



**ESPE**

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS**  
**INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA**

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

**CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ**

**TESIS PREVIO A LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO DE  
INGENIERO AUTOMOTRIZ.**

**TEMA: REPOTENCIACIÓN DEL TREN MOTRIZ DEL  
VEHÍCULO FORD BRONCO CUMPLIENDO LOS  
PARÁMETROS REQUERIDOS PARA LA IMPLEMENTACIÓN  
EN EL TRACTOCAMIÓN A ESCALA.**

**AUTORES: LÓPEZ OSORIO, JORGE LEONARDO  
MORALES GARZÓN, ALEX XAVIER**

**DIRECTOR: ING. MENA, EURO  
CODIRECTOR: ING. ROCHA, JUAN**

**LATACUNGA**

**2015**

# UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS - ESPE

## CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

### CERTIFICADO

ING. EURO MENA (DIRECTOR)

ING. JUAN ROCHA (CODIRECTOR)

### CERTIFICAN

Que el trabajo **“REPOTENCIACIÓN DEL TREN MOTRIZ DEL VEHÍCULO FORD BRONCO CUMPLIENDO LOS PARÁMETROS REQUERIDOS PARA LA IMPLEMENTACIÓN EN EL TRACTOCAMIÓN A ESCALA”**, realizado por Jorge Leonardo López Osorio, Alex Xavier Morales Garzón, 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 UN documento empastado y DOS discos compactos el cual contiene los archivos en formato portátil de Acrobat PDF. Autorizan a: Jorge Leonardo López Osorio, Alex Xavier Morales Garzón, que lo entregue al ING. JUAN CASTRO, en su calidad de Director de la Carrera.

Latacunga, Marzo de 2015

---

**Ing. Euro Mena**  
**DIRECTOR**

---

**Ing. Juan Rocha**  
**CODIRECTOR**

UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS - ESPE

CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

## DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD

**Nosotros**, Jorge Leonardo López Osorio  
Alex Xavier Morales Garzón

### DECLARAMOS QUE:

El proyecto de grado titulado “**REPOTENCIACIÓN DEL TREN MOTRIZ DEL VEHÍCULO FORD BRONCO CUMPLIENDO LOS PARÁMETROS REQUERIDOS PARA LA IMPLEMENTACIÓN EN EL TRACTOCAMIÓN A ESCALA**”, 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, Marzo de 2015

---

**Jorge Leonardo López Osorio.**  
**C.C. 172044271-2**

---

**Alex Xavier Morales Garzón**  
**C.C. 171533837-0**

UNIVERSIDAD DE LA FUERZAS ARMADAS - ESPE  
CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ

AUTORIZACIÓN

**Nosotros, JORGE LEONARDO LÓPEZ OSORIO  
ALEX XAVIER MORALES GARZÓN**

Autorizamos a la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE la publicación, en la biblioteca virtual de la Institución del trabajo **“REPOTENCIACIÓN DEL TREN MOTRIZ DEL VEHÍCULO FORD BRONCO CUMPLIENDO LOS PARÁMETROS REQUERIDOS PARA LA IMPLEMENTACIÓN EN EL TRACTOCAMIÓN A ESCALA”** cuyo contenido, ideas y criterios son de nuestra exclusiva responsabilidad y autoría.

Latacunga, Marzo de 2015

---

**Jorge Leonardo López Osorio.**  
C.C. 172044271-2

---

**Alex Xavier Morales Garzón**  
C.C. 171533837-0

## 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.*

*A mi madre Ivonne Osorio*

*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 Jorge López*

*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 a mis tres hermanas y mi hermano que han estado presente en mi esfuerzo y me han dado todo su apoyo*

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

**Jorge López O.**

## 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 mis tutores Ing. Euro Mena e Ing. Juan Rocha que por la calidad de docentes que han demostrado ser durante la elaboración de este proyecto.*

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

**Jorge López O.**

## ÍNDICE DE CONTENIDO

CERTIFICADO.....	i
DECLARACIÓN DE RESPONSABILIDAD .....	ii
AUTORIZACIÓN.....	iii
DEDICATORIA .....	iv
AGRADECIMIENTO .....	v
ÍNDICE DE CONTENIDO .....	vi
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xi
ÍNDICE DE TABLAS .....	xiv
RESUMEN .....	xv
ABSTRACT.....	xvi
<b>CAPÍTULO I.....</b>	<b>1</b>
<b>1.1. ANTECEDENTES.....</b>	<b>1</b>
1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	2
1.3. DESCRIPCIÓN RESUMIDA DEL PROYECTO .....	2
1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA.....	3
1.5. OBJETIVO GENERAL .....	3
1.6. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	4
1.7. METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL PROYECTO .....	4
1.7.1. Métodos prácticos .....	4
1.7.2. Métodos teóricos.....	4
<b>CAPÍTULO II.....</b>	<b>6</b>
<b>2.1. CONSIDERACIONES PARA LA SELECCIÓN DEL TREN MOTRIZ.....</b>	<b>6</b>
2.2. COMPONENTES DEL TREN MOTRIZ.....	8
2.2.1. Motor .....	8
a. Curvas características del motor .....	9
2.2.2. Sistema de embrague .....	10
2.2.3. Caja de velocidades.....	10

a.	Consideración de la selección de engranes con el eje trasero .....	11
b.	Aspectos para la selección adecuada de una caja de velocidades .....	13
2.2.4.	Diferencial .....	14
a.	Factores a considerar previo a la selección del diferencial .....	15
b.	Relación del grupo piñón corona Ford Bronco 1984 .....	16
2.2.5.	Neumáticos .....	17
a.	Componentes y estructura de la cubierta .....	17
b.	Equivalencia de neumáticos .....	18
c.	Recomendación de implementación .....	19
2.2.6.	Aros .....	21
a.	Designación de la dimensión de la llanta según (UNE 26-291-80) .....	22
2.3.	RESISTENCIAS QUE SE OPONEN AL MOVIMIENTO DE UN VEHÍCULO .....	23
2.4.	CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA DEL MOTOR .....	24
2.4.1.	Cálculo por tierra compacta a 40 Km/h .....	25
a.	Resistencia por rodadura, $R_r$ .....	25
a.1.	$R_r$ , estándar .....	25
a.2.	$R_r$ , modificado .....	26
a.3.	$W_r$ , estándar .....	26
a.4.	$W_r$ , modificado .....	27
b.	Resistencia al aire, $R_a$ .....	27
b.1.	$R_a$ , estándar .....	27
b.2.	$R_a$ , modificado .....	29
b.3.	$W_a$ , estándar .....	30
b.4.	$W_a$ , modificado .....	30
c.	Resistencia por pendiente, $R_p$ .....	30
c.1.	$R_p$ , estándar .....	31
c.2.	$R_p$ , modificado .....	32
d.	Resistencia a la inercia, $R_j$ .....	32
d.1.	$R_j$ , estándar .....	32
d.2.	$R_j$ , modificado .....	33



e.	Potencia mínima que se necesitará para transitar por tipo de suelo de tierra compacta a 40 Km/h .....	34
e.1.	Wm, estándar.....	34
e.2.	Wm, modificado.....	34
f.	Cálculo de la potencia por pendiente, Wp cuando supere al 15% a 40 Km/h transitando por tierra compacta .....	35
f.1.	Wp, estándar.....	35
f.2.	Wp, modificado.....	36
2.4.2.	Cálculo por carretera asfaltada a 40 Km/h para .....	39
a.1.	Rr, estándar.....	39
a.2.	Rr, modificado.....	39
a.3.	Wr, estándar .....	40
a.4.	Wr, modificado .....	40
b.1.	Ra, estándar .....	40
b.2.	Ra, modificado .....	41
b.3.	Wa, estándar .....	41
b.4.	Wa, modificado.....	41
c.1.	Rp, estándar .....	41
c.2.	Rp, modificado .....	42
d.1.	Rj, estándar .....	42
d.2.	Rj, modificado .....	42
e.	Potencia mínima que se necesitará para transitar por carretera asfaltada a 40 Km/h .....	43
e.1.	Wm, estándar.....	43
e.2.	Wm, modificado.....	43
f.	Potencia por pendiente, Wp cuando supera el 15% a 40 Km/h en carretera asfaltada.....	43
f.1.	Wp, estándar.....	43
f.2.	Wp, modificado.....	44
2.5.	CÁLCULO DE LA RELACIÓN DEL GRUPO Y PAR TRANSMITIDO. ....	48
2.6.	DIAGRAMA DE VELOCIDADES.....	50
a.	Potencia de entrada y de salida.....	50

