor.

Fuente: Los Autores.

3.3.4 Eje trasero

El conjunto del eje posterior es del tipo semi-flotante en el cual el peso del vehículo es transportado por la carcasa del eje.

La línea central del piñón diferencial está por debajo de la línea central del engrane anular.

Todas las piezas necesarias para transmitir energía desde el eje del propulsor a las ruedas posteriores están encerradas en una carcasa como se puede observar en la Figura 3.12.

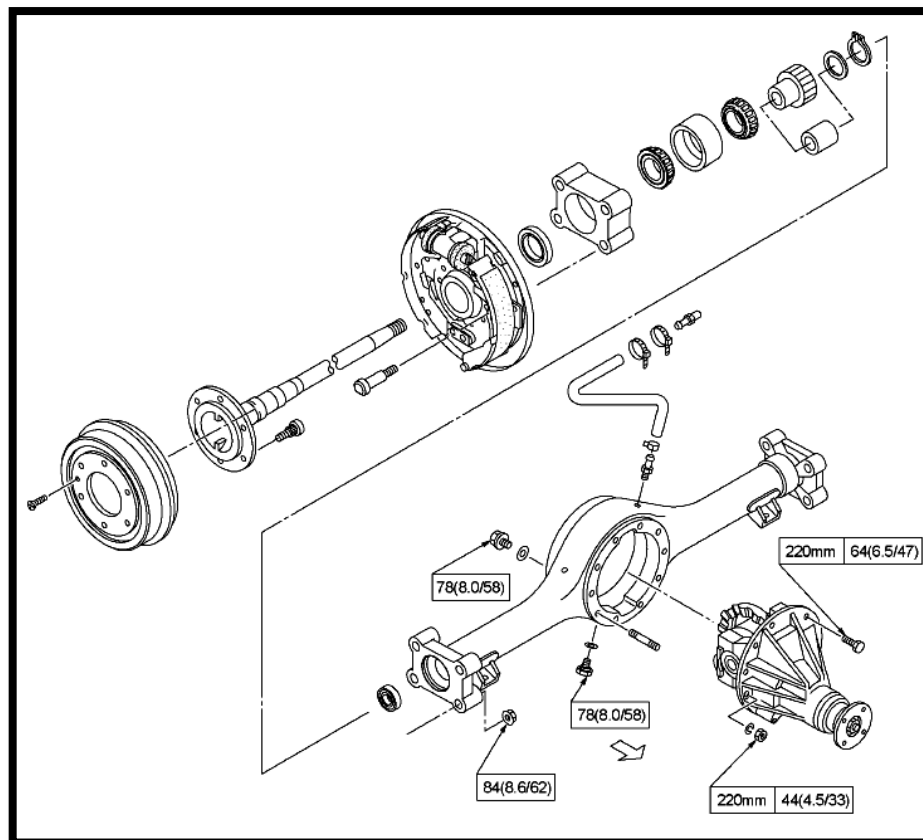


Figura 3. 12 Eje trasero.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

Los semi-ejes sostenidos en el extremo de la rueda del eje por medio de un cojinete de rodillos alargados. El engrane anular se sostiene por dos cojinetes de rodillos.

3.3.5 Conjunto diferencial

A continuación en la Figura 3.13 se puede apreciar de una manera más sencilla el conjunto diferencial.

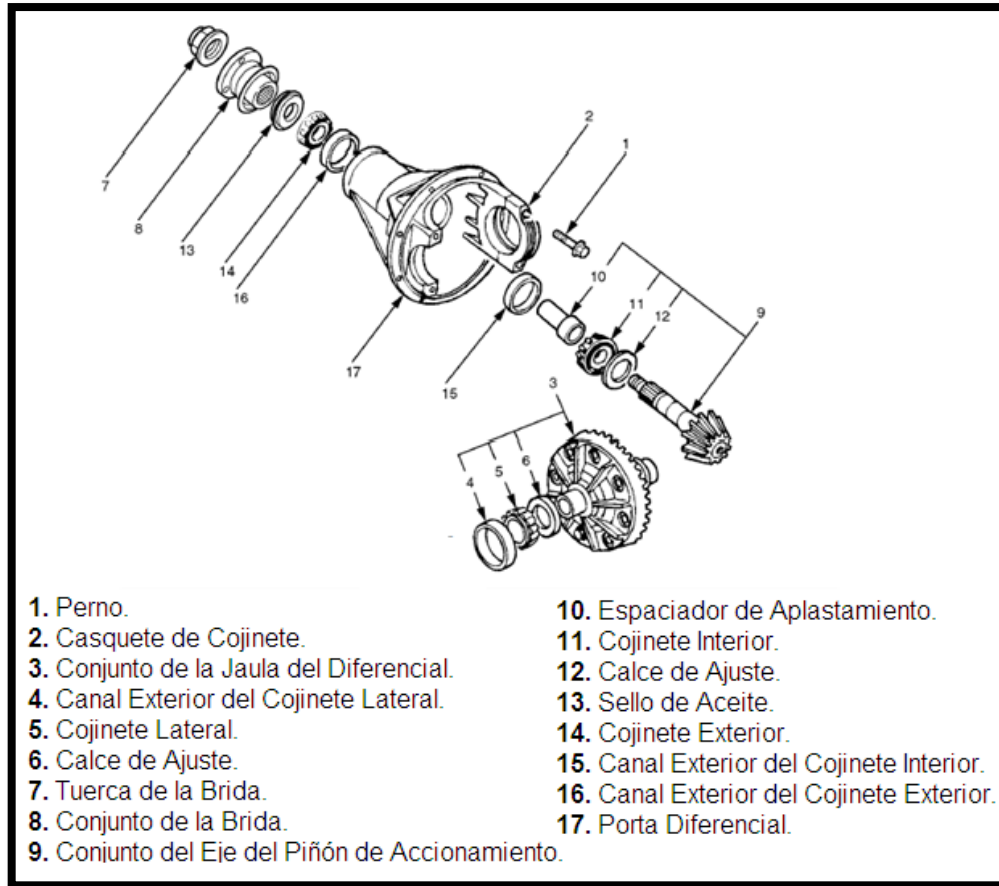


Figura 3. 13 Conjunto diferencial.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

- Para conocer con más detalle la instalación de éste conjunto, acudiremos al folleto GTZ.¹⁹

3.3.6 Tracción delantera

Se especificará únicamente el montaje del diferencial delantero, ejes y sistema de bloqueo 4x4.

¹⁹ (Company Bueno , Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil., 1986)

a. Diferencial delantero

El procedimiento de montaje es exactamente igual que el diferencial trasero, como se observa en la Figura 3.14; la única diferencia que cambian los pares de apriete de los respectivos pernos; en este caso se hace referencia al manual técnico del fabricante.

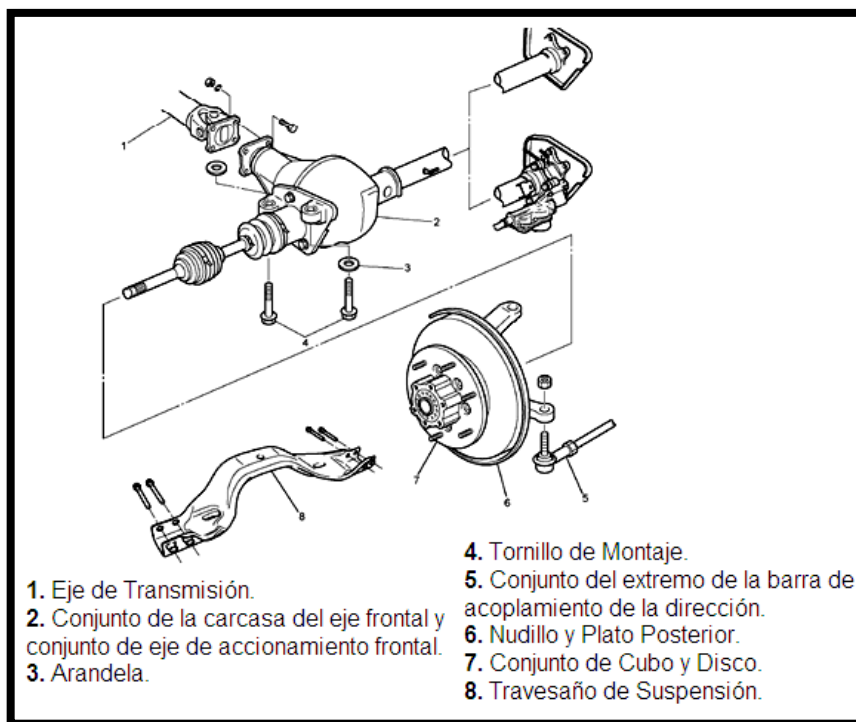


Figura 3. 14 Conjunto de eje de accionamiento y partes asociadas.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

b. Eje de accionamiento del eje frontal

Se considera los procedimientos establecidos por el manual del fabricante, la Figura 3.15 indica las partes y la posición de los elementos mecánicos.

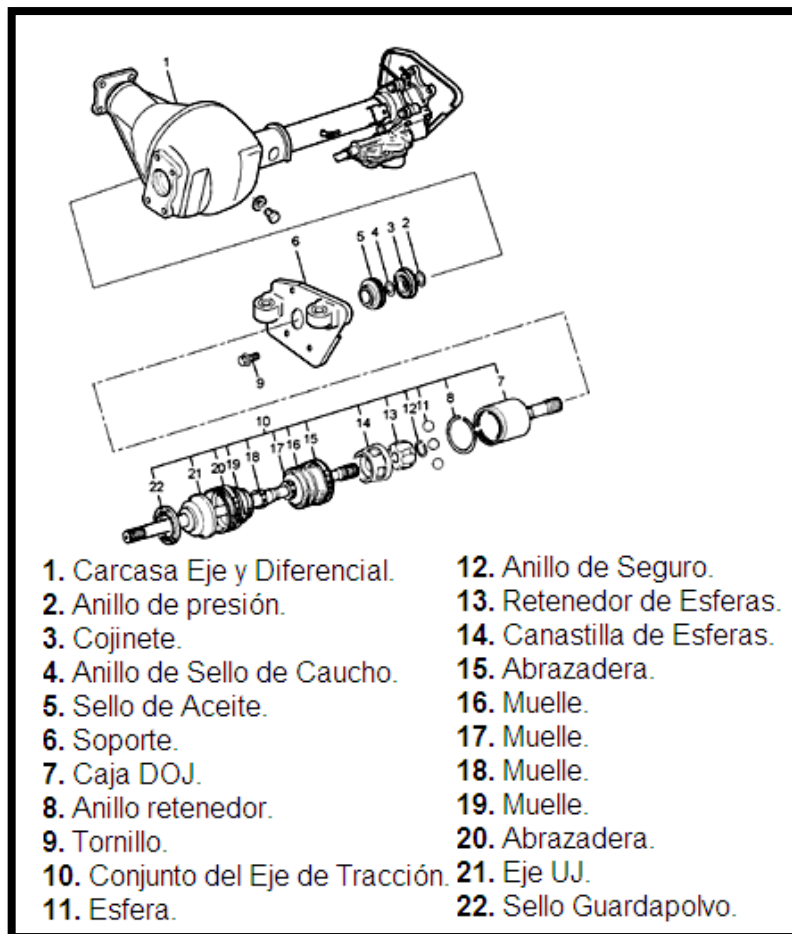


Figura 3. 15 Eje de accionamiento frontal.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

3.3.7 Cubo y disco delantero

Se instala las partes siguiendo el orden de la Figura 3.16.

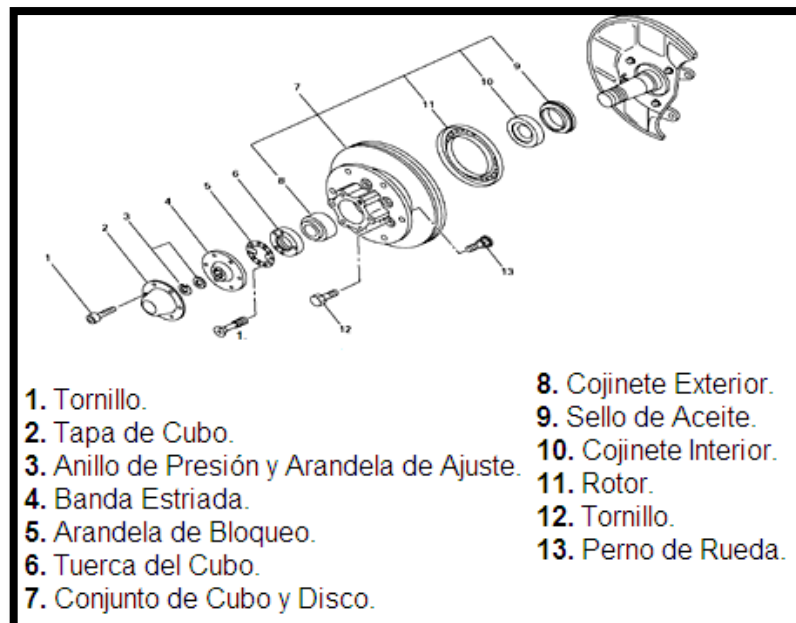


Figura 3. 16 Cubo y disco delantero.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

La Figura 3.17 resume los pasos de armado.