b.	Determinación de la caja de cambios.....	50
c.	Velocidad máxima y mínima.....	52
d.	Ángulo de inclinación máximo después de una parada en una pendiente.....	59
e.	Valor de la fuerza aplicada por el vehículo.....	61
	<b>CAPÍTULO III.....</b>	<b>63</b>
	<b>3.1. REPARACIÓN DEL CONJUNTO MOTOR MEDIANTE PROCESOS TECNOLÓGICOS.....</b>	<b>63</b>
	3.1.1. Cabezote.....	65
a.	Procedimiento.....	66
	3.1.2. Válvulas, asientos y muelles.....	66
a.	Válvulas.....	66
b.	Asientos.....	69
c.	Muelles de válvulas.....	70
	3.1.3. Bloque motor.....	71
a.	Parámetros para el proceso de rectificado del bloque motor.....	72
a.1.	Inspección.....	72
b.	Cilindros.....	73
b.1.	Ovalización y Conificación.....	75
b.2.	Rectificado de cilindros.....	76
	3.1.4. Cálculo de los nuevos parámetros del motor.....	78
	3.1.5. Cigüeñal.....	82
a.	Comprobación de los muñones del cigüeñal.....	83
b.	Procedimiento.....	83
c.	Rectificado del cigüeñal.....	84
	3.1.6. Tren alternativo.....	88
a.	Pistones.....	88
a.1.	Procedimiento.....	89
b.	Bielas.....	89
c.	Eje de levas.....	90
	3.1.7. Transmisión.....	90
a.	Caja de cambios.....	91

b.	Diferencial .....	93
c.2.	Comprobaciones .....	93
3.1.8.	Ejes y juntas .....	95
a.	Verificación y control .....	96
3.1.9.	Frenos .....	96
a.	Frenos de Tambor .....	96
<b>CAPÍTULO IV .....</b>		<b>99</b>
<b>4.1.</b>	<b>SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS .....</b>	<b>99</b>
4.1.1.	Cálculo de las propiedades geométricas de los engranes de la transmisión (caja - diferencial). .....	99
4.2.	ESFUERZOS EN LOS DIENTES.....	103
4.2.1.	Análisis de fuerzas en engranes helicoidales.....	103
4.2.2.	Esfuerzo de contacto de Hertz .....	105
4.2.3.	Desarrollo analítico de los esfuerzos.....	108
4.2.4.	Esfuerzo debido a la flexión en el piñón.....	110
4.2.5.	Esfuerzo de contacto en el piñón .....	112
4.3.	ANÁLISIS MEDIANTE LA ASISTENCIA DE UN SOFTWARE.....	114
<b>CAPÍTULO V .....</b>		<b>123</b>
<b>5.1.</b>	<b>PLAN DE MANTENIMIENTO .....</b>	<b>123</b>
5.1.1.	Plan de mantenimiento servicio normal.....	123
5.2.	PRUEBAS TREN MOTRIZ.....	125
5.2.1.	Calibración del dinamómetro.....	125
5.2.2.	Pruebas realizadas torque y potencia .....	128
a.	Prueba 1 .....	128
CONCLUSIONES .....		132
RECOMENDACIONES.....		133
BIBLIOGRAFÍA.....		134
LINKOGRAFÍA.....		135
ANEXOS.....		138

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2. 1. Sistema Hombre – vehículo – medio. ....	6
Figura 2. 2. Componentes del tren motriz.....	8
Figura 2. 3. Curvas de potencia y torque .....	9
Figura 2. 4. Simulación de relaciones de marcha del Tren Motriz en 1 <sup>ra</sup> , 2 <sup>da</sup> , 3 <sup>ra</sup> , 4 <sup>ta</sup> y reversa .....	12
Figura 2. 5. Diferencia del comportamiento de las ruedas.....	14
Figura 2. 6. Conjunto del mecanismo diferencial .....	15
Figura 2. 7. Diferencial corona/piñón .....	16
Figura 2. 8. Partes y elementos de la sección de una cubierta tipo radial ...	17
Figura 2. 9. Neumático inicial.....	18
Figura 2. 10. Perfil de una llanta .....	21
Figura 2. 11. Sección transversal de una rueda de disco con bombeo positivo.....	22
Figura 2. 12. Resistencia por pendiente. ....	31
Figura 2. 13. Diagrama de velocidad. ....	51
Figura 2. 14. Diagrama de velocidades a diferentes regímenes de n y V. ...	51
Figura 2. 15. Diagrama de velocidades .....	54
Figura 2. 16. Diagrama de velocidades considerando el par máximo.....	56
Figura 2. 17. Fuerzas de resistencias que se oponen al movimiento .....	59
Figura 3.1. Comprobación de planitud.....	65
Figura 3. 2. Planitud del cabezote.....	66
Figura 3.3. Comprobación de las válvulas .....	67
Figura 3. 4. Comprobación de la holgura entre válvula y guía .....	68
Figura 3. 5. : Montaje de las válvulas.....	69
Figura 3. 6. Rectificado de asiento de válvula .....	69
Figura 3. 7. Esmerilado manual de válvulas .....	70
Figura 3. 8. Disposición de los resortes de válvulas .....	71
Figura 3. 9. Zona de desgaste de los cilindros .....	72
Figura 3. 10. Block- Ford Bronco II 1984 (antes del servicio) .....	73
Figura 3. 11. Comprobación de ovalización y conificación con un micrómetro de interiores y exteriores.....	74
Figura 3. 12. Puntos de medida dentro del cilindro.....	74

Figura 3. 13. Alesado de los cilindros .....	76
Figura 3. 14. Bruñido de los cilindros.....	77
Figura 3. 15. Rugosidad y cruce del proceso de bruñido.....	77
Figura 3. 16. Especificaciones del Motor Ford 2.8 L. V-6 .....	78
Figura 3. 17. Cilindro – Ford Bronco 1984 (Antes del Servicio) .....	81
Figura 3. 18. Cilindros – Ford Bronco 1984 (Después del Servicio) .....	81
Figura 3. 19. Nuevo diámetro del cilindro rectificado .....	82
Figura 3. 20. Rectificado del cigüeñal.....	82
Figura 3. 21. Medida del desgaste de los muñones de apoyo.....	83
Figura 3. 22. Arranque de viruta .....	85
Figura 3. 23. Control del rectificado por reloj de lectura continúa .....	86
Figura 3. 24. Control de medidas con micrómetro de exteriores.....	86
Figura 3. 25. Comprobación de huelgo mediante plastigage.....	87
Figura 3. 26. Pistones usados.....	88
Figura 3. 27. Pistones nuevos marca PC.....	89
Figura 3. 28. Comprobación de desgaste de la biela.....	89
Figura 3. 29. Armado del pistón .....	90
Figura 3. 30. Carcaza de la caja de velocidades .....	92
Figura 3. 31. Engranajes de la caja de velocidades.....	92
Figura 3. 32. Medición del juego entre engranes.....	92
Figura 3. 33. Conjunto diferencial .....	94
Figura 3. 34. Frenos de disco .....	98
Figura 4. 1. Fuerzas aplicadas en un engrane helicoidal.....	104
Figura 4. 2. Área de contacto 2b.....	106
Figura 4. 3. Modelación del piñón de primera marcha .....	114
Figura 4. 4. Selección de la sección para generar los dientes.....	115
Figura 4. 5. Selección de región .....	115
Figura 4. 6. Elaboración de la sección en 3D .....	116
Figura 4. 7. Generación de una nueva superficie para el análisis .....	116
Figura 4. 8. Mallado del elemento.....	117
Figura 4. 9. Selección de tres caras del diente para un mallado específico.....	117
Figura 4. 10. Variación del número de grano .....	118