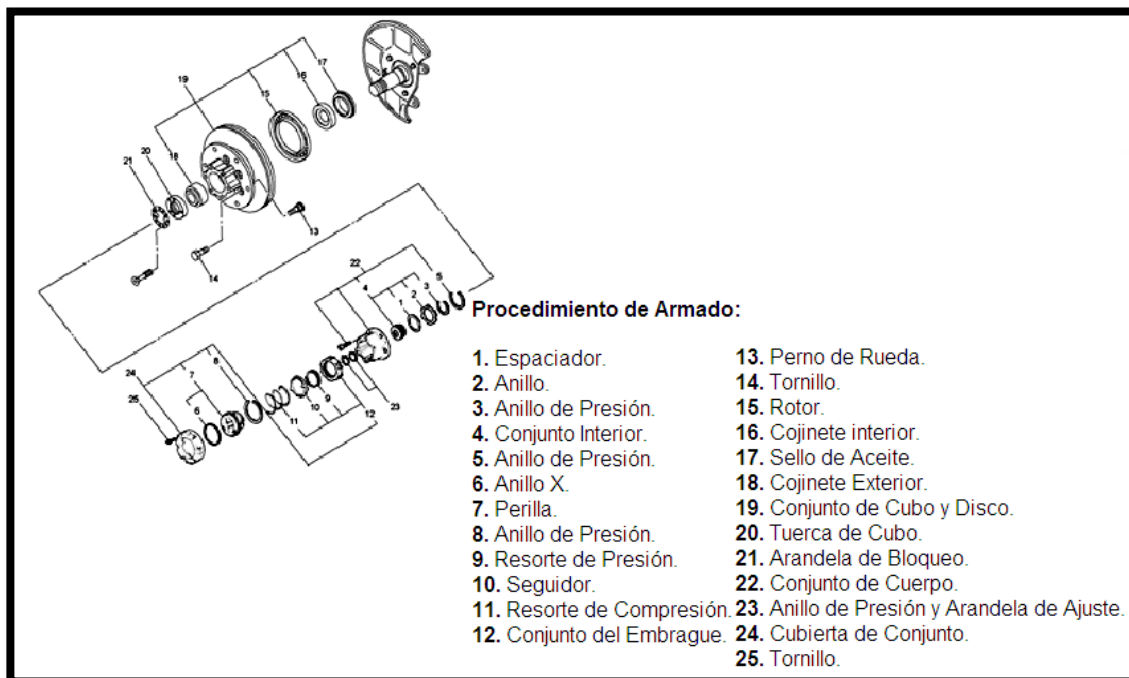


Figura 3. 17 Pasos de armado cubos delanteros.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

3.3.8 Conjunto embrague del cubo de rueda

Alinear las uñas del seguidor con la ranura de la perilla y a continuación ensamblar el embrague con la perilla empujándola y girándola en sentido anti-horario hacia la perilla, como indica la Figura 3.18.

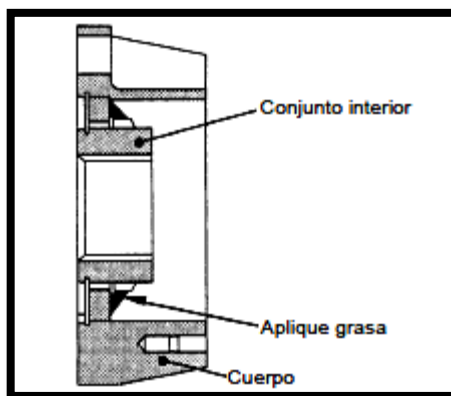


Figura 3. 18 Conjunto de embrague.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

3.3.9 Conjunto de cubo y disco

Se procede a colocar la tuerca de cubo con su debido ajuste de la precarga, como también su arandela de bloqueo, como se visualiza en la Figura 3.19.

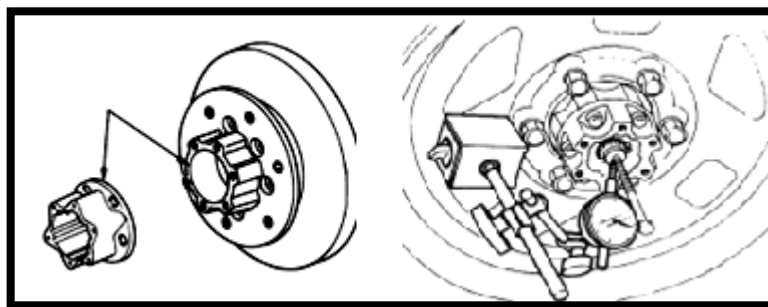


Figura 3. 19 Anillo de presión y arandelas de ajuste.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

Posteriormente se instala el conjunto del cuerpo con su cubierta; alineando las uñas del tope con la ranura del cuerpo, como visualiza la Figura 3.20.

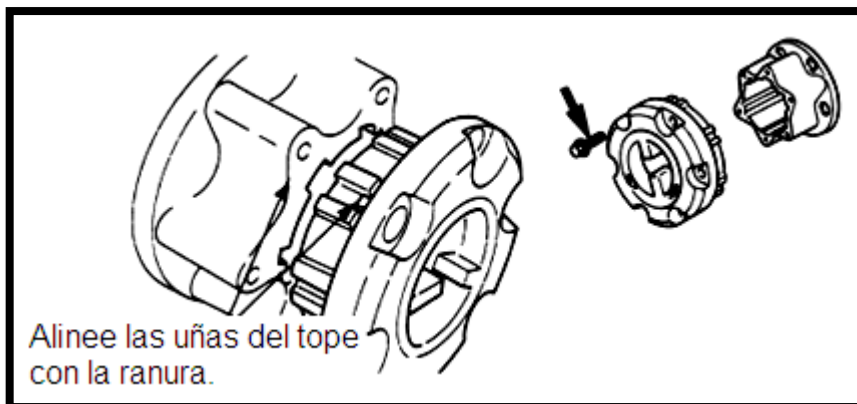


Figura 3. 20 Posición de tope.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

3.4 MONTAJE DE LA CAJA DE CAMBIOS

Se especificará todo lo que conlleva al montaje de la caja de cambios y caja de transferencia.

3.4.1 Palancas de control del cambio

A continuación se detallará el montaje de la palanca de cambios.

- Realizar la limpieza en el apoyo de la palanca de cambios, colocar grasa e introducir el casquillo.

Como guía se encuentra la Figura 3.21.



Figura 3. 21 Retenedores palanca de cambios

Fuente: Los Autores.

- Colocar un poco de grasa al casquillo y a la bola de apoyo-guía e ingresar en su alojamiento. Como indica la Figura 3.22.



Figura 3. 22 Instalación de apoyos palanca de cambios.

Fuente: Los Autores.

- Desplazar la palanca como si se fuese a realizar 3ª y 4ª al mismo tiempo; empujar hacia abajo hasta que la palanca entre en su sitio. Luego colocar el muelle en su sitio.
- Luego colocar el seguro de fijación. Para colocar el seguro, tenemos que empujar 1º hacia abajo para vencer la fuerza del muelle y 2º girarla en sentido horario.
- Una vez colocado el seguro, poner el muelle de goma en el asiento de la palanca de cambios. Se puede observar en la Figura 3.23.

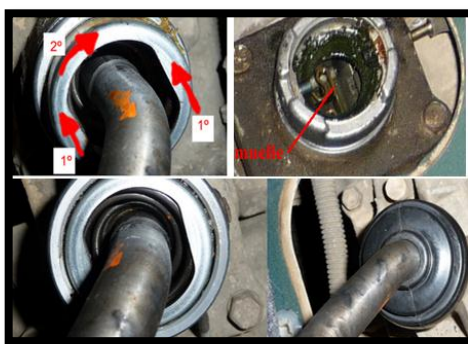


Figura 3. 23 Colocación de la palanca del transfer.

Fuente: Los Autores.

- Colocar la palanca, dejando a la izquierda de la palanca el muelle del asiento; poner el seguro y el muelle de goma.

3.4.2 Montaje de la palanca del transfer

A continuación se puede observar en la figura 3.24 la posición central de instalación.

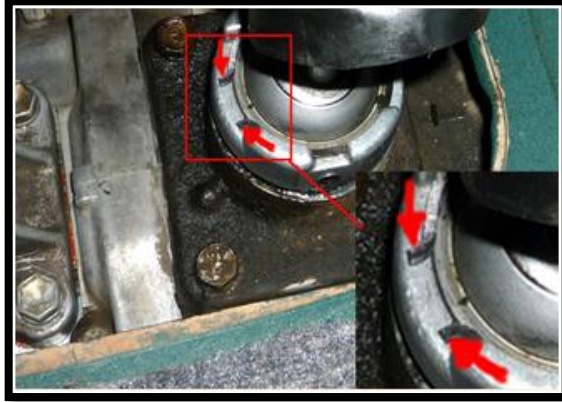


Figura 3. 24 Montaje de la palanca del transfer.

Fuente: Los Autores

- Aplicar grasa en las partes de pivote y asiento e instalar la palanca de control de cambios.
- Si se cambian o aprietan los pernos de posición de la palanca de control, apretar al par especificado por el fabricante.
- El cambio de los pernos de posición de la palanca de control requiere adhesivo de fijación de rosca.

La Figura 3.25 indica el perno de posición de la palanca principal como la de transferencia.

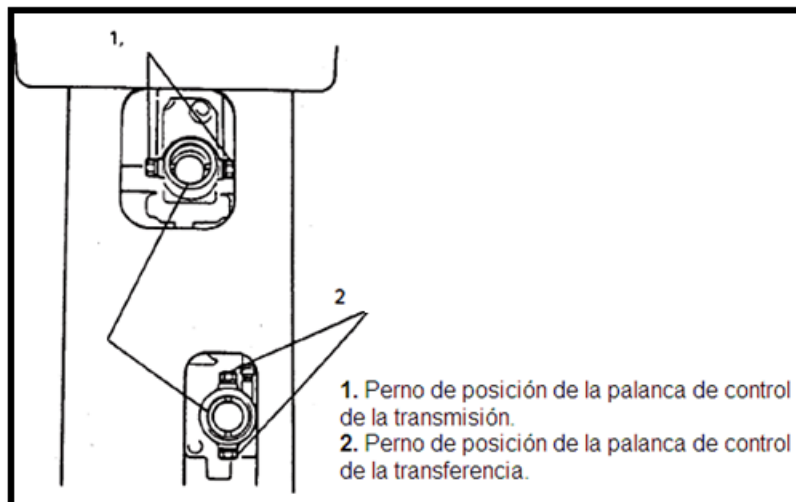


Figura 3. 25 Instalación palanca de cambios.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

- Instalar la funda de transmisión del interior de la cabina y apretar firmemente con una nueva abrazadera como se encuentra en la Figura 3.26.

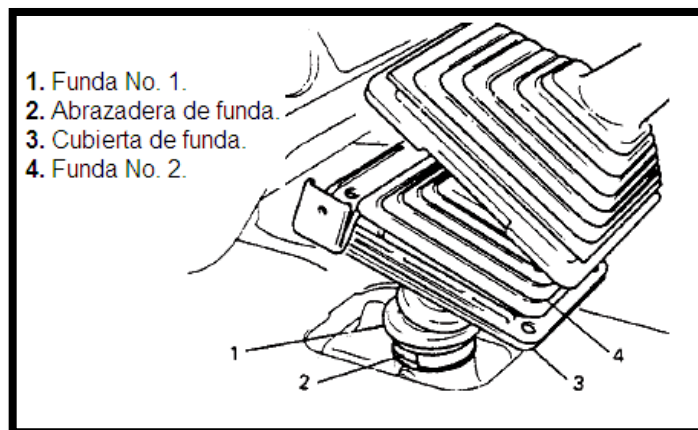


Figura 3. 26 Instalación de funda palanca de cambios.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

- Instalar firmemente la funda de transferencia en el dispositivo de elevación y al apretar, utilizar una abrazadera como indica la Figura 3.27.

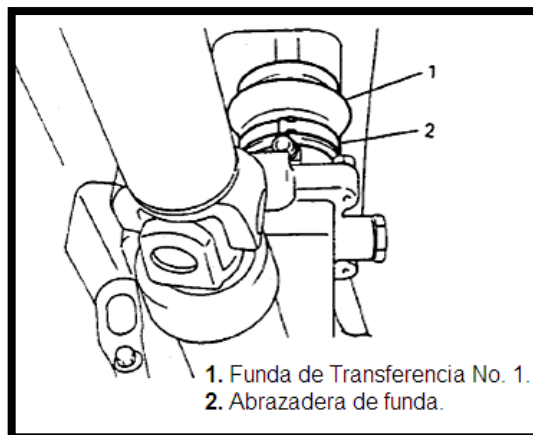


Figura 3. 27 Posición funda de transferencia.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

- Apretar la funda de transmisión N°2 con la cubierta de funda y ménsula de caja de consola con el par de apriete especificado.
- Instalar la caja de consola.
- Verificar que el extremo abocinado de la funda de transmisión N°3 esté engranado con la caja de consola.

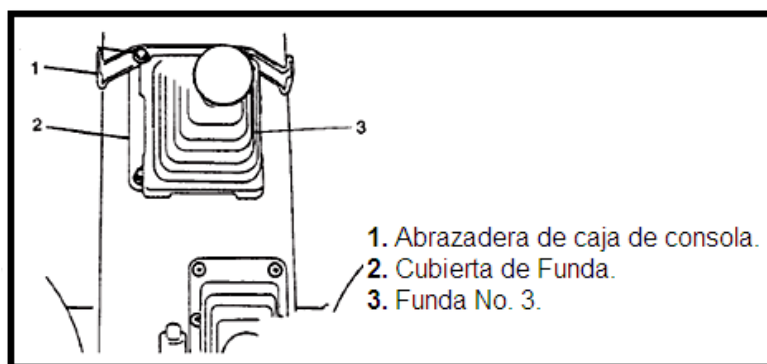


Figura 3. 28 Instalación funda de transferencia.

Fuente: Manual técnico Vitara básico 4x4.