Figura 4. 11. Restricción en las tres caras de la sección piñón .....	118
Figura 4. 12. Fuerza en forma de vector .....	119
Figura 4. 13. Deformaciones totales del piñón.....	119
Figura 4. 14. Esfuerzos de Von Mises .....	120
Figura 4. 15. Generación de dos Path en la superficie de aplicación .....	120
Figura 4. 16. Curva de convergencia .....	121
Figura 5. 1. Dinamómetro de rodillos.....	125
Figura 5. 2. Parámetros de calibración del dinamómetro.....	126
Figura 5. 3. Ubicación de las ruedas motrices en los rodillos del dinamómetro .....	126
Figura 5. 4. Toma de datos en el computador .....	127
Figura 5. 5. Ubicación de ventilador del dinamómetro en el vehículo .....	127
Figura 5. 6. Cuadro de valores Prueba 1 .....	128
Figura 5. 7. Curva de Torque y Potencia prueba 1 .....	128

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2. 1. Números de dientes de los engranes de la transmisión.....	12
Tabla 2. 2. Tolerancias de reposición de neumáticos .....	19
Tabla 2. 3. Tolerancia de los neumáticos Ford Bronco.....	20
Tabla 2. 4. Especificaciones del tren de potencia y dimensiones .....	23
Tabla 2. 5. Valores para el coeficiente de rodadura.....	24
Tabla 2. 6. Prestaciones del vehículo en su recorrido normal fuera de la carretera. ....	24
Tabla 2. 7. Constantes de cálculo aerodinámico .....	28
Tabla 2. 8. Cálculos en carretera compacta .....	38
Tabla 2. 9. Cálculos en carretera asfaltada .....	46
Tabla 2. 10. Especificaciones del vehículo del proyecto .....	52
Tabla 2. 11. Velocidades del vehículo a su P <sub>máx</sub> .....	54
Tabla 2. 12. Velocidades del vehículo a su Par máx. ....	55
Tabla 2. 13. Resultados obtenidos del vehículo modificado .....	62
Tabla 3. 1. Especificaciones de motor.....	64
Tabla 3. 2. Medición de holgura de válvulas .....	68
Tabla 3. 3. Huelgo entre cola y guía de válvula establecida en mm .....	68
Tabla 3. 4. Ovalización de los cilindros.....	75
Tabla 3. 5. Conificación de los cilindros.....	75
Tabla 3. 6. Desgaste de los muñones del cigüeñal.....	84
Tabla 3. 7. Valores recomendados de huelgo radiales en cojinete de bancada .....	87
Tabla 3. 8. Comprobaciones en la caja de cambios .....	91
Tabla 3. 9. Juego de engranajes especificados .....	93
Tabla 3. 10. Comprobaciones en el diferencial .....	94
Tabla 3. 11. Comprobaciones en el eje de transmisión .....	96
Tabla 3. 12. Comprobaciones en los frenos .....	97
Tabla 4. 1. Valores de número de elementos y deformaciones.....	121
Tabla 4. 2. Datos analíticos y obtenidos por el software.....	122
Tabla 5. 1. Valores máximos obtenidos y promedio de T y P.....	129
Tabla 5. 2. Análisis de resultados de las potencias obtenidas .....	130

## RESUMEN

Con la ejecución de este proyecto buscamos establecer la confiabilidad de utilizar el tren motriz del vehículo Ford Bronco, en la construcción de un tractocamión a escala, basándonos en un previo estudio de las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo así como el cálculo de los parámetros de cada uno de los elementos que posee el tren motriz, detectando y corrigiendo fallas de los sistemas tanto mecánicos como eléctricos del conjunto motor del vehículo Ford Bronco. Es primordial la realización de un plan de mantenimiento para las posibles condiciones a las que puede ser sometido el vehículo, considerando los posibles regímenes de trabajo que este puede desempeñar. En el Capítulo I, argumentamos todos los antecedentes, problemas, objetivos y la importancia que tiene este proyecto para el beneficio de la institución. En el Capítulo II, realizamos los cálculos de ingeniería, los mismos que nos ayudan a determinar los componentes mecánicos adecuados en función de los parámetros analizados numéricamente tales como resistencias que se oponen al avance del vehículo y potencia de motor principalmente. En el Capítulo III, realizamos la reparación de todos los elementos del motor en función de sus desgastes y las medidas permitidas por el fabricante las que se las realizaron mediante procesos matemáticos y tecnológicos. En el Capítulo IV, realizamos el análisis y simulación de los esfuerzos generados en la superficie del diente de un engrane. En el Capítulo V, realizamos un plan de mantenimiento para diferentes condiciones de uso así como las pruebas dinamométricas de torque y potencia del motor.

### **PALABRAS CLAVES:**

- **VEHÍCULO TRACTOCAMIÓN A ESCALA**
- **VEHÍCULO FORD BRONCO**
- **REPOTENCIACIÓN – TREN MOTRIZ.**
- **RESISTENCIAS AL AVANCE DEL VEHICULO**



## ABSTRACT

The object of this project is look for we establish the reliability of using the vehicle's powertrain Ford Bronco, in building a truck scale, based in a previous force's analysis against the movement of the vehicle and the calculus of parameters of the elements of the powertrain detecting and correcting failures from the mechanical systems to the electric and electronically ones. Another important thing to do is a maintenance plan for the conditions that the car could be exposed, considering the working regimes performance. In chapter I, well argue problems, objectives and the importance of this project for the institution benefits. In chapter II, we´ll realize engineering calculus that will help us choosing the right mechanical parts according with the numerical parameters analyzed like aerodynamic forces and engine power. In chapter III, we make the reparation of every single element of the motor trough the analysis of wear and permissible measures done by math and technological processes. In chapter IV, we´ve had done analysis and simulation of forces over the surface of a single tooth of a gear. In chapter V, we´ll make up a maintenance plan for the different use's conditions as well as the efficiency basic tests of the powertrain.

### KEYWORDS:

- **TRUCK SCALE VEHICLE**
- **VEHICLE FORD BRONCO**
- **REPOWERING – POWERTRAIN**
- **RESISTANCE TO PROGRESS OF VEHICLE**

## CAPÍTULO I

### 1.1. ANTECEDENTES

Actualmente el Equipo FESPE no cuenta con un transporte para trasladar el vehículo prototipo inmovilizado a los diferentes eventos académicos, pruebas, exhibición, entre otros. La Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga tiene un vehículo Ford Bronco donado por la Gobernación de Cotopaxi no utilizado, el mismo que con modificaciones ayudará a obtener un medio de movilización para el vehículo FESPE.

Las modificaciones a realizarse se enfocan a que el automotor Ford Bronco tenga una apariencia de tractocamión, el mismo que brinde las facilidades de arrastre de una plataforma acorde a las dimensiones del prototipo FESPE. Las alteraciones también involucran la REPOTENCIACIÓN DEL TREN MOTRIZ DEL VEHÍCULO FORD BRONCO CUMPLIENDO LOS PARÁMETROS REQUERIDOS PARA LA IMPLEMENTACIÓN EN EL TRACTOCAMIÓN A ESCALA en conjunto con el DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN MINI TRACTOCAMIÓN UTILIZANDO EL TREN MOTRIZ DE UN FORD BRONCO. Estos proyectos son complementarios entre sí.

El vehículo donado por el Gobernación de la Provincia de Cotopaxi, no presenta el funcionamiento adecuado, además de la ausencia de guías de operación y planes de mantenimiento preventivo lo cual dificulta garantizar su buen estado.

## **1.2. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

Previo al diseño y construcción del bastidor, carrocería y quinta rueda de un tractocamión a escala es de vital importancia asegurarnos del funcionamiento óptimo del tren motriz, comprendido por el conjunto motor, eje de transmisión y ruedas motrices así como sus respectivos subsistemas. Además, es necesario determinar el peso de arrastre máximo, la autonomía del vehículo, distancia de frenado entre otros parámetros de diseño.

En el vehículo Ford Bronco donado a la Universidad se ha detectado problemas mecánicos por falta de mantenimiento del mismo, uno de los principales inconvenientes es la parada total del motor debido a que se encontraba en desahucio, además del resto de sistemas. En la parte eléctrica no cuenta con la totalidad de sus componentes.

Para detectar los problemas de la caja de cambios, del motor y del sistema eléctrico se requiere el uso de herramientas de diagnóstico especiales que se encuentran disponibles en los distintos laboratorios de la Universidad.

## **1.3. DESCRIPCIÓN RESUMIDA DEL PROYECTO**

Con la ejecución de este proyecto se realizará el mantenimiento de los sistemas del vehículo y determinar los parámetros óptimos de funcionamiento del tractocamión a escala, basándonos en un previo estudio de las resistencias que se oponen al movimiento del vehículo y todo relacionado a la dinámica vehicular.

El conocimiento adquirido en los laboratorios de Mecánica de Patio, Motores, Rectificación y Autotrónica nos ayuda en el transcurso del proyecto con el fin de usar diferentes herramientas de diagnóstico y reparación. Además, es primordial la realización de un plan de mantenimiento para las posibles condiciones a las que puede ser sometido el vehículo, considerando los posibles regímenes de trabajo que este puede desempeñar.

Existirá una fase de simulación para visualizar los esfuerzos del sistema de transmisión, acorde a los parámetros calculados.

#### **1.4. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

La realización de la simulación de esfuerzos y cargas que ha de soportar el tren motriz nos ayuda a predecir cuál será el comportamiento que tendrá el mismo para consecuentemente realizar las respectivas pruebas y cálculos de los elementos del tren motriz con el fin de determinar las prestaciones del vehículo.

Como resultado del análisis y cálculos previos de las partes que conforman el tren motriz así como su simulación, se pretende hacer un documento de operación del tractocamión a escala.

Para conocimiento general partiremos del vehículo que presenta las siguientes características: Marca: Ford; Modelo: Bronco; Año: 1984; cilindraje: 2802,187 cm<sup>3</sup>; Numero de cilindros: Seis; Potencia: 115 caballos de fuerza; Tracción: Trasera o 4x4; Dirección: Hidráulica; Transmisión: Manual TK4 Toyokoygo de 4 velocidades; Distancia entre ejes: 94 pulgadas (238,76 cm).[1]

#### **1.5. OBJETIVO GENERAL**

Repotenciar el tren motriz y subsistemas del vehículo Ford Bronco cumpliendo los parámetros requeridos para la implementación en el tractocamión a escala para ser utilizado por el equipo FESPE.

---

1 (Gardim, 2013)

## **1.6. OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Investigar y generar información técnica del tren motriz basada en previos cálculos y comprobaciones con el fin de alcanzar los requerimientos exigidos.
- Simular las cargas y esfuerzos mediante un software de modo que nos ayude a visualizar los esfuerzos reales presentes en el vehículo.
- Diseñar un plan de mantenimiento adecuado para este vehículo

## **1.7. METODOLOGÍA DE DESARROLLO DEL PROYECTO**

### **1.7.1. Métodos prácticos**

- a. Observación: Será antes y después de haber realizado el proyecto, la observación es una forma de controlar que todo marche bien.
- b. Medición: Se hará a medida en que se avance con el trabajo, se podrá cuantificar velocidad de avance, tiempo de instalación del equipo, diseño de manuales, circuitos, ahorro y los resultados obtenidos.
- c. Experimentación: Se realizará cuando el automotor sea sometido al periodo de pruebas.

### **1.7.2. Métodos teóricos**

- a. Método de análisis: Consiste en descomponer el problema hasta llegar a subdividirlo en partes, para estudiarlas en forma individual. Cada parte subdividida debemos analizarla individualmente con el fin de estudiar y comprobar con la herramienta de comprobación adecuada.

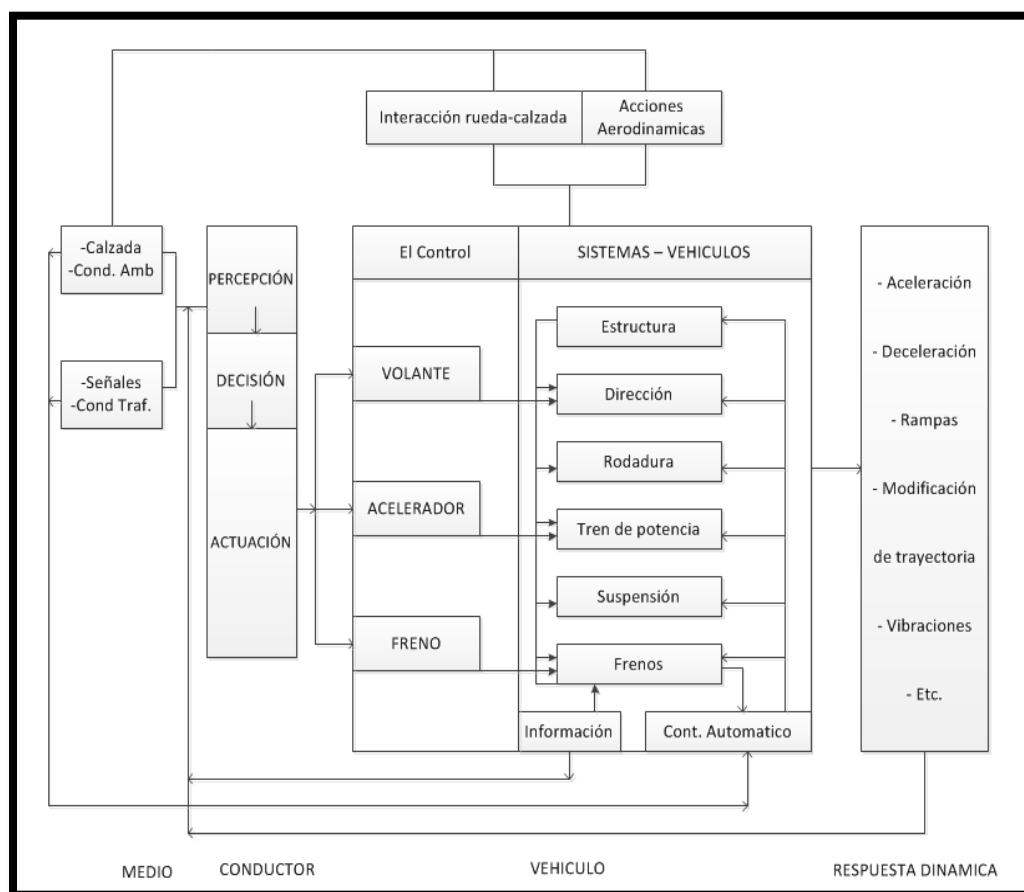
- b. Método de corrección:** Es la reconstrucción de todo lo descompuesto por el análisis. Para empezar a reparar debemos llegar a una conclusión veraz durante la etapa de diagnóstico. Usaremos los resultados del análisis realizado para determinar las piezas susceptibles de reparación.
- c. Método dialéctico:** Utilizaremos para comunicarnos con las personas que intervienen directamente e indirectamente en el proyecto, también se utilizará en la defensa del proyecto.
- d. Método de Simulación:** Soluciones ANSYS AUTODYN que es un software explícito para análisis y simulación de los esfuerzos generados en la superficie del diente de un engrane.

## CAPÍTULO II

### 2.1. CONSIDERACIONES PARA LA SELECCIÓN DEL TREN MOTRIZ

El tren motriz de un vehículo es el conjunto de sistemas y elementos que permiten transformar la energía interna producida por el combustible en trabajo mecánico que se logra a través de transformaciones termoquímicas.

Se debe considerar el SISTEMA HOMBRE – VEHICULO – MEDIO [2]; en el cual, mediante el estudio del comportamiento de los vehículos, se debe tener en cuenta las interacciones entre los tres elementos básicos. En la Figura 2.1., dicho sistema se representa en un diagrama de bloques.



**Figura 2. 1. Sistema Hombre – vehículo – medio.**

Como se visualiza en el diagrama, las irregularidades de la carretera, las condiciones climáticas entre otros factores influyen para que el conductor decida sobre la manera adecuada de conducción. Las condiciones ambientales como el viento influyen en el comportamiento del vehículo, por la resistencia al avance y el empuje lateral. En lo concerniente al conductor, la fatiga y las emociones alteran la forma de conducir y por ende del comportamiento del vehículo.