3.5 MONTAJE DEL SISTEMA RUN FLAT EN EL ARO

Para garantizar el correcto funcionamiento del sistema durante una emergencia, es necesario tomar ciertas precauciones:

Controlar constantemente que la presión de los neumáticos esté en niveles recomendados por el fabricante, evitar en lo posible caer en huecos o “baches” puesto que el espacio entre el “Rin” y la superficie de rodaje del neumático, se ve disminuida por el run flat, pudiendo ocasionar rotura del Aro.

- Como primer paso, se retira las ruedas del vehículo. (Figura 3.30).



Figura 3. 29 Instalación del sistema run flat.

Fuente: Los Autores.

- Se desinfla el neumático. (Figura 3.31).



Figura 3. 30 Neumático sin presión de aire.

Fuente: Los Autores.

- Ubicar en la máquina monta neumáticos para desmontar el neumático. (Figura 3.32).



Figura 3. 31 Separación del aro con el neumático.

Fuente: Los Autores.

Junto con el aro, ayudado de una palanca que al hacer fuerza le deje el espacio para poder soltar el Run Flat de la siguiente manera:

- Retire el tornillo de seguridad. (Figura 3.33).

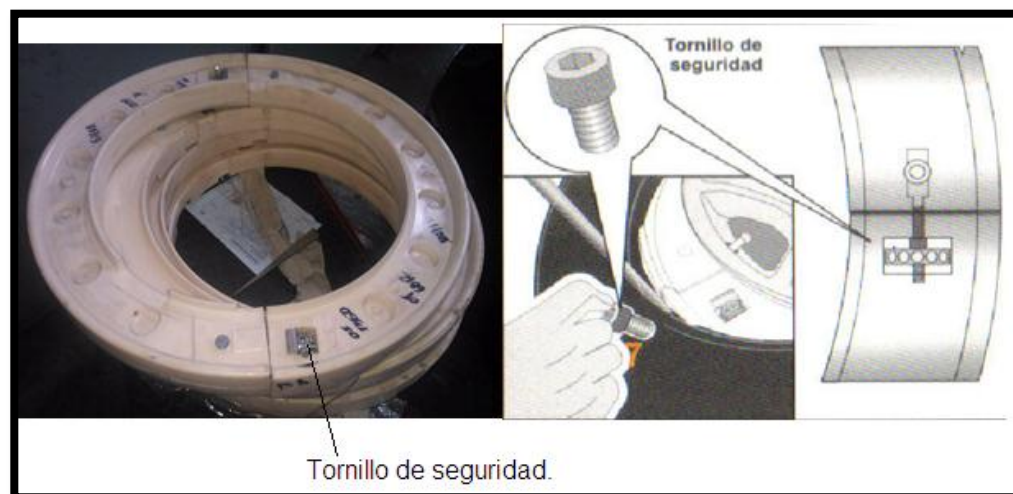


Figura 3. 32 Tornillo de seguridad – sistema run flat.

Fuente: Los Autores.

- Luego con un destornillador de estrella o de punta, aflojar la tuerca en sentido contrario a las manecillas del reloj. Repetir la operación de la misma forma con el cierre. (Figura 3.33).

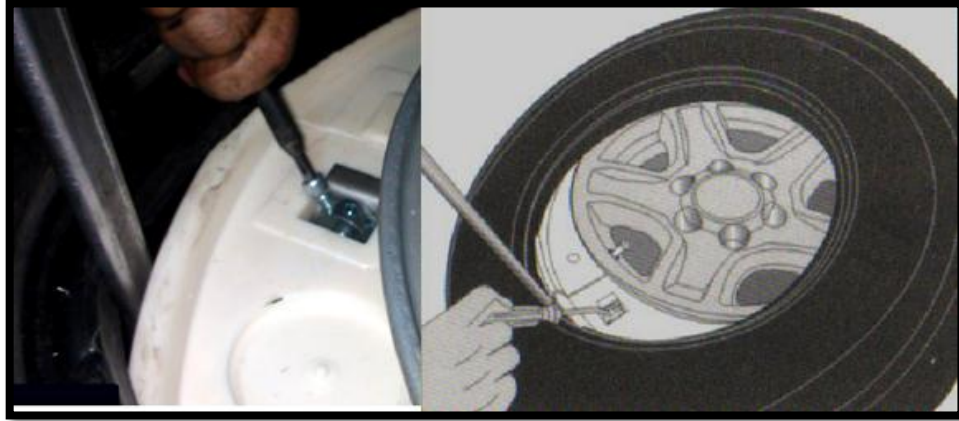


Figura 3. 33 Apriete del sistema run flat en el aro.

Fuente: Los Autores.

- Para insertar el run flat, verificar que la superficie de contacto quede al lado correcto. (Figura 3.35).

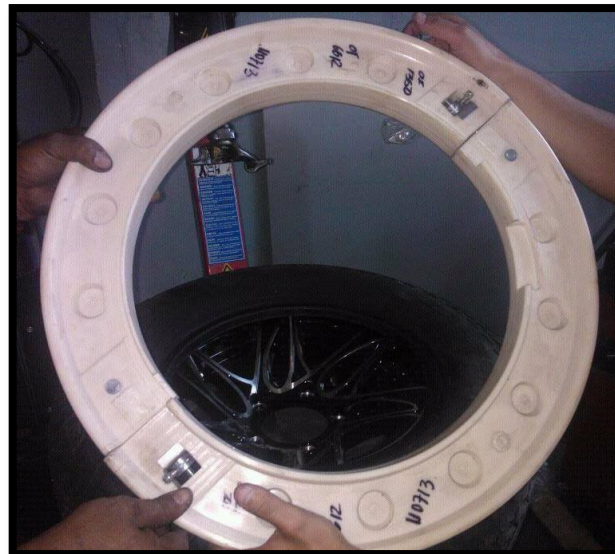


Figura 3. 34 Verificación superficie de contacto sistema run flat.

Fuente: Los Autores.

CAPÍTULO 4

Este capítulo muestra resultados reales obtenidos después de realizar pruebas de ruta en los diferentes tipos de terrenos, detallando las velocidades máximas en estos, tanto en línea recta, como en pendiente.

4.1 PRUEBAS Y TABULACIÓN DE RESULTADOS

A partir de los parámetros calculados en el Capítulo 2, se comparará los resultados teóricos con los prácticos.

Como primera instancia las diferentes pruebas de ruta se la realizó en el trayecto de Machachi - Latacunga, el día lunes 9 de junio de 2014 a las 11:H00, en vista de que existía 30 % de humedad relativa. Este dato de humedad se obtuvo en el sitio web, mediante datos del pronóstico del día en Machachi.

4.1.1 Velocidades máximas otorgadas por la transmisión en línea recta

A continuación, en la Tabla 4.1 se visualiza las velocidades que brinda la caja de cambios, en sus diferentes relaciones.

Tabla 4. 1 Comparación de velocidades en línea recta.

MARCHA	VELOCIDAD TEÓRICA	VELOCIDAD REAL
Primera	$V'_1 = 26,52 \frac{km}{h}$	$V'_1 = 22 \frac{km}{h}$
Segunda	$V'_2 = 50,55 \frac{km}{h}$	$V'_2 = 44 \frac{km}{h}$
Tercera	$V'_3 = 71,3808 \frac{km}{h}$	$V'_3 = 64 \frac{km}{h}$
Cuarta	$V'_4 = 98,4305 \frac{km}{h}$	$V'_4 = 90 \frac{km}{h}$
Quinta	$V'_5 = 113,923 \frac{km}{h}$	$V'_5 = 108 \frac{km}{h}$

Fuente: Los Autores.

En la Tabla 4.1 se puede apreciar que las velocidades reales no difieren por mucho con respecto a las velocidades teóricas, ya que se debe por pérdidas de transmisión, por lo detallado en el Capítulo 2.

4.1.2 Velocidad máxima en línea recta del vehículo en terreno arenoso

Continuando con este tipo de prueba, se realizó en la ciudad de Latacunga a la altura del barrio Santan; por ser un terreno arenoso y se puede apreciar en la Figura 4.1 que el vehículo alcanza aproximadamente 109 km/h.



Figura 4. 1 Velocidad máxima en terreno arenoso.

Fuente: Los Autores

4.1.3 Velocidad máxima en pendiente (15%) del vehículo en terreno arenoso

Para éste tipo de prueba de igual forma se realizó en el sector especificado anteriormente, por poseer una inclinación de aproximadamente $8,5^\circ$ y el vehículo alcanzó una velocidad de 49 km/h como se muestra en la Figura 4.2.



Figura 4. 2 Velocidad máxima con inclinación en terreno arenoso.

Fuente: Los Autores

4.1.4 Velocidad máxima en línea recta del vehículo en terreno asfaltado

La prueba correspondiente se la realizó en la panamericana sur km 51, viajando a la ciudad de Latacunga en línea recta, se obtuvo una velocidad de 122 km/h en éste tipo de terreno.



Figura 4. 3 Velocidad máxima en asfalto.

Fuente: Los Autores

4.1.5 Velocidad máxima en pendiente (15%) del vehículo en terreno asfaltado

En el trayecto del viaje a la ciudad de Latacunga, se pudo apreciar una inclinación del 15% en el sector de Romerillos, por consultas realizadas en el sitio web, de acuerdo al mapa geográfico; donde se obtuvo como resultado una velocidad de 74 km/h, como se puede apreciar en la Figura 4.4.



Figura 4. 4 Velocidad máxima con inclinación en asfalto.

Fuente: Los Autores

4.1.6 Velocidad máxima del vehículo con una pendiente entre 12° - 13,2°

Al llegar al sector de "Tío Pullo", se verifica que existe una inclinación en la calzada de aproximadamente 12°, donde se observa que el vehículo desempeña con una velocidad de 47 km/h a 2500 rpm.

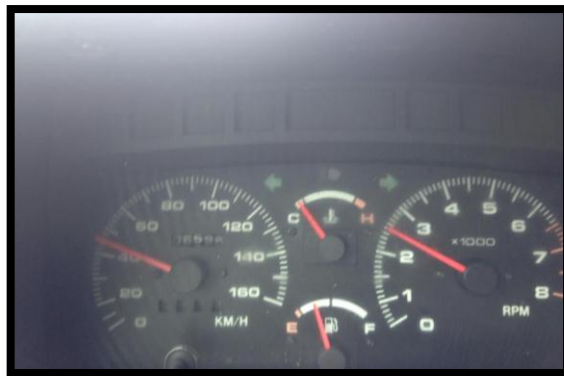


Figura 4. 5 Velocidad máxima en pendiente a 2500 r.p.m.

Fuente: Los Autores

Relacionando las velocidades teóricas – prácticas, se puede observar en el Cuadro 4.1 que en éstas condiciones existe diferencia, pero no en exceso; por lo que se encuentra dentro de los parámetros el valor de velocidad obtenido en el vehículo.

Cuadro 4. 1 Análisis de resultados

Detalle	Posición	Velocidad Teórica (Km/h)	Velocidad Real (Km/h)	Observaciones
Terreno Arenoso	Línea Recta	120,042	109	Existe diferencia porque depende de la humedad de la arena
	Inclinación del 15%	56,648	49	Se aproxima a lo teórico, la diferencia es por pérdidas mecánicas
Terreno	Línea Recta	140,90	122	Por motivos de que la velocidad máxima permitida en

Asfaltado				carretera es de 100 km/h no fue posible desarrollar al máximo el motor.
	Inclinación del 15%	75,06	74	La diferencia influye por pérdidas mecánicas y estado de la calzada

Fuente: Los Autores

4.2 PRUEBA Y RENDIMIENTO DEL MOTOR

A continuación se realiza las diferentes inspecciones para tener resultados óptimos de funcionamiento del motor.

4.2.1 Tiempo mínimo en calentarse el motor

Para llevar a cabo este proceso, se debe tener en cuenta que todos los componentes del sistema de refrigeración estén en buenas condiciones de funcionamiento, incluido la cantidad exacta de refrigerante en el depósito. Se revisará el nivel de aceite de motor antes de encenderlo, y finalmente se comprueba que el motor demora en calentarse entre un lapso de 3 a 5 minutos. Esto se determina con la ayuda del termostato que va montado en la entrada del sistema de refrigeración y observando en el panel de instrumentos; conociendo perfectamente que la temperatura óptima es de 80 a 90 °C.

4.2.2 Presión por cilindro

Se verifica la presión de la compresión para todos los cilindros de la siguiente forma:

- Calentar el motor.
- Detener el motor después del calentamiento.
- Colocar la palanca de cambios en neutro.

Desmontar los conjuntos de bobina de encendido y todas las bujías de encendido. (Figura 4.6).

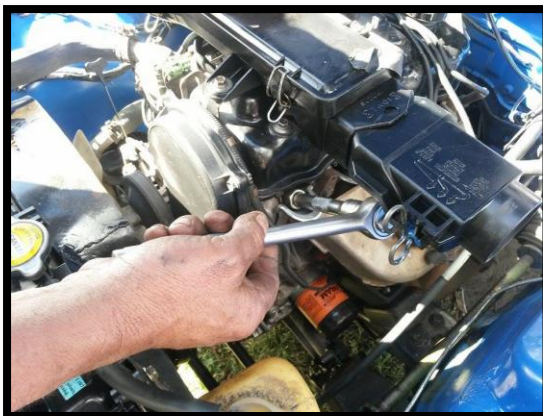


Figura 4. 6 Desmontaje de bujías.

Fuente: Los Autores.

Instalar el indicador de compresión (manómetro) en el orificio de cada una de las bujías de encendido en orden consecutivo. (Figura 4.7).

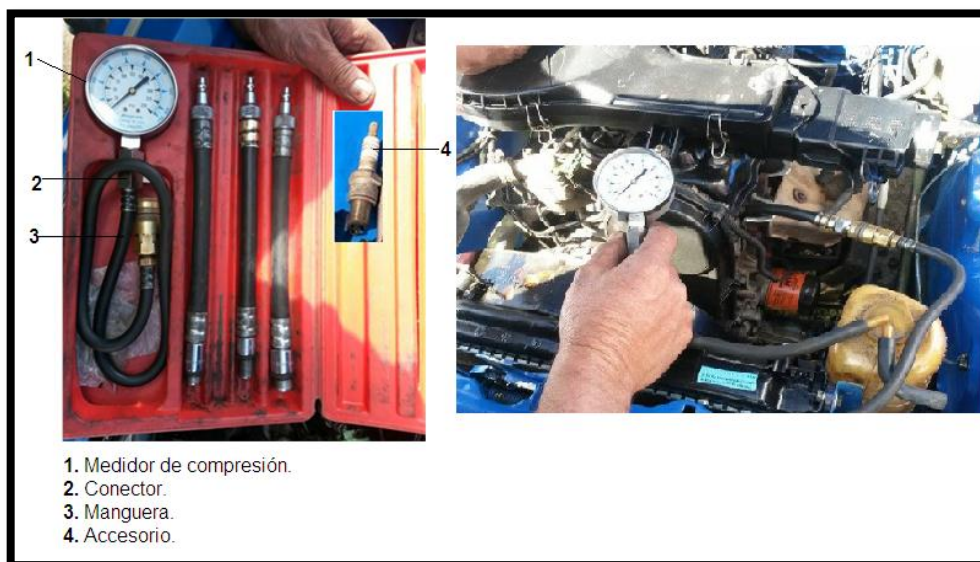


Figura 4. 7 Partes y montaje del manómetro de compresión.

Fuente: Los Autores.

A continuación se debe desembragar para aligerar la carga de arranque en el motor y se pisará el pedal del acelerador hasta el fondo para que se abra completamente la válvula de la mariposa de gases. (Figura 4.8).



Figura 4. 8 Posición de pedales.

Fuente: Los Autores.

Para medir la presión de la compresión, debe funcionar el motor de arranque a por lo menos 250 r.p.m. como se indica en la Tabla 4.2 y utilizando una batería completamente cargada.

Tabla 4. 2 Presión de Compresión.

	Presión de la Compresión
Normal	203,05 PSI (14,0 Kg / cm ²)
Límite	174,04 PSI (12,0 Kg / cm ²)
Máx. diferencia entre dos cilindros	14,50 PSI (1,0 Kg / cm ²)

Fuente: Los Autores.

Después de realizar la inspección, instalar las bujías de encendido y los conjuntos de bobina de encendido. (Figura 4.9).



Figura 4. 9 Montaje de bujías.

Fuente: Los Autores.

4.2.3 Vacío del motor

El vacío del motor que se crea en la tubería de la admisión es un buen indicador de estado del motor. El procedimiento de inspección del vacío es el siguiente:

- Calentar el motor a su temperatura de funcionamiento normal.
- Colocar la palanca de cambios en neutro.
- Con el motor parado, desconectar la manguera de vacío del regulador de presión de combustible del colector de admisión y conectar la junta de tres vías, mangueras indicador de vacío y junta entre el colector de la admisión y la manguera de vacío desconectada.

Los procedimientos mencionados se detalla en la Figura 4.10.



Figura 4. 10 Instalación del vacuómetro.

Fuente: Los Autores.

- Encender el motor a la velocidad de ralentí y medir con el calibre de vacío.
- El vacío debe estar dentro de las siguientes especificaciones según el manual del fabricante.
- Especificación de vacío (al nivel del mar): 52,6 – 72,3 KPa (7,63 – 10,49 PSI) a la velocidad de ralentí especificada.
- Después de la inspección conectar la manguera de vacío en el colector de la admisión.

4.2.4 Presión de aceite

Antes de inspeccionar la presión del aceite se debe realizar lo siguiente:

- Nivel de aceite en el cárter.
- Si el nivel del aceite está bajo, se debe agregar aceite hasta la marca de nivel lleno en la varilla medidora de aceite. (Figura 4.11).



Figura 4. 11 Nivel de aceite.

Fuente: Los Autores.

- Desmontar el interruptor de presión de aceite del bloque de cilindros. (Figura 4.12).



Figura 4. 12 Interruptor de presión de aceite.

Fuente: Los Autores.

- Instalar el indicador de presión de aceite en el orificio roscado que está abierto. (Figura 4.13).



Figura 4. 13 Manómetro de aceite.

Fuente: Los Autores.

- Arrancar el motor y calentar a su temperatura de funcionamiento normal.
- Después del calentamiento, subir la velocidad del motor a 4.000 rpm y medir la presión de aceite. Según el manual del fabricante la especificación de presión de aceite será entre 47,86 – 62,37 PSI (3,3 – 4,3 Kg/cm²) a 4000 rpm.
- Parar el motor y retirar la varilla medidora de aceite.
- Antes de volver a instalar el interruptor de presión de aceite, se deberá envolver las roscas con cinta selladora y apretar el interruptor al par especificado por el fabricante, 14 N.m (1,4 Kg-m).

CAPÍTULO 5

5.1 CONCLUSIONES

- De acuerdo a las investigaciones pertinentes en la selección de los componentes mecánicos se optó por los que posee el Chevrolet Vitara básico por compatibilidad con respecto a la teoría, ensamble y por fácil adquisición de los mismos.
- Con respecto al análisis matemático para el cálculo de velocidades fue exitoso ya que existió similitud con lo obtenido en las pruebas de ruta en los diferentes tipos de terreno tanto en línea recta y calzadas con inclinación.
- El motor G16, posee fuerza y gran desempeño para cualquier tipo de terrenos, por la eficiencia al recorrer con un consumo mínimo de combustible.
- Al ejecutar el diseño del sistema run flat para neumáticos se puede apreciar que éste es único para los diferentes aros existentes en el mercado nacional.
- Se puede concluir además que al montar el run flat en el neumático debe existir un espacio prudente donde cabe la válvula de ingreso de aire teniendo mucho en cuenta que al inflar el neumático de acuerdo a los PSI indicados por el fabricante siempre se aumentará de 3 a 5 PSI más.

5.2 RECOMENDACIONES

- Es primordial al momento de realizar el diseño del tren de potencia del vehículo blindado conocer las prestaciones de los diferentes componentes, en especial la potencia, par-torque a sus máximas r.p.m. y lo fundamental la carga que soportará el vehículo
- Al ejecutar el montaje del tren de potencia se debe tomar mucho en cuenta precauciones de seguridad industrial, tanto en la posición simétrica de motor como la alineación del eje de transmisión con la caja de cambios y embrague.
- Al montar los semiejes rígidos tener en cuenta que exista alineación entre el delantero como el posterior.
- Para su respectivo mantenimiento preventivo y correctivo nos guiaremos básicamente con el manual del fabricante.
- Tomar en cuenta que el sistema run flat funcionará después de un atentado, es decir únicamente se reemplazará el neumático y los tornillos de sujeción del run flat.
- Se recomienda llevar en la caja de herramientas de auxilio mecánico la herramienta que permite ajustar o aflojar los tornillos que sujetan el run flat.
- La velocidad máxima que alcanza el tren de potencia supera lo establecido por la Agencia Nacional de Tránsito, por lo que no es recomendable a altas velocidades en el mismo.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] [10] [13] Cascajosa, M. (2005). Ingeniería de Vehículos.
- [19] Company Bueno , J. (1986). Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil. En *GTZ Tomo 2* (págs. 413-423). Barcelona - España : Reverté S.A. .
- [17] Company Bueno, J. (1986). Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil. En *GTZ* (págs. 160-161). Barcelona - España : Reverté S.A. .
- [3] Luque , P., Alvarez , D., & Vera, C. (2005). Ingeniería del Automóvil. En *Sistemas y Comportamiento Dinámico* (pág. 31). Madrid - España: International Thomson Ediciones Spain Paraninfo S.A.
- [3] Luque, P., Alvarez, D., & Vera, C. (2005). Ingeniería del Automóvil. En *Sistemas y Comportamiento Dinámico* (pág. 16). Madrid - España : International Thomson Ediciones Spain Paraninfo S.A.
- [18] Suzuki , M. (s.f.). Japón : 1 st Ed. Septiembre, 1998 / 2nd Ed. Octubre, 2001.

NETGRAFÍA

- [8] [9] Armor International S.A., I. S. (s.f.). *Rolling Armor*. Obtenido de Runflat Systems:
<http://armorinternational.com/es/productos/fabricacion/rollingarmor.html>.
 [Revisado el 14 – 11 – 2013]
- [4][5] [6] Guerrero Jaramillo, J. E. (2008). *Diseño y Construcción de una Máquina Enderezadora de Aros de Autos Semiautomática*. Obtenido de <http://dspace.esepoch.edu.ec/bitstream/123456789/266/1/15T00399.pdf>.
 [Revisado el 12 – 12 – 2013]
- [2] [7] Males Alcoser, L. J., & Morales Lema, D. D. (Octubre de 2007). *Manual de Diagnóstico de Fallas de Funcionamiento de Maquinaria Pesada de Construcción Civil*. Obtenido de <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/557/1/CD-1066.pdf>.
 [Revisado el 16 – 01 – 2014]
- [11] TIRE, G. (s.f.). Obtenido de <http://www.contiveracruz.com/info.htm>
 [Revisado el 14 – 04 – 2014]
- [12] Odetto , I. (s.f.). *Mecánica Eléctrica Industrial*. Obtenido de http://www.fro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/mecanica_elec_trica/arbol.pdf. [Revisado el 25 – 02 – 2014]
- [16] TIRE, G. (s.f.). <http://www.contiveracruz.com/info.htm>. [Revisado el 10 – 05 – 2014]
- [14] [15] Villena Roblizo, M. D., & Sánchez Serna, C. (s.f.). *Estudio de la transmisión de un vehículo automóvil*. Obtenido de <https://www.google.co.in/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0CB4QFjAA&url=http%3A%2F%2Fiesparearques.net%2Ftecnologia%2FBloques%2520de%2520Contenidos%2520agosto%25202011%2FMEcanismes%2FDocumentos%2F14.->

%2520ESTUDIO%2520DE%2520LA%2520TRA
2014]

[Revisado el 20 – 03 –

ANEXOS

ANEXO A

**PRUEBA DE RUTA EN DIFERENTES TIPOS DE
SUELOS**

A1 PRUEBAS DE RUTA

A1.1 Velocidades máximas de la transmisión en línea recta

Realizado en el tramo Machachi – Latacunga.



Figura A1 Velocidades máximas en la transmisión.

Fuente: Los Autores

A1.2 Velocidad máxima en línea recta del vehículo en terreno arenoso

Se realizó en la ciudad de Latacunga a la altura del barrio Santan.



Figura A2 Velocidad máxima en línea recta terreno arenoso.

Fuente: Los Autores

A1.3 Velocidad máxima en pendiente (15%) del vehículo en terreno arenoso

Se realizó en la ciudad de Latacunga a la altura del barrio Santan



Figura A3 Velocidad máxima en pendiente en terreno arenoso.

Fuente: Los Autores

A1.4 Velocidad máxima en línea recta del vehículo en terreno asfaltado

Panamericana sur km 51, en dirección a la ciudad de Latacunga.



Figura A4 Velocidad máxima en línea recta en terreno asfaltado.

Fuente: Los Autores

A1.5 Velocidad máxima en pendiente (15%) del vehículo en terreno asfaltado

Sector de Romerillos.



Figura A5 Velocidad en pendiente 15% en terreno asfaltado.

Fuente: Los Autores

A1.6 Velocidad máxima del vehículo con una pendiente entre 12° - 13.2°

Sector "Tío Pullo".



Figura A6 Velocidad máxima en pendiente a 2500 r.p.m.

Fuente: Los Autores

ANEXO B

CONSTRUCCIÓN DEL SISTEMA RUN-FLAT

Por factores confidenciales no es posible indicar el proceso de fabricación detalladamente por políticas generales de Armorcar, ya que podrían patentar otras empresas dedicadas al blindaje de neumáticos.

Para la construcción del sistema es necesario equipos especiales como indica la Figura B1.



Figura B1 Fabricación del run-flat.

Fuente: Armorcar S.A.



Figura B2 Almacenamiento run-flat.

Fuente: Armorcar S.A.

ANEXO C

**SIMULACIÓN DE ESFUERZOS SOMETIDOS EN
EL ARO Y SISTEMA RUN-FLAT**

C.1 SIMULACIÓN DE ESFUERZOS EXPUESTOS EN EL ARO

- **Criterio de máxima tensión de Von Misses**

Se basa en la teoría de Von Misses - Hencky, también conocida como teoría de la energía de cortadura o teoría de la energía de distorsión máxima.

Con la ayuda de solidworks se visualizará las propiedades del material del aro.

C1.1 Material del Aro

En la Figura C1 indica las diferentes propiedades del material del aro.