Los parámetros de desempeño del tren motriz están determinados por la pendiente mayor en la que el vehículo se puede movilizar, dependiendo de la ruta en la que opere el vehículo y el peso de la carga máxima que se requiere transportar.

Mediante los parámetros antes mencionados se pretende demostrar que el motor Ford Bronco de 6 cilindros desarrollara una potencia máxima suficiente para satisfacer los requerimientos establecidos en la transportación de carga y arrastre, de modo que se pueden establecer los elementos que integrarán en el vehículo y su tren motriz.

La potencia adicional para el arrancar y superar las pendientes críticas de ascenso y descenso se relacionan con variables como el peso bruto vehicular (PBV) y las dimensiones requeridas.

La importancia de la selección del tren motriz incide en las circunstancias geográficas del país, para proveer unas características adecuadas a la selección del mismo.

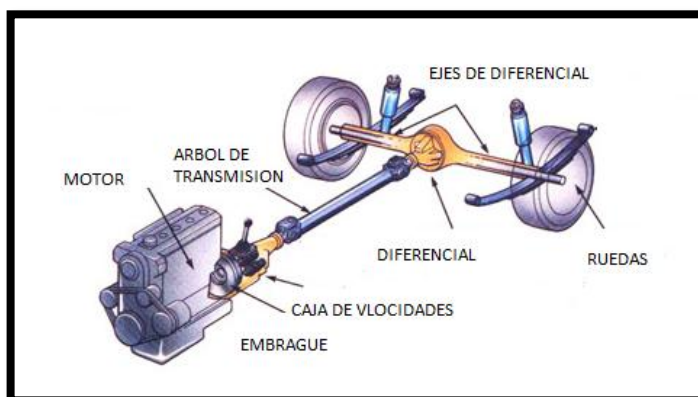


Debemos tomar en cuenta las resistencias que se oponen al movimiento del vehículo en cualquier circunstancia las cuales se detallaran más adelante, estas resistencias son:

- Resistencia por rodadura.
- Resistencia por pendiente.
- Resistencia por inercia.
- Resistencia por aire.

## 2.2. COMPONENTES DEL TREN MOTRIZ

Constituye todos los elementos mecánicos que transmiten el movimiento partiendo desde el volante de inercia y culminando en las ruedas como se indica en la Figura 2.2.



**Figura 2. 2. Componentes del tren motriz**

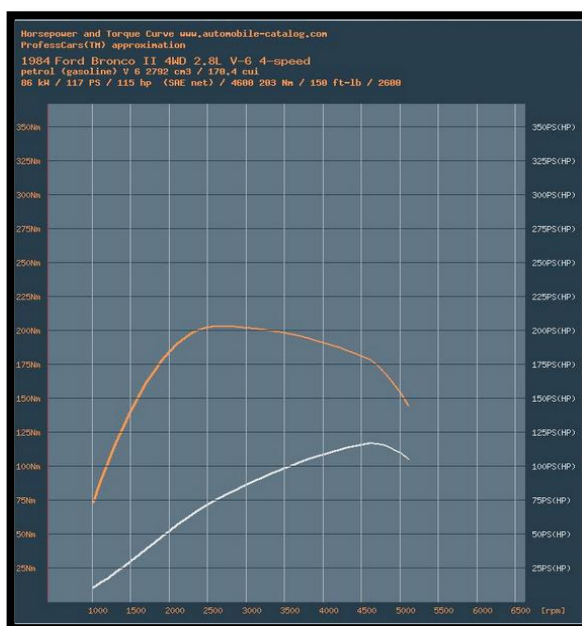
### 2.2.1. Motor

El motor gasolina encendido por chispa, está formado por un conjunto de mecanismos de precisión, al momento de trabajar en forma sincronizada, transforma la energía química (combustible), en trabajo mecánico, todos los motores para vehículos trabajan mediante el ciclo de cuatro ó de dos tiempos.

### a. Curvas características del motor

En la Figura 2.3., se presentan las curvas características del motor permiten conocer el comportamiento del mismo bajo diferente régimen de operación, lo cual es de suma importancia conocer e interpretar, las cuales son: [3]

- Curva de torque o par torsional.
- Curva de potencia.



**Figura 2. 3. Curvas de potencia y torque**

Fuente: (automobile-catalog.com, s.f.)

### **2.2.2. Sistema de embrague**

Es el elemento mecánico que permite transmitir el torque que es desarrollado por el motor con el fin de poner un vehículo o una máquina en movimiento mediante la ayuda de discos de fricción desde un elemento impulsor (volante del motor) a un impulsado (transmisión), dicha acción viene dirigida por el pedal de embrague. Según (Ceac, 2003) las funciones principales son:

- Transmitir el par motor en cualquier circunstancia de marcha.
- Conectar y desconectar la caja de velocidades del motor a voluntad del conductor, es decir, embragar y desembragar.
- Amortiguar y filtrar las vibraciones del motor antes de su entrada a la caja de velocidades.
- Suavizar las arrancadas haciéndolas progresivas.
- Disipar la energía liberada en las arrancadas del vehículo y en los cambios de marcha.

### **2.2.3. Caja de velocidades**

La transmisión o caja de cambio de velocidades es el elemento del tren motriz que aprovecha el torque y las r.p.m. que desarrolla el motor para modificarlos mediante una serie de engranes y transmitirlos a las ruedas motrices, permitiendo al vehículo desarrollar una variedad de velocidades.

La transmisión y el diferencial proporcionan la relación de engranes necesarios para utilizar de manera efectiva la potencia del motor. Por lo que la selección cuidadosa de la relación de engranes hace posible alcanzar la operación del motor dentro de su rango de trabajo para maximizar el desempeño al menor costo. [4]

---

4 (Mercedes Yolanda, 1999)

Algunos motores utilizan altas r.p.m., para desarrollar la potencia máxima y requieren una correcta relación de engranes para reducir las altas r.p.m. requeridas para las velocidades del camino.

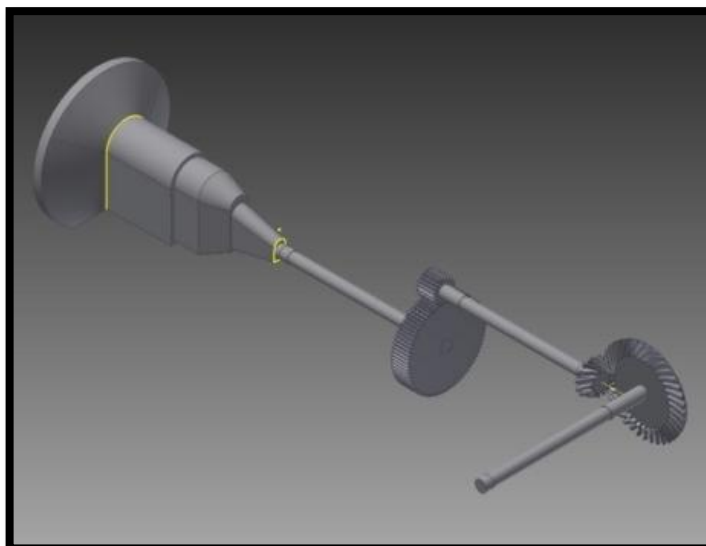
**a. Consideración de la selección de engranes con el eje trasero, [5]:**

- La relación de engranes deberá ser numéricamente baja para proporcionar un máximo desempeño con combinaciones de engranes menores, y una arrancabilidad bajo todas las condiciones de operación.
- Para arrancar un vehículo sobre terreno plano, se requiere una reducción suficiente que permita desarrollar una pendiente del 10%.
- Para arrancar un vehículo sobre una pendiente se requerirá una reducción que permita arrancar la unidad equivalente al 10% más la reducción requerida para desarrollar la pendiente deseada.

En la Figura 2.4., se realiza una interpretación de la caja de cambios representada por dos engranes que simulan la relación de transmisión para cada una de las marchas, cada relación de transmisión se la calcula mediante la Ecuación 2.1., teniendo en cuenta la lógica estudiada en Mantenimiento Automotriz I.