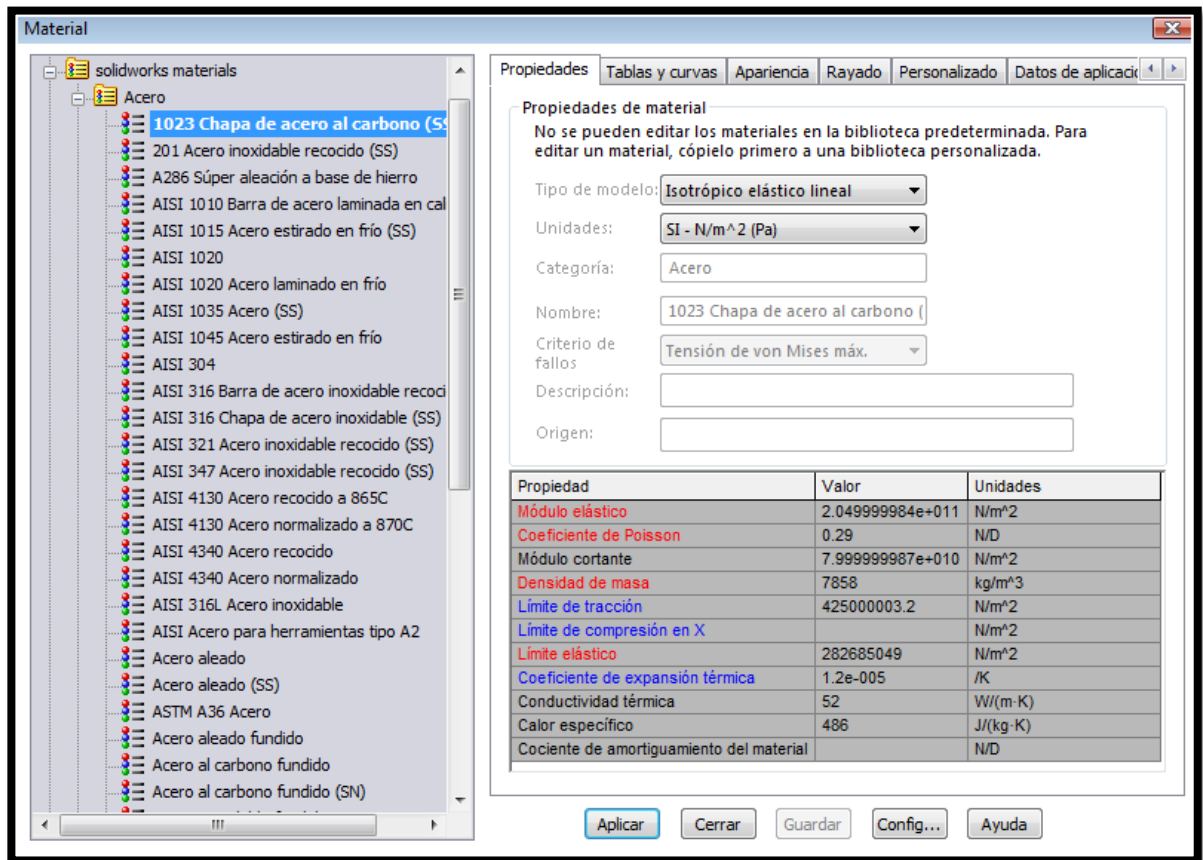


Figura C1 Material Aro.

Fuente: Los Autores.

C.1.2 Aplicación de cargas y soportes, esfuerzo de Von Mises

Análisis de coeficiente de seguridad en el aro

La Figura C2 indica los esfuerzos aplicados en el aro.

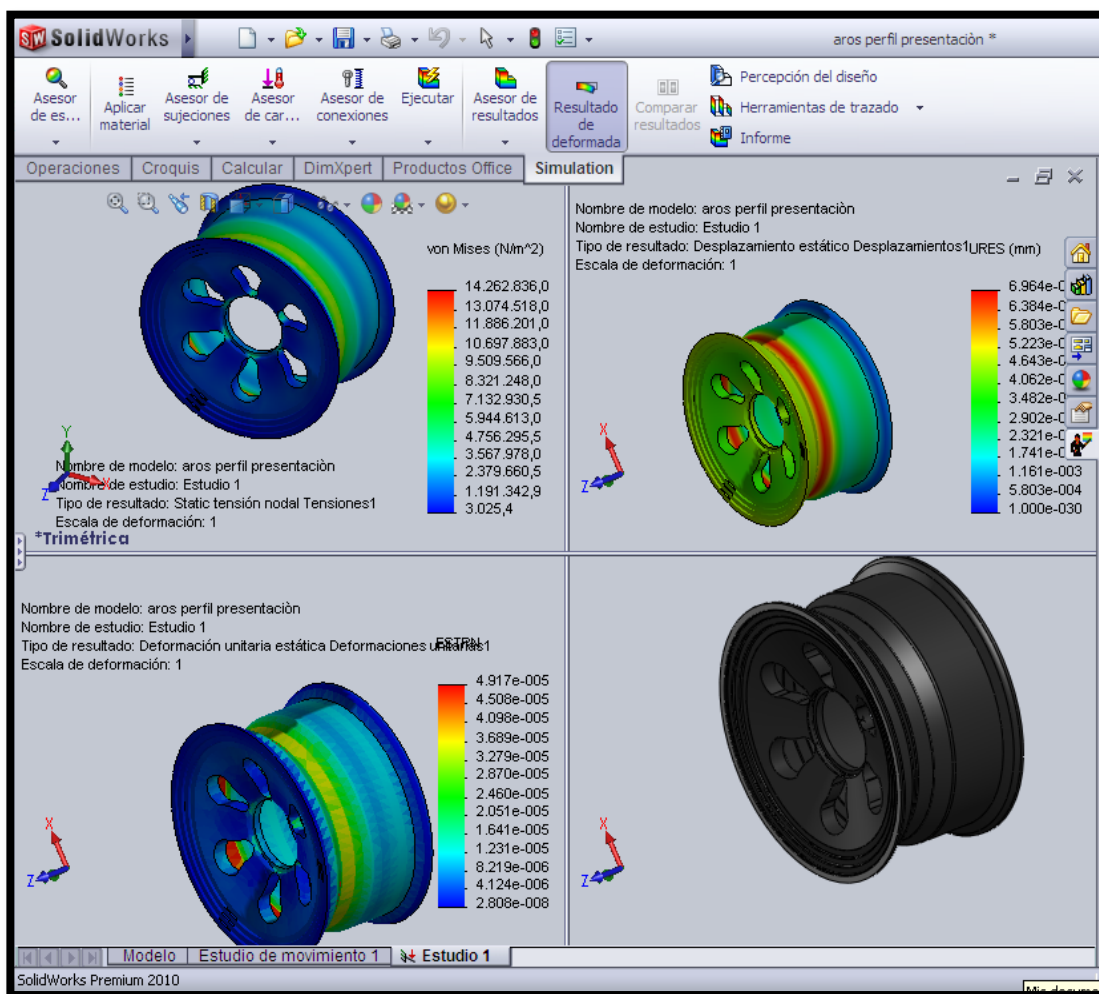


Figura C2 Esfuerzos presentes en el aro.

Fuente: Los Autores.

C.2 SIMULACIÓN DE ESFUERZOS EXPUESTOS EN EL RUN-FLAT

Con la ayuda de solidworks se visualizará las propiedades del material del aro.

C.2.1 Material del sistema run flat

En la Figura C3 podemos apreciar las diferentes propiedades del material del run flat.

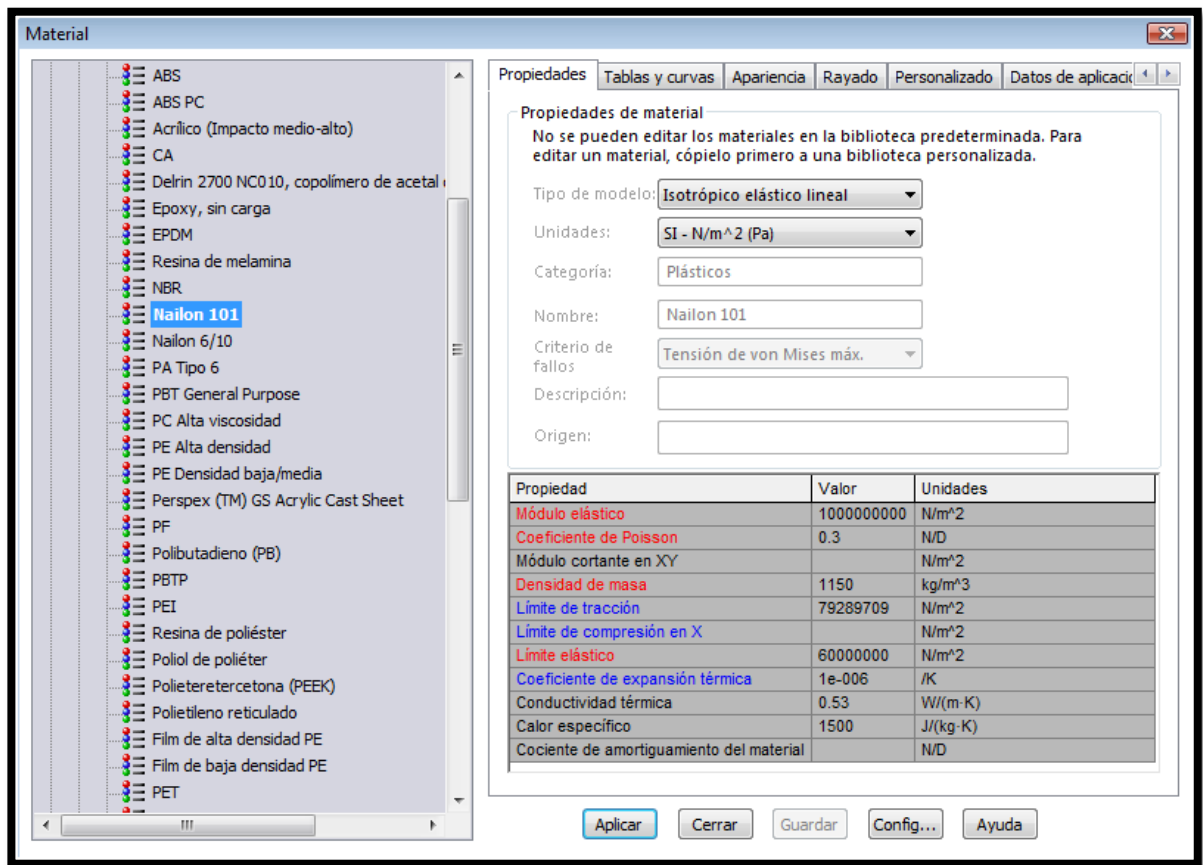


Figura C3 Material del run-flat

Fuente: Los Autores.

C.2.2 Aplicación de cargas y soportes, esfuerzo de Von Mises. Análisis de coeficiente de seguridad en el aro

La Figura C4 indica los esfuerzos aplicados en el aro.

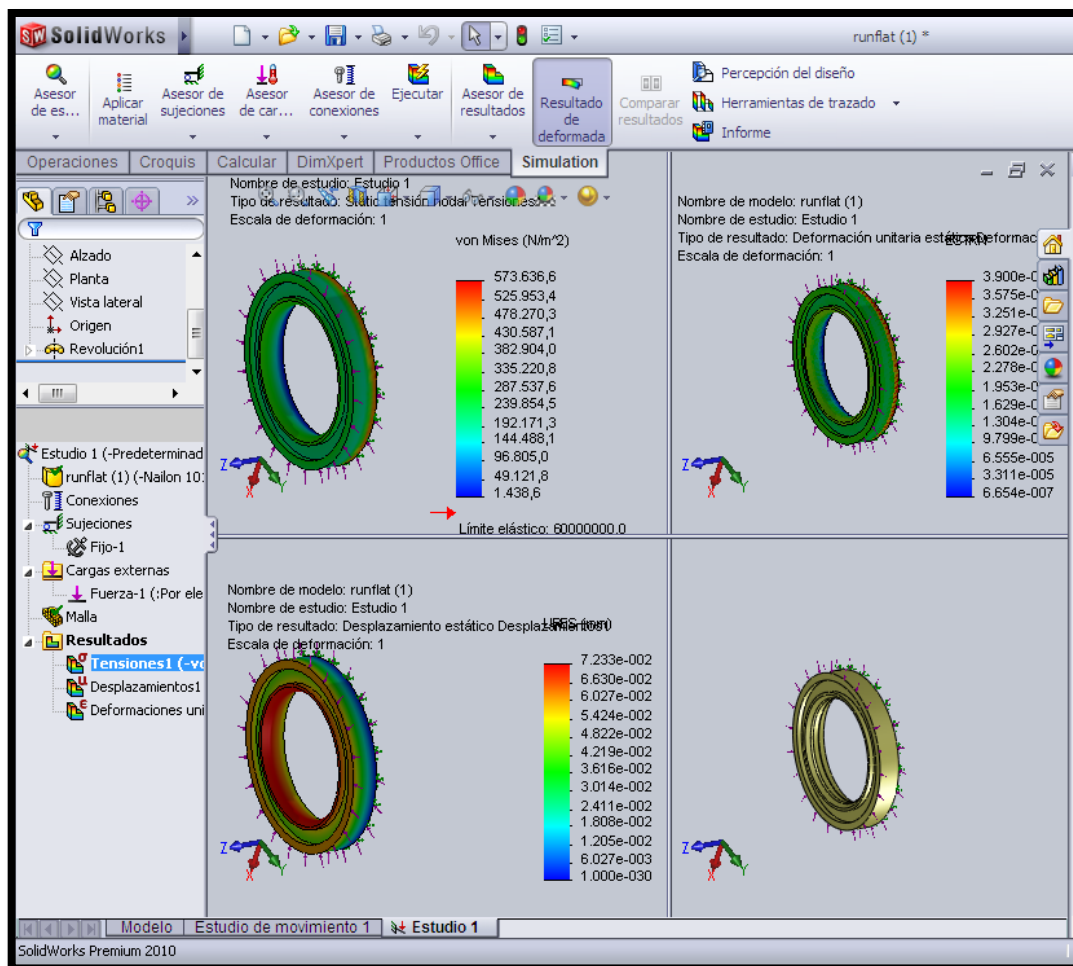


Figura C4 Esfuerzos presentes del run-flat

Fuente: Los Autores.

C.2.3 Valores obtenidos de los diferentes esfuerzos máximos por Von Misses

Tabla C1 Estudio del perfil del aro

Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	VON (N/m ²)
12	-33,7055	0	25,2791	2,75967e+004
18	-33,7055	25	25,2791	2,71281e+004
94	50,5583	25	25,2791	2,69138e+004

Fuente: Los Autores

Tabla C2 Informe del aro

Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	VON (N/m ²)
1900	76,6872	-315,457	-27,8859	740,805
1943	76,6872	-49,8044	-27,8859	737,117
1912	-153,374	-182,63	-27,8859	732,155
15423	70,5542	-319,555	-33,3789	704,778
15421	83,3033	-312,195	-33,3789	704,577

Fuente: Los Autores

Tabla C3 Estudio del sistema run flat

Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	VON (N/m ²)
13390	-204,788	-2,69504	0	573,637
6124	204,788	-239,164	7,41721e-007	573,509
13420	-138,993	70,378	0	566,293
12338	65,1797	106,379	0	564,553
13316	-204,788	-239,164	7,41721e-007	564,123
6185	65,1797	-348,238	7,41721e-007	563,746
13299	-175,731	-279,158	7,41721e-007	563,269
12407	204,788	-2,69504	0	562,786

Fuente: Los Autores

Tabla C4 Informe de tensión de Von Misses

Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	VON (N/m ²)
2022	76,6872	-315,457	-27,8859	1426,28
2065	76,6872	-49,8044	-27,8859	1421,41
2034	-153,374	-182,63	-27,8859	1418,57

Fuente: Los Autores

ANEXO D

**COMPRESIÓN, PRESIÓN DE ACEITE Y VACÍO
DEL MOTOR G16**

D.1 VALORES OBTENIDOS EN LA COMPRESIÓN DE LOS DIFERENTES CILINDROS, PRESIÓN DE ACEITE Y VACÍO DE MOTOR

A continuación se detalla de una manera más clara y precisa las diferentes pruebas ejecutadas en el motor para demostrar las excelentes condiciones del mismo.

D.1.1 PRUEBA DE COMPRESIÓN DE MOTOR

En la Figura D1 se ilustra la presión del cilindro No. 1, con una lectura del manómetro de 130 PSI.



Figura D1 Compresión del cilindro No. 1

Fuente: Los Autores.

En la Figura D2 se ilustra la presión del cilindro No. 2, con una lectura del manómetro de 130 PSI.



Figura D2 Compresión del cilindro No. 2

Fuente: Los Autores.

En la Figura D3 se ilustra la presión del cilindro No. 3, con una lectura del manómetro de 135 PSI.



Figura D3 Compresión del cilindro No. 3

Fuente: Los Autores.

En la Figura D4 se ilustra la presión del cilindro No. 4, con una lectura del manómetro de 130 PSI.



Figura D4 Compresión del cilindro No. 4

Fuente: Los Autores.

D.1.2 PRUEBA DE PRESIÓN DE ACEITE

Realizando los debidos procedimientos ya conocidos, en la Figura D5 se puede observar la presión obtenida con la ayuda del manómetro y su lectura fue de 58 PSI (presión que se encuentra dentro de los parámetros especificados por el fabricante).

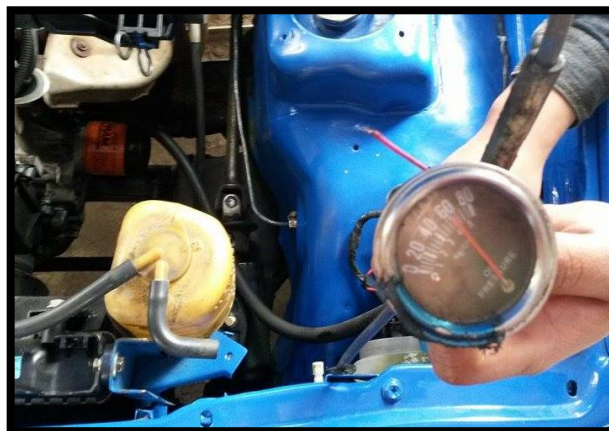


Figura D5 Presión de aceite.

Fuente: Los Autores.

D.1.3 PRUEBA DE VACÍO DE MOTOR

De igual forma en éste tipo de prueba se obtuvo una lectura dentro de los parámetros especificados por el fabricante y fue de aproximadamente 8.3 PSI, ilustrada en la Figura D6.



Figura D6 Vacío de motor.

Fuente: Los Autores.

ANEXO E

**CURVAS DE POTENCIA Y PAR DE TORQUE
MOTOR G16**

En la Figura E1 se visualiza las curvas de los diferentes rangos de potencia y par de torque del motor G16 con respecto a las r.p.m. y CV.

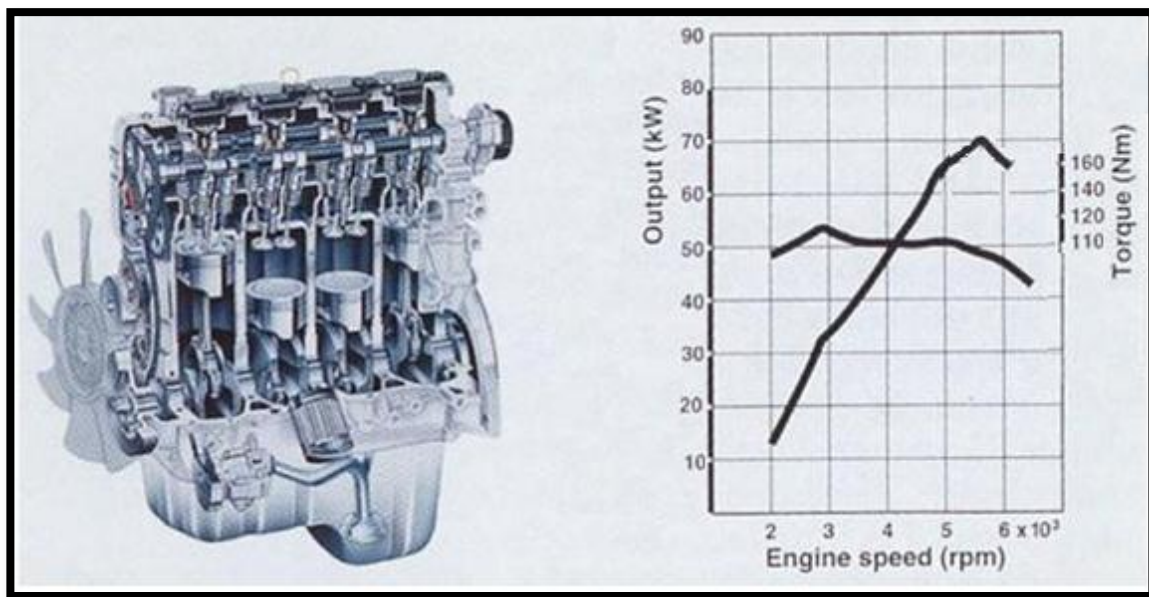


Figura E1 Curvas características de potencia y par de torque.

Fuente: Manual técnico del fabricante Suzuki.

ANEXO F

**SIMULACIÓN DE ESFUERZOS SOMETIDOS EN
EL TREN DE POTENCIA**

F.1 SIMULACIÓN DE ESFUERZOS EN PUNTOS DE APOYO MOTOR Y CAJA DE CAMBIOS

La Figura F.1 ilustra los esfuerzos en sus puntos críticos.

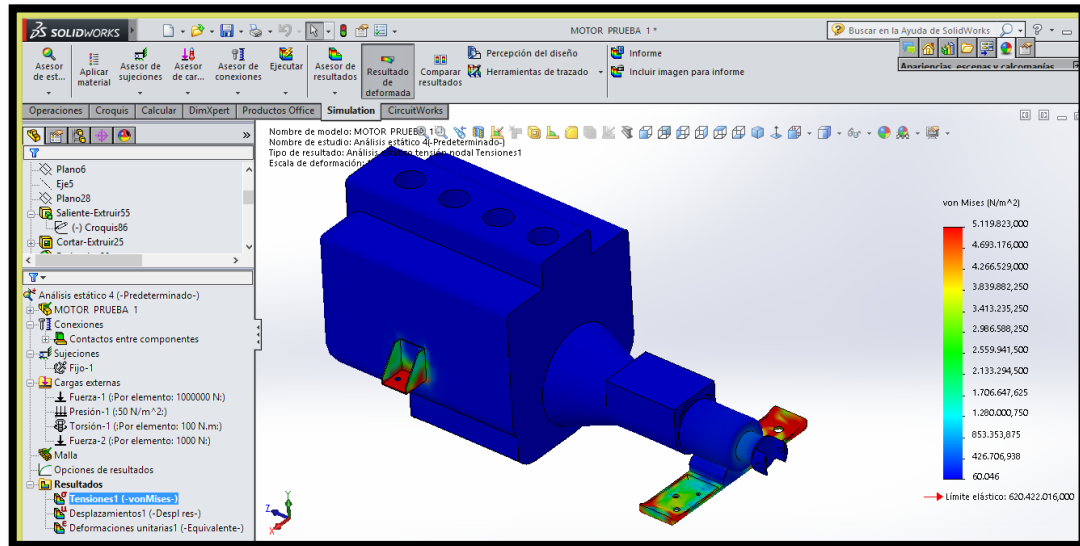


Figura F.1 Puntos de anclaje motor – caja de cambios

Fuente: Los Autores

A continuación en la Figura F.2 se puede observar con más detalle la base del lado izquierdo del motor sometido al esfuerzo por su respectivo peso.

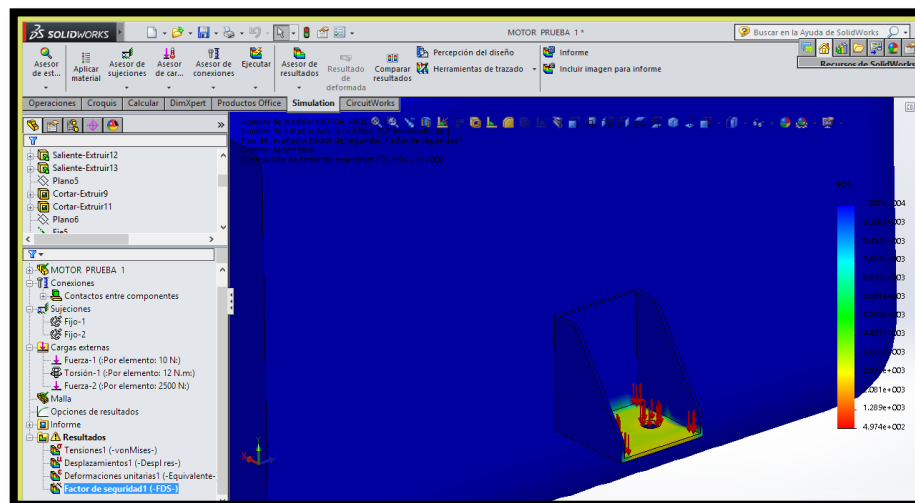


Figura F.2 Puntos de apoyo motor

Fuente: Los Autores

La Figura F.3 representa el esfuerzo puntual del travesaño que sujeta a la masa total de la caja de cambios.

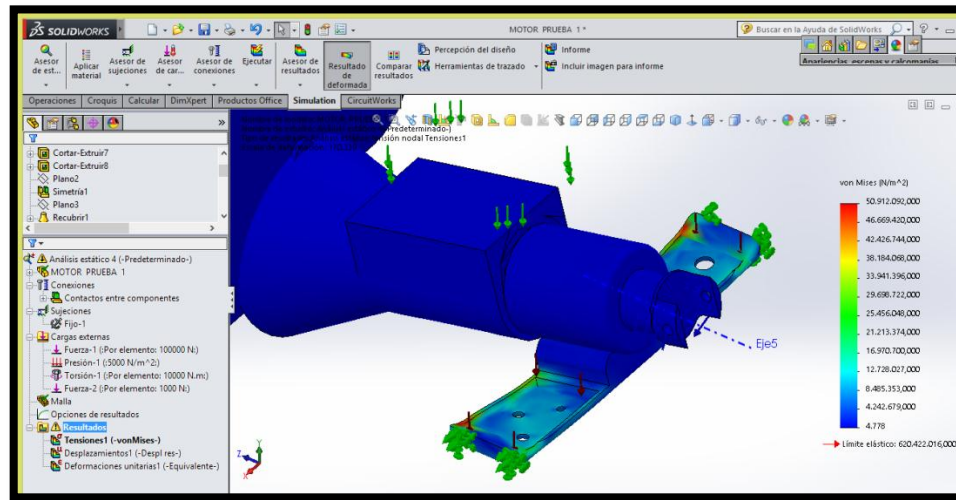


Figura F.3 Puntos de apoyo caja de cambios

Fuente: Los Autores

F.2 ESFUERZOS DE TORSIÓN SOMETIDOS EN EL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN

La Figura F.4 muestra el esfuerzo de torsión al cual se encuentra sometido el cardán.