$r^t$

$$= \frac{\# \text{ dientes tren fijo} * \# \text{ dientes del eje secundario en contacto}}{\# \text{ dientes del eje secundario} * \# \text{ dientes del tren fijo en contacto}} \quad (2.1).$$



**Figura 2. 4. Simulación de relaciones de marcha del Tren Motriz en 1<sup>ra</sup>, 2<sup>da</sup>, 3<sup>ra</sup>, 4<sup>ta</sup> y reversa**

Antes de realizar los cálculos pertinentes en las relaciones de transmisión es necesario obtener el número de dientes de cada engranaje de la caja de velocidades y del diferencial, como se indica en la Tabla 2.1.

**Tabla 2. 1.**

**Números de dientes de los engranes de la transmisión**

	<b>Dientes del tren fijo</b>	<b>Dientes del eje secundario</b>
Primera 1 <sup>ra</sup>	31	19
Segunda 2 <sup>da</sup>	27	23
Tercera 3 <sup>ra</sup>	22	28
Cuarta 4 <sup>ta</sup>	14	34
Retro	13	17
Corona		38
Piñón		11

Relación de la caja en primera marcha:

$$r^{1ra} = \frac{31 * 34}{19 * 14} = 3.962$$

Relación de la caja en segunda marcha:

$$r^{2da} = \frac{31 * 28}{19 * 22} = 2.077$$

Relación de la caja en tercera marcha:

$$r^{3ra} = \frac{31 * 23}{19 * 27} = 1.390$$

Relación de la caja en cuarta marcha:

$$r^{4ta} = 1$$

Relación de la caja en marcha de reversa:

$$r^R = \frac{31 * 27}{19 * 13} = 3.389$$

Relación del grupo piñón corona

$$r^G = \frac{38}{11} = 3.455$$

**b. Aspectos para la selección adecuada de una caja de velocidades:**<sup>[6]</sup>

- Que la velocidad máxima permitida, para cada posición de la caja de velocidades se logre con un 90 por ciento de las r.p.m. máximas permitidas, de tal forma que siempre exista una potencia de reserva del motor que evite un desgaste prematuro.
- Que la última velocidad presente un coeficiente de reducción (o desmultiplicación) que no castigue de sobremanera la velocidad promedio, de tal forma que el operador la use y así obtenga los mejores rendimientos en los recorridos que permita el uso de esta velocidad.

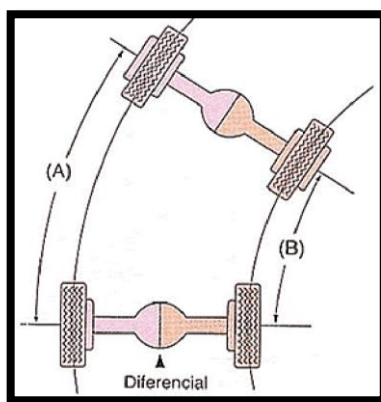
---

6 (Mercedes Yolanda, 1999)

- Lograr con la última relación de caja y sobre carreteras planas o autopistas, una velocidad que corresponda al límite legal.
- Permitir subir las pendientes con una velocidad aceptable.
- Otra característica asociada con la transmisión es la capacidad de ascenso del vehículo, ya que una transmisión mal seleccionada, con la unidad a plena capacidad de carga, puede hacer que el régimen del motor disminuya al grado de no permitir el avance del vehículo.

#### 2.2.4. Diferencial

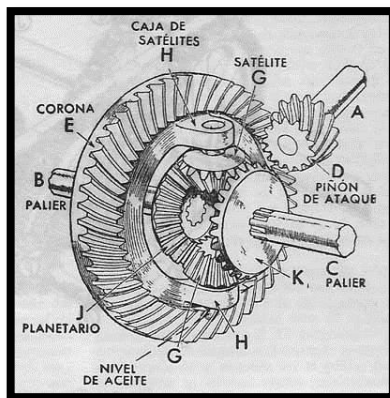
Tiene como función permitir el giro a diferentes velocidades de cada una de las ruedas motrices. Esto es necesario tal como podemos observar en la Figura 2.5., cuando se conduce por un camino accidentado o se recorre una curva, se presenta alguna diferencia entre las rotaciones internas y externas, por el hecho de recorrer más distancia la rueda exterior (A) que la interior (B); el sistema permite ir a diferentes revoluciones.



**Figura 2. 5. Diferencia del comportamiento de las ruedas**

Fuente:[http://www.pracodidacol.com/capacitacion1/cursos/hino/FLA/curso\\_camiones.swf](http://www.pracodidacol.com/capacitacion1/cursos/hino/FLA/curso_camiones.swf)

Para ello cuenta con el mecanismo diferencial, formado por todos los elementos que se observa en la Figura 2.6., que permite, mediante la acción sincronizada del grupo (piñón y corona) y la caja diferencial (satélites y planetarios) realizar el giro necesario para que así compense la diferencia existente de vueltas en los casos que así lo requiera.



**Figura 2. 6. Conjunto del mecanismo diferencial**

Fuente:<http://img9.imageshack.us/img9/4084/diferencialtradicional.jpg>

Cuando la rueda interior gira a una menor velocidad, al momento de tomar una curva, dicho efecto tiende a frenar el planetario correspondiente al palier de esta rueda, mientras que la exterior tiende a girar a más velocidad y de esta manera empujar el planetario respectivo. Esto hace que el satélite gire sobre sí mismo, de tal manera que permite una diferencia de velocidad de giro de un planetario con respecto al otro.

**a. Factores a considerar previo a la selección del diferencial, [7]:**

- Combinación del peso vehicular.
- Tipo de terreno.
- Velocidad de desplazamiento.
- Tamaño de las llantas.
- Relación requerida del eje (diferencial).
- Relaciones de la transmisión.
- Torque del motor.
- Mantenimiento.
- Tipo de manejo.



Se debe también considerar el acoplamiento del diferencial con las diferentes relaciones de la transmisión, complementando a cada una y aprovechar de esta forma la potencia disponible del motor para el desempeño del vehículo.

La velocidad óptima de operación (velocidad crucero), deberá ser también una base para determinar el requerimiento de la potencia para el vehículo cargado.

La velocidad crucero es alcanzada a través del acelerador sin un cambio de engranes. Cuando un motor opera dentro del rango económico no solamente se reducen los costos de mantenimiento y operación, sino que se asegura prolongar la vida del motor, [8].

#### b. Relación del grupo piñón corona Ford Bronco 1984

$$r^G = \frac{\text{dientes de la corona}}{\text{dientes del piñón}} \quad (2.2.)$$

$$r^G = \frac{38}{11} = 3.455$$



Figura 2. 7. Diferencial corona/piñón

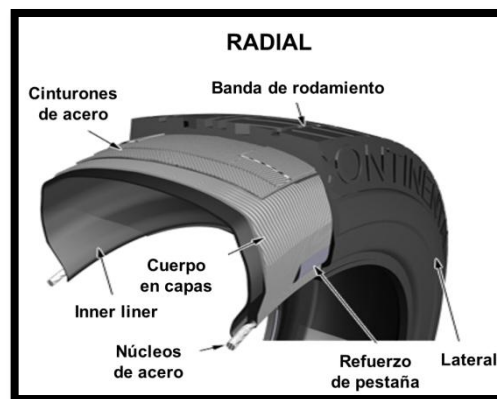
### 2.2.5. Neumáticos

El neumático tiene 4 funciones:

- Transmitir las fuerzas longitudinales, verticales y transversales entre el vehículo y la calzada. [9]
- Transmitir fuerzas de frenado y de tracción.
- Proporcionar estabilidad direccional manteniendo al vehículo en la trayectoria deseada por el conductor.
- Suplementar el sistema de suspensión absorbiendo las irregularidades de la superficie de contacto.

Para garantizar la intercambiabilidad, las llantas y las cubiertas están estandarizadas. En Europa es ETRTO (European Tyre and Rim Technical Organization) quien elabora las normas, especificando dimensiones de cubierta y llantas, el código para el tipo y dimensiones de cubierta, el índice de carga y categoría de velocidad, entre otros.

#### a. Componentes y estructura de la cubierta



**Figura 2. 8. Partes y elementos de la sección de una cubierta tipo radial**

Fuente: (Continental Tire Andina S.A., 2012)

## b. Equivalencia de neumáticos

En la Figura 2.9., se presenta la medida Standard del neumático para Ford Bronco: 195/75R15



**Figura 2. 9. Neumático inicial**

### b.1. Cálculo de la altura del neumático original, [10]

$$Diam. lat. neum = (alto del lateral * 2) + diam. nom. rin^{[10]} \quad (2. 3.)$$

$$Alto del lateral = ancho de sección * serie \quad (2. 4.)$$

Ancho de sección: 195 mm.

Serie: altura, porcentaje del ancho en milímetros

$$serie: 75 \%$$

$$alto del lateral = 195 mm * 75\%$$

$$alto del lateral = 146.25 mm$$

$$Diametro lateral del neumático = (146.25 mm.* 2) + 15 in.* \frac{25.4 mm.}{1 in.}$$

$$\mathbf{Diametro lateral del neumático = 673.5mm}$$

---

10 (Continental Tire Andina S.A., 2012)

## b.2. Cálculo de la altura del neumático que se instaló, [11]

Medida alterna para neumático para Ford: 235/60R16.

Reemplazamos los valores en la ecuación 2.3. ; 2.4

Ancho de sección: 235 mm.

Serie: altura, porcentaje del ancho en milímetros

$$\text{serie: } 60 \%$$

$$\text{alto del lateral} = 235 \text{ mm} * 60\%$$

$$\text{alto del lateral} = 141 \text{ mm}$$

$$\text{Diametro lateral del neumático} = (141 \text{ mm.} * 2) + 16 \text{ in.} * \frac{25.4 \text{ mm.}}{1 \text{ in.}}$$

$$\text{Diametro lateral del neumático} = 688.4 \text{ mm}$$

## c. Recomendación de implementación

Existen tolerancias de acuerdo a la información de cada fabricante de vehículos que se deben respetar. Si se quiere ampliar las tolerancias es necesario asesorarse con expertos pues puede ser necesario hacer cambios en la carrocería, suspensión, frenos, dirección, etc.

**Tabla 2. 2.**

### Tolerancias de reposición de neumáticos

TIPO	CON FRENOS ABS		SIN FRENOS ABS	
	TOLERA NCIA POSITIVA	TOLERA NCIA NEGATIV A	TOLERA NCIA POSITIVA	TOLERA NCIA NEGATIV A
<b>AUTO</b>	3 %	-2 %	3 %	-3 %
<b>4X4</b>	3.5 %	-3 %	5 %	-4 %
<b>CAMION ETA</b>	4 %	-3 %	5.5 %	-4 %
<b>VAN</b>	3 %	-2 %	3 %	-3 %

Fuente: (Continental Tire Andina S.A., 2012)

En base a esta tabla comparamos la tolerancia entre la medida de equipo original del neumático para Ford Bronco y la medida alterna que se pretende montar:

$$Tolerancia = (\text{diám. ext. alterno} - \text{diám. ext. original}) * \frac{100}{\text{Diám. ext. original}} \quad (2.5.)$$

$$Tolerancia = (688.4 - 673.5) * \frac{100}{673.5}$$

$$Tolerancia = 2.21 \%$$

**Tabla 2. 3.**

**Tolerancia de los neumáticos Ford Bronco**

MEDIDA ORIGINAL		MEDIDA ALTERNA	
Ancho	195	Ancho	235
Serie	75	Serie	60
Rin	15	Rin	16
Diámetro externo (mm)	673.5 mm	Diámetro externo (mm)	688.4 mm
<b>Variación Diámetro Externo</b>			
<b>Tolerancia</b>		2.21 %	

La capacidad de remolque del Ford Bronco velocidades la calculamos mediante la siguiente formula:

$$Cremolq = (Hp * 35) - PBV \quad (2.6.)$$

$$Cremolq = (115 Hp * 35) - 1814kg$$

$$Cremolq = 2211 \text{ kg}$$

Mediante modificaciones realizadas en el vehículo Ford Bronco, el peso PBV inicial no se mantiene por dichas modificaciones, lo cual el nuevo PBV es de 1750 kg y la capacidad de remolque para nuestro vehículo sería:

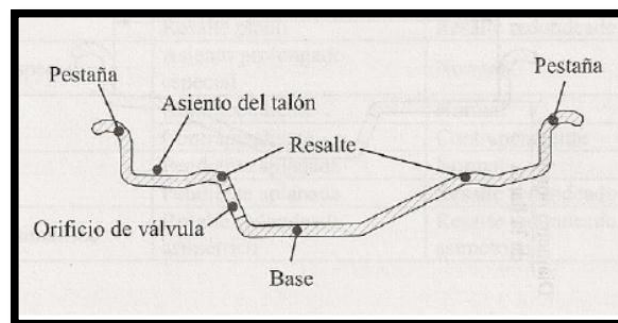
$$Cremolq = (115 Hp * 35) - 1893kg$$

$$Cremolq = 2275 \text{ kg}$$

### 2.2.6. Aros

El aro está construida por una o varias piezas y pueden presentar diversos perfiles de la sección transversales. Se considera al perfil como la característica fundamental de una llanta, distinguiéndose en este las siguientes partes Figura 2.10. [12]

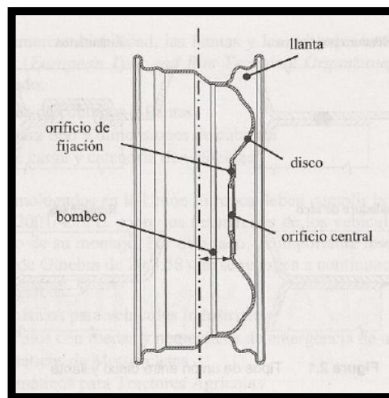
- Pestaña.- Zona de la llanta donde se apoya lateralmente el talón de la cubierta.
- Asiento del talón.- Zona de la llanta donde se apoya el talón de la cubierta proporcionando soporte radial al neumático.
- Base.- Corresponde a la zona de la llanta comprendida entre ambos asientos del talón. Facilita el montaje y desmontaje de los talones de la cubierta.
- Orificio para salida de válvula.- Zona donde se aloja la válvula para el inflado del neumático.



**Figura 2. 10. Perfil de una llanta**

Fuente: (Pablo Luque, 2005)

Generalmente se emplean ruedas de disco como se indica en la Figura 2.11., fabricada con chapa de acero, con aluminio o con magnesio. El disco de la rueda y la llanta van soldados en las ruedas de chapa, mientras que en las forjadas y coladas de material ligero son, en general, de una sola pieza.



**Figura 2. 11. Sección transversal de una rueda de disco con bombeo positivo**

Fuente: (Pablo Luque, 2005)

**a. Designación de la dimensión de la llanta según (UNE 26-291-80)[13]:**

- Diámetro nominal.- es el que corresponde a los asientos del talón.
- Tipo de llanta.- para clasificarlas se utiliza el símbolo X cuando es de una sola pieza y el símbolo – para que la llanta está formada por varias piezas.
- Anchura.- es la cota del perfil comprendido entre los dos vértices formados por los asientos del talón y las pestañas.
- Perfil de llanta.- para definir el perfil lateral de la llanta se utiliza una o varias letras; estas son: B, C, D, E, F, G, J, JJ, JK Y K. La designación del perfil suele ir indicada detrás de la anchura nominal de la llanta.

### 2.3. RESISTENCIAS QUE SE OPONEN AL MOVIMIENTO DE UN VEHÍCULO

La potencia máxima del motor que se requiere, está basada en el cálculo previo de las resistencias que tiene que vencer el vehículo para su desplazamiento.

Se consideran principalmente cuatro resistencias que tiene que vencer el vehículo para su avance en cualquier situación.