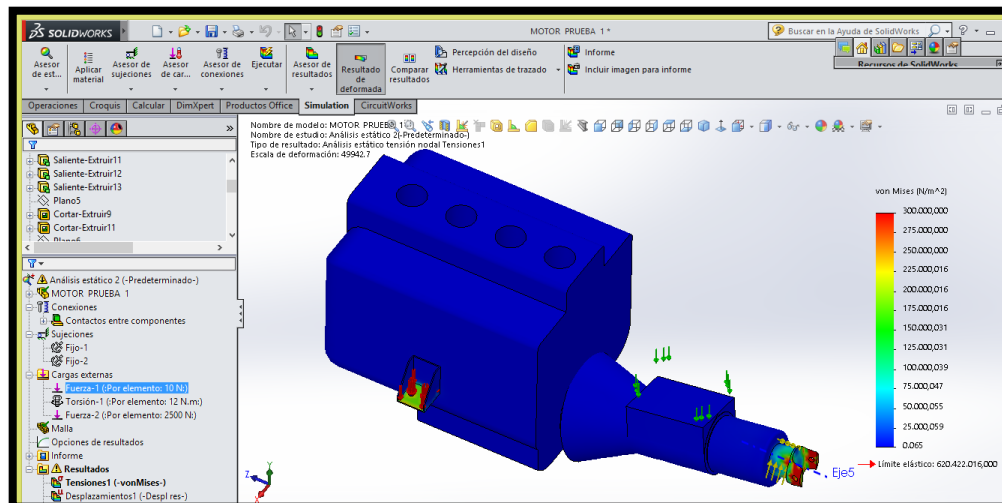


Figura F.4 Torsión eje cardán

Fuente: Los Autores

En la Figura F.5 se observa el conjunto del árbol de transmisión sometido al esfuerzo de torsión.

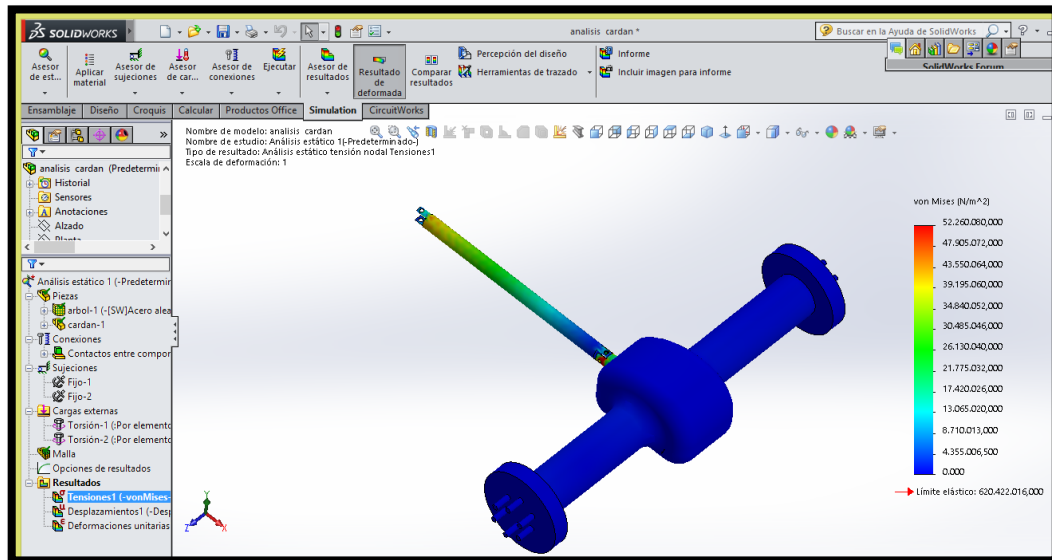


Figura F.5 Árbol de transmisión

Fuente: Los Autores

Y como último punto en la Figura F.6 se representa el esfuerzo de torsión al cual se encuentra sometido el cardán.

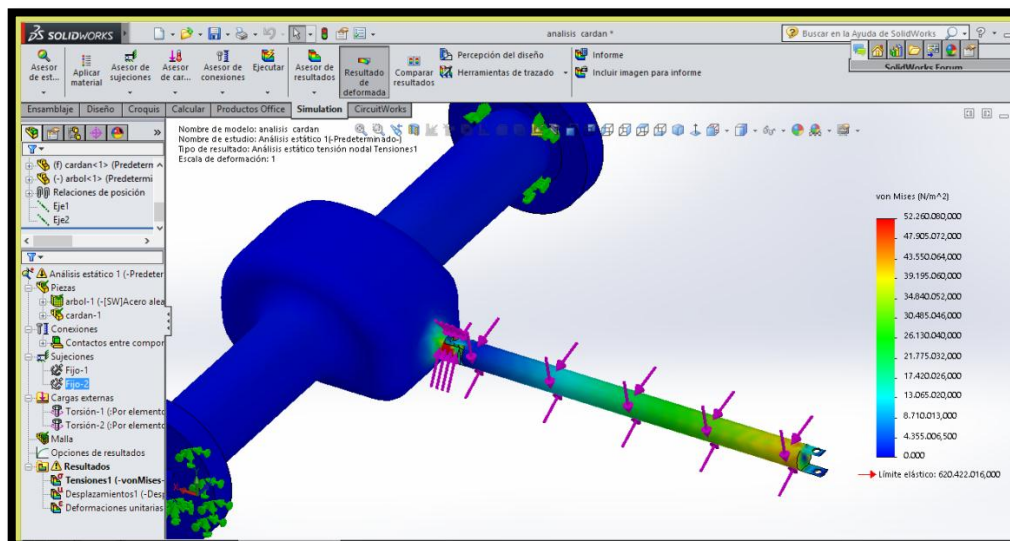


Figura F.6 Torsión eje cardán

Fuente: Los Autores

F.3 RESULTADOS DE LOS DIFERENTES ESTUDIOS

Tabla F.1 Análisis de resultado base motor

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Base motor	VON: Tensión de Von Misses	0,0654107 N/m ² Nodo: 29826	1,24733e+006 N/m ² Nodo: 41082

Fuente: Los Autores

Tabla F.2 Análisis de resultado travesaño caja de cambios

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Travesaño caja de cambios	VON: Tensión de Von Misses	2,51321 N/m ² Nodo: 18328	1,20786e+008 N/m ² Nodo: 54

Fuente: Los Autores

Tabla F.3 Análisis de resultado cardán

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Cardán	VON: Tensión de Von Misses	0,0654107 N/m ² Nodo: 29826	1,24733e+006 N/m ² Nodo: 41082

Fuente: Los Autores

Tabla F.4 Análisis de resultado árbol de transmisión

Nombre	Tipo	Mín.	Máx.
Eje de transmisión	VON: Tensión de Von Misses	0 N/m ² Nodo: 18492	1,3226e+008 N/m ² Nodo: 17244

Fuente: Los Autores

ANEXO G

ARTÍCULO DEL PROYECTO

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y ENSAMBLE DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN Y TREN DE RODAJE PARA UN VEHÍCULO BLINDADO 4X4”

¹Ing. Andrés Cárdenas/²Ing. Edwin Chamba/³Ing. Euro Mena/⁴Ing. Henry Iza

^{3,4} *Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica*

Quijano y Ordoñez y Marqués de Maenza s/n

Latacunga – Ecuador

¹*acary_emov@hotmail.es*, ²*edwinchambamonar@hotmail.es*,

³*ermena@espe.edu.ec*, ⁴*hhiza@espe.edu.ec*

RESUMEN

El proyecto tiene como objetivo principal diseñar, seleccionar y ensamblar el sistema de tren de potencia de un vehículo blindado 4x4 bi-plaza, que cumpla con los parámetros principales de diseño; adicional, se construirá el sistema de blindaje de neumáticos, de tal forma que se acoplen a las normas de calidad NIJ IIA.

Para esto, se adquirió los componentes mecánicos los cuales fueron ensamblados, así como también aros, neumáticos y el material de construcción para el blindaje del mismo (Runflat). Para posteriormente ensamblarlos y realizar pruebas de ruta.

PALABRAS CLAVES: Vehículos blindados, sistemas de transmisión, diseño y construcción, sistema runflat.

ABSTRACT

The project's main objective is that we design, select and assemble the power train system of a 4x4 armored vehicle bi – square, which fulfills the main design parameters and engages current quality standards, concerning the shield tires with respect to the Standard NIJ IIA .

In this project we acquired all mechanical which were assembling, As well as rings, tires and the construction material for shielding the system. Later, we assemble and test route.

KEYWORDS: Armored vehicles, transmission systems, design and construction, runflat system.

I. INTRODUCCIÓN

La idea del uso de un vehículo blindado 4x4 nace por la facilidad que presentan estos vehículos para realizar travesías, vigilar zonas protegidas y moverse en terrenos de bajo coeficiente de fricción. Por lo que es imprescindible un vehículo de estas características en zonas de alta montaña, desérticas, tropicales y en general en cualquier lugar de difícil acceso.

A. TREN DE POTENCIA

Se basa en todos los elementos mecánicos que proporcionan la transmisión del movimiento, el cual inicia en el volante de inercia y culminará en las ruedas.

Para la selección de los diferentes componentes del tren de potencia se deberá considerar varios factores, entre los primordiales se encuentran:

Facilidad de adquisición de los componentes mecánicos en el mercado nacional, considerando su

costo y que no exista la escasez de los mismos.

Al referirse de un prototipo bi-plaza 4X4, se utilizará un motor de combustión interna de 4 cilindros con un rango de cilindrada de 1400 – 1800 cc.

Compatibilidad con ó entre el tren de rodaje 4X4 y el motor de combustión interna.

Se analizará el tamaño de neumático y aro apropiado.

Se investigará los sistemas que existen en el blindaje de los neumáticos y se seleccionará el que presente mayores beneficios.

II. PARÁMETROS DE SELECCIÓN

A. CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA DEL MOTOR

La primera consideración será la potencia mínima para desplazar un vehículo en diferentes tipos de calzada, en este caso arenoso y asfaltado, con la ayuda de las siguientes resistencias:

Resistencia por Rodadura, R_r

Resistencia al Aire, R_a

Resistencia Por Pendiente, R_p

B. CÁLCULO DEL EMBRAGUE SEGÚN EL PAR MOTOR

Consideraciones y límites de un embrague:

Por seguridad.

Por inercia.

Por temperatura.

Por progresivo.

C. SISTEMA DE MANDO MECÁNICO PARA EL EMBRAGUE DE DISCO

La fuerza que ha de ejercer en el pedal del embrague, aunque dependa del mismo, según Cascajosa es del orden de los 15 kg en los camiones y de 8 kg en los turismos.

La relación entre el recorrido del embrague y el del pedal suele estar entre 1:10 y 1:15, y los rendimientos del orden de 0.8.

En el proyecto de la timonería, los desgastes del foro de fricción influyen de forma negativa en los

desplazamientos muertos. De tal forma que deben ser ajustados periódicamente, bien de forma manual o automática.

D. CÁLCULO DE LA RELACIÓN DEL GRUPO Y PAR TRANSMITIDO

Se analizará la relación ideal que debe tener el diferencial, con la ayuda de:

Velocidad máxima del neumático.

Radio bajo carga del neumático.

Número máximo de vueltas de árbol de transmisión.

E. DEFINICIÓN DE LAS RELACIONES DE LA CAJA DE CAMBIOS. DIAGRAMA DE VELOCIDADES

La potencia que entra en la caja de cambios es igual a la que sale de ella. Esto se deduce cuando dos piñones al engranar tienen la misma velocidad tangencial, y por tanto el esfuerzo tangencial es el mismo en ambos.

Determinación de la caja de cambios.

Para esto se realizará un estudio de ingeniería, el cual nos presenta los siguientes parámetros para calcular.

Velocidad máxima y mínima del vehículo en todas sus reducciones.

Velocidad máxima y mínima del vehículo en todas sus reducciones, cuando el vehículo funciona con su par máximo.

Cálculo de la pendiente superable con cada velocidad máxima.

Cálculo de la pendiente cuando el motor funciona con su par máximo.

Cálculo de la velocidad máxima del vehículo, en condiciones extremas.

Ángulo de inclinación máximo después de una parada en una pendiente.

F. CÁLCULO DEL ÁRBOL DE TRANSMISIÓN

La American Society of Mechanical Engineers (A.S.M.E.), es la autora de una norma para el cálculo de árboles que se basa, en la suposición de que el árbol esté construido de un material dúctil cuya resistencia a la rotura por tracción

es doble de la resistencia a la rotura por corte. Para este caso, el cálculo del diámetro del árbol se rige por la teoría de la máxima tensión tangencial, independientemente de la relación del momento torsor al momento flector.

Parámetros a considerar:

Factores de choque.

Cálculo del diámetro del árbol de transmisión.

Velocidad crítica.

Velocidad límite de rotación.

Cálculo de la articulación cardan.

Desplazamiento del vehículo en línea recta.

G. SELECCIÓN DEL NEUMÁTICO Y SISTEMA PARA BLINDARLO

Características fundamentales:

Tipo de servicio y recorrido.

Designación de velocidad máxima.

Posición.

Medida correcta.

Capacidad de carga.

Clase de neumático.

H. DISEÑO DEL RUNFLAT

Para esto se basa en el tipo y forma de aro, diámetro, perímetro.



Figura 1. Consideraciones run flat.

Con el procedimiento anterior se puede realizar el diseño del perfil del aro en un programa cad.

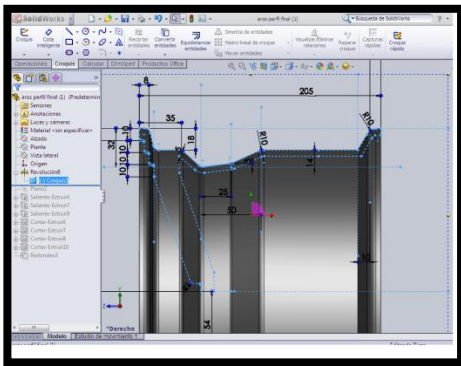


Figura 2. Perfil aro.

Para después llevar a cabo el respectivo ensamble del neumático,

aro y run flat, con los diferentes parámetros de seguridad.

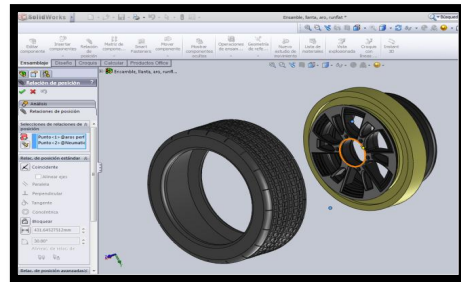


Figura 2. Perfil aro.

I. CONSUMO DE COMBUSTIBLE

Según la matemática aplicada a la técnica del automóvil GTZ, es aquel que se determina, en un tramo largo de carretera con circulación normal.

III. MONTAJE DEL TREN DE POTENCIA

En este capítulo se ejecutará el proceso de ensamble del tren de potencia; siguiendo debidos procedimientos de seguridad establecidos por el manual del fabricante.

Se realizó en la siguiente secuencia:

A. MONTAJE DE LA TRANSMISIÓN

En esta parte se especificará todo en detalle con respecto al ensamble de la transmisión en el vehículo.

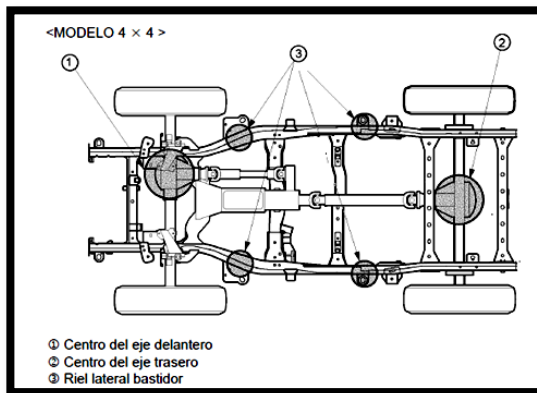


Figura 3. Puntos de anclaje.

Ensamble de la transmisión.

Instalación kit de embrague.

Ensamble del árbol de transmisión y juntas cardán.

Ensamble de junta universal.

Conjunto del eje trasero del propulsor.

Eje frontal del propulsor.

Conjunto de diferencial.

Tracción delantera.

Diferencial delantero.

Eje de accionamiento del eje frontal.

Cubo y disco delantero.

Conjunto del embrague.

Conjunto de cubo y disco.

Montaje de la caja de cambios.

Palancas de control del cambio.

Montaje de la palanca del transfer.

B. MONTAJE DEL SISTEMA RUN FLAT EN EL ARO

Como primer paso, se retirará las ruedas del vehículo.



Figura 4. Instalación del Sistema.

Se desinfla el neumático.



Figura 5. Instalación del Sistema

Ubíquela en la máquina monta neumáticos para desmontar el neumático.



Figura 6. Instalación del Sistema

Junto con el aro, ayudado de una palanca que al hacer fuerza le deje el espacio para poder soltar el run flat de la siguiente manera:



Figura 7. Instalación del Sistema

Luego con un destornillador de estrella o de punta, se afloja la tuerca en sentido contrario a las manecillas del reloj. Repita la operación de la misma forma con el cierre.

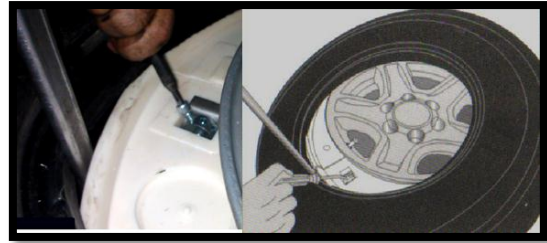


Figura 8. Instalación del Sistema

IV. TABULACIONES

Se procede a comparar los resultados reales obtenidos después de realizar pruebas de ruta en los diferentes tipos de terrenos, detallando las velocidades máximas en estos, tanto en línea recta, como en pendiente.

A. VELOCIDADES MÁXIMAS OTORGADAS POR LA TRANSMISIÓN EN LÍNEA RECTA

Tabla 1. Comparación de Velocidades en Línea Recta.

MARCHA	VELOCIDAD TEÓRICA $\left(\frac{Km}{h}\right)$	VELOCIDAD REAL $\left(\frac{Km}{h}\right)$
1 ^{ra}	$V'_1 = 26,52$	$V'_1 = 22$
2 ^{da}	$V'_2 = 50,55$	$V'_2 = 44$

3 ^{ra}	$V'_3 = 71,38$	$V'_3 = 64$
4 ^{ta}	$V'_4 = 98,43$	$V'_4 = 90$
5 ^{ta}	$V'_5 = 113,9$	$V'_5 = 108$

B. VELOCIDAD MÁXIMA EN LÍNEA RECTA DEL VEHÍCULO EN TERRENO ARENOSO

Tabla 2. Velocidad Máxima en Terreno Arenoso.

	VELOCIDAD TEÓRICA $\left(\frac{Km}{h}\right)$	VELOCIDAD REAL $\left(\frac{Km}{h}\right)$
5 ^{ta}	$V'_5 = 120,04$	$V'_5 = 109$

C. VELOCIDAD MÁXIMA EN PENDIENTE DEL VEHÍCULO EN TERRENO ARENOSO

Tabla 3. Velocidad en Pendiente – Terreno Arenoso

VELOCIDAD TEÓRICA $\left(\frac{Km}{h}\right)$	VELOCIDAD REAL $\left(\frac{Km}{h}\right)$

$V_{max} = 56,64$	$V_{max} = 49$
-------------------	----------------

D. VELOCIDAD MÁXIMA EN LÍNEA RECTA DEL VEHÍCULO EN TERRENO ASFALTADO

Tabla 4. Velocidad Máxima en Terreno Asfaltado.

MARCHA	VELOCIDAD TEÓRICA $\left(\frac{Km}{h}\right)$	VELOCIDAD REAL $\left(\frac{Km}{h}\right)$
5 ^{ta}	$V'_5 = 140,90$	$V'_5 = 122$

E. VELOCIDAD MÁXIMA EN PENDIENTE DEL VEHÍCULO EN TERRENO ASFALTADO

Tabla 5. Velocidad en Pendiente – Terreno Asfaltado.

VELOCIDAD TEÓRICA $\left(\frac{Km}{h}\right)$	VELOCIDAD REAL $\left(\frac{Km}{h}\right)$
$V_{max} = 75,06$	$V_{max} = 74$

V. PRUEBA Y RENDIMIENTO DEL MOTOR

Parámetro normal de medición tendrá que ser superior a 100 PSI.

Presión por cilindro

Tabla 4. 3 Presión de Compresión.

Cilindro	Presión (PSI)
1	130
2	130
3	135
4	130

Vacío del motor

Especificación de vacío (al nivel del mar): 52,6 – 72,3 KPa (7,63 – 10,49 PSI) a la velocidad de ralentí especificada.

Presión de aceite

Según el manual del fabricante la especificación de presión de aceite será entre 47,86 – 62,37 PSI (3,3 – 4,3 Kg/cm²) a 4000 rpm.

Antes de volver a instalar el interruptor de presión de aceite, se deberá envolver las roscas con cinta selladora y apretar el interruptor al

par especificado por el fabricante, 14 N.m (1,4 Kg-m).

VI. CONCLUSIONES

- De acuerdo a las investigaciones pertinentes en la selección de los componentes mecánicos se optó por los que posee el Chevrolet Vitara básico por compatibilidad con respecto a la teoría, ensamble y por fácil adquisición de los mismos.
- Con respecto al análisis matemático para el cálculo de velocidades fue exitoso ya que existió similitud con lo obtenido en las pruebas de ruta en los diferentes tipos de terreno tanto en línea recta y calzadas con inclinación.
- El motor G16, posee fuerza y gran desempeño para cualquier tipo de terrenos, por la eficiencia al recorrer con un consumo mínimo de combustible.
- Al ejecutar el diseño del sistema run flat para neumáticos se

puede apreciar que éste es único para los diferentes aros existentes en el mercado nacional.

- Se puede concluir además que al montar el run flat en el neumático debe existir un espacio prudente donde cabe la válvula de ingreso de aire teniendo mucho en cuenta que al inflar el neumático de acuerdo a los PSI indicados por el fabricante siempre se aumentará de 3 a 5 PSI más.

VII. RECOMENDACIONES

- Es primordial al momento de realizar el diseño del tren de potencia del vehículo blindado conocer las prestaciones de los diferentes componentes, en especial la potencia, par-torque a sus máximas r.p.m. y lo fundamental la carga que soportará el vehículo
- Al ejecutar el montaje del tren de potencia se debe tomar mucho en cuenta precauciones

de seguridad industrial, tanto en la posición simétrica de motor como la alineación del eje de transmisión con la caja de cambios y embrague.

- Al montar los semiejes rígidos tener en cuenta que exista alineación entre el delantero como el posterior.
- Para su respectivo mantenimiento preventivo y correctivo nos guiaremos básicamente con el manual del fabricante.
- Tomar en cuenta que el sistema run flat funcionará después de un atentado, es decir únicamente se reemplazará el neumático y los tornillos de sujeción del run flat.
- Se recomienda llevar en la caja de herramientas de auxilio mecánico la herramienta que permite ajustar o aflojar los tornillos que sujetan el run flat.

- La velocidad máxima que alcanza el tren de potencia supera lo establecido por la Agencia Nacional de Tránsito, por lo que no es recomendable a altas velocidades en el mismo.

VIII. BIBLIOGRAFÍA

- [1] [10] [13] Cascajosa, M. (2005). Ingeniería de Vehículos.
- [19] Company Bueno, J. (1986). Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil. En *GTZ Tomo 2* (págs. 413-423). Barcelona - España : Reverté S.A. .
- [17] Company Bueno, J. (1986). Matemática Aplicada para la Técnica del Automóvil. En *GTZ* (págs. 160-161). Barcelona - España : Reverté S.A. .
- [3] Luque, P., Alvarez, D., & Vera, C. (2005). Ingeniería del Automóvil. En *Sistemas y Comportamiento Dinámico* (pág. 31). Madrid - España: International Thomson Ediciones Spain Paraninfo S.A.

- [3] Luque, P., Alvarez, D., & Vera, C. (2005). Ingeniería del Automóvil. En *Sistemas y Comportamiento Dinámico* (pág. 16). Madrid - España : International Thomson Ediciones Spain Paraninfo S.A.

- [18] Suzuki, M. (s.f.). Japón : 1 st Ed. Septiembre, 1998 / 2nd Ed. Octubre, 2001.

IX. NETGRAFÍA

- [8] [9] Armor International S.A., I. S. (s.f.). *Rolling Armor*. Obtenido de Runflat Systems: <http://armorinternational.com/es/productos/fabricacion/rollingarmor.html>. [Revisado el 14 – 11 – 2013]
- [4][5] [6] Guerrero Jaramillo, J. E. (2008). *Diseño y Construcción de una Máquina Enderezadora de Aros de Autos Semiautomática*. Obtenido de <http://dSPACE.espace.edu.ec/bitstream/123456789/266/1/15T00399.pdf>. [Revisado el 12 – 12 – 2013]

- [2] [7] Males Alcoser, L. J., & Morales Lema, D. D. (Octubre de 2007). *Manual de Diagnóstico de Fallas de Funcionamiento de Maquinaria Pesada de Construcción Civil*. Obtenido de <http://bibdigital.epn.edu.ec/bitstream/15000/557/1/CD-1066.pdf>. [Revisado el 16 – 01 – 2014]
- [11] TIRE, G. (s.f.). Obtenido de <http://www.contiveracruz.com/info.htm> [Revisado el 14 – 04 – 2014]
- [12] Odetto , I. (s.f.). *Mecánica Eléctrica Industrial*. Obtenido de http://www.frro.utn.edu.ar/repositorio/catedras/quimica/3_anio/mecanica_electrica/arbol.pdf. [Revisado el 25 – 02 – 2014]
- [16] TIRE, G. (s.f.). <http://www.contiveracruz.com/info.htm>. [Revisado el 10 – 05 – 2014]
- [14] [15] Villena Roblizo, M. D., & Sánchez Serna, C. (s.f.). *Estudio de la transmisión de un vehículo automóvil*. Obtenido de <https://www.google.co.in/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0CB4QFjAA&url=http%3A%2F%2Fiesparearques.net%2Ftecnologia%2Fbloques%2520de%2520Contenidos%2520agosto%25202011%2FMecanismos%2FDocumentos%2F14-ESTUDIO%20DE%200LA%2520TR> [Revisado el 20 – 03 – 2014]

BIOGRAFÍA



Andrés Cárdenas, nació en Machachi. Provincia de Pichincha –

Ecuador. Es Ingeniero Automotriz estudió en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, presta sus servicios profesionales en asesoramiento en sistemas automotrices.



Edwin Chamba, nació en Quito, Ecuador. Es Ingeniero Automotriz, estudió en la

Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, presta sus servicios profesionales en asesoramiento de sistemas automotrices.



Euro Mena, nació en Quevedo Los Ríos- Ecuador. Ingeniero Automotriz, Docente de la

Universidad de las Fuerzas Armadas



ESPE desde 1997. Coordinador de Investigación del Departamento de Mecánica.

Henry Iza, nació Quito Ecuador es Ingeniero Automotriz, dispone estudios de Posgrado en Autotrónica, Docencia Universitaria, Cursando una Maestría en Sistemas Automotrices. Docente Tiempo Parcial de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE.

Registro de la publicación

Fecha de recepción 08 de Julio de 2014

Fecha de aceptación 10 de Julio de 2014

Revisado por: Ing. Euro Mena
Ing. Henry Iza

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS ESPE**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ****CERTIFICACIÓN**

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Rodrigo Andrés Cárdenas Yáñez y Edwin Alfonso Chamba Monar bajo mi supervisión.

ING. EURO MENA
DIRECTOR DEL PROYECTO

ING. HENRY IZA
CODIRECTOR DEL PROYECTO

ING. JUAN CASTRO CLAVIJO
DIRECTOR DE CARRERA

DR. FREDDY JARAMILLO CHECA
SECRETARIO ACADÉMICO