Para realizar los diferentes cálculos de las resistencias que se oponen al movimiento del vehículo presentamos las especificaciones del motor Ford Bronco 6 cilindros

**Tabla 2. 4.**

#### Especificaciones del tren de potencia y dimensiones

<b>Tren de potencia</b>	
<b>Fabricante del motor</b>	Ford Colonia V-6 2.8L
<b>Tipo de motor</b>	Encendido por chispa de 4 tiempos
<b>Tipo del combustible</b>	Gasolina
<b>Sistema de combustible</b>	carburador
<b>Sistema de carga</b>	de aspiración natural
<b>Válvulas por cilindro</b>	2
<b>Cilindros alineación</b>	V 6
<b>Desplazamiento</b>	2792 cm <sup>3</sup> / 170.4 cui
<b>Diámetro</b>	93 mm / 3,66 en
<b>Carrera</b>	68,5 mm / 2,7 en
<b>Relación de compresión:</b>	8,7: 1
<b>Neta de energía</b>	86 kW / 117 PS / 115 CV (SAE neto) / 4600
<b>Torque:</b>	203 Nm / 150 ft-lb / 2600
<b>Dimensiones y capacidades</b>	
<b>Largo</b>	4,023 mm / 158,4 in
<b>Ancho</b>	1650 mm / 65 in
<b>Altura</b>	1730 mm / 68,1 in
<b>Distancia entre ejes</b>	2388 mm / 94 in

Fuente: (automovile-catalog.com, s.f.)



## 2.4. CÁLCULO DE LA POTENCIA REQUERIDA DEL MOTOR

Para el cálculo de la potencia requerida del motor se tomara en consideración la potencia mínima para desplazar el vehículo en diferentes tipos de calzada, para ello nos ayudamos con la Tabla 2.5., valores para el coeficiente de rodadura, donde el valor (f), no es constante ni independiente de la velocidad, pues influye esta, la temperatura, el estado del suelo, tipo de neumático, radio del mismo y presión de inflado, de esta manera en forma empírica se puede obtener el coeficiente de rodadura (f).

**Tabla 2. 5.**

### 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: (Cascajosa, 2006)

**Tabla 2. 6.**

### Prestaciones del vehículo en su recorrido normal fuera de la carretera.

Tipo de terreno	Velocidad
Tierra compacta	40 Km/h.
En asfalto	40 Km/h.
Pendiente máxima superable a 40 km/h en terreno compacto y asfaltado	Pendiente superable de 15 % o a un ángulo de inclinación de 8.53°

Fuente: (Cascajosa, 2006)

Las ecuaciones presentes para realizar los cálculos de las diferentes resistencias y potencias que se oponen al movimiento del vehículo se los ha tomado por ingeniería de vehículos Sistemas y Cálculos. [14]

### 2.4.1. Cálculo por tierra compacta a 40 Km/h

#### a. Resistencia por rodadura, Rr

Los neumáticos al rodar sobre el piso producen un efecto conocido como fricción, el cual produce una resistencia al rodamiento. Esta fuerza depende del peso total de la unidad y de la presión de inflado de los neumáticos, así como de su coeficiente de deformación. Por esto ha aumentado el uso de los neumáticos radiales cuyo reparto uniforme de la carga garantiza minimizar el coeficiente de fricción en la carretera y como consecuencia, la resistencia por rodadura, la cual se puede calcular mediante la siguiente fórmula:

##### a.1. Rr, estándar

Con un peso inicial de 1814 kg

$$Rr = f * P \quad (2.7.)^{[14]}$$

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

$$P = 1814 \text{ kg. ; } 1.814 \text{ ton.}$$

$$Rr = 50 \frac{Kg}{t} * 1.814 \text{ ton.}$$

$$Rr = 90.70 \text{ Kg}$$

Dónde:

Rr: Resistencia por rodadura, [kg]

f: Coeficiente de resistencia a la rodadura, [kg/t]

P: Peso del vehículo, [kg]

### a.2. Rr, modificado

Habiendo sometido a nuestro vehículo a modificaciones mecánicas y estructurales su peso actual es: PBV 2700 Kg, considerando su carga de arrastre tanto del vehículo Fespe como la plataforma.

$$Rr = f * P$$

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

$$P = 2700 \text{ kg} ; 2.700 \text{ ton}$$

$$Rr = 50 \frac{Kg}{t} * 2.7 \text{ ton}$$

$$Rr = 135 \text{ Kg}$$

### a.3. Wr, estándar

$$W_r = \frac{R_r * V}{75 * 3.6} \quad (2.8.)^{[14]}$$

$$W_r = \frac{90.70 \text{ Kg} * 40}{75 * 3.6} = 13.43 \text{ C.V.} \text{ ó } 13.24 \text{ H.P.}$$

Dónde:

Wr: Potencia por rodadura, [Hp]

Rr: Resistencia por rodadura, [kg]

V: Velocidad del vehículo, [Km/h]

#### a.4. $W_r$ , modificado

Considerando la resistencia a la rodadura modificada tenemos que:

$$W_r = \frac{R_r * V}{75 * 3.6}$$

$$W_r = \frac{135 \text{ Kg} * 40}{75 * 3.6} = 20 \text{ C.V. } \text{ ó } 19.72 \text{ H.P.}$$

#### b. Resistencia al aire, $R_a$

Esta resistencia influye directamente sobre el movimiento del vehículo a través del aire, (oposición del aire al avance de un cuerpo), siendo la resistencia de arrastre, que tiene dirección horizontal y sentido contrario al movimiento, la que principalmente opone la resistencia al movimiento.

Se la conoce también como una fuerza de arrastre que es proporcional a la velocidad del vehículo y proporcional a la superficie frontal que presenta la unidad a la resistencia del aire. Es por esto, que a mayor velocidad, la fuerza necesaria para vencer esta resistencia crece drásticamente, lo que explica por qué los fabricantes buscan mejorar el coeficiente de penetración en el aire de los vehículos.

##### b.1. $R_a$ , estándar

$$R_a = K.S.V^2 \quad (2.9.)^{[14]}$$

$$K = \gamma \frac{C}{2g} \quad (2.10.)^{[14]}$$

Dónde:

$R_a$ : Resistencia al Aire [Kg]

$\gamma$ : Peso específico del aire en condiciones normales (en  $\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ )

C: Constante

K: Coeficiente aerodinámico

El valor de C se lo obtiene de la siguiente tabla:

**Tabla 2. 7.**

**Constantes de cálculo aerodinámico**

	Turismo	Camiones
C	0.15	1.5
C (diseño)	0.25 – 0.7	1 – 1.5

Fuente: (Cascajosa, 2006).

$$g = 9.81 \frac{m}{s^2}$$

La superficie maestra S, se obtiene de forma aproximada, multiplicando el ancho (a) por el alto (h) del vehículo en este caso para condiciones estándar en el vehículo previo a las modificaciones realizadas, afectado por un coeficiente de (0.8). [15]

$$S = 0.8 * a * h (m^2) \quad (2.11.)^{[14]}$$

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

Reemplazando valores en la Ecuación 2.9., se obtiene que:

$$K = 1.24 \frac{Kg}{m^3} * \frac{0.7}{2 (9.81 \frac{m}{s^2})}$$

$$K = 0.044 \frac{Kg * s^2}{m^4}$$

Los siguientes valores se reemplazan en la Ecuación 2.10.

$$a = 1.650 m$$

$$h = 1.730 m$$

$$S = 0.8 * 1.650 m * 1.730 m$$

$$S = 2.2836 m^2$$

A continuación para obtener la resistencia al aire se reemplaza valores, tomando en cuenta la velocidad de 40 Km/h (11.11 m/s).

$$Ra = 0.044 \frac{\text{Kg} * \text{s}^2}{\text{m}^4} \times 2.2836 \text{ m}^2 \times \left(11.11 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$$

$$Ra = 12.402 \text{ Kg.}$$

### b.2. Ra, modificado

Con las modificaciones presentes en el vehículo en ancho y alto obtenemos una nueva superficie maestra S

$$a = 1.80 \text{ m}$$

$$h = 2.087 \text{ m}$$

$$S = 0.8 * 1.800\text{m} * 2.087 \text{ m}$$

$$S = 3.005 \text{ m}^2$$

La nueva constante "C", escogemos un valor entre un vehículo turismo y un camión ya que nuestro vehículo es un tractocamión a escala, siendo este de 0.9.

$$K = 1.24 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * \frac{0.9}{2 \left(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right)}$$

$$K = 0.056 \frac{\text{Kg} * \text{s}^2}{\text{m}^4}$$

Entonces la resistencia al aire sería:

$$Ra = 0.056 \frac{\text{Kg} * \text{s}^2}{\text{m}^4} \times 3.005\text{m}^2 \times \left(11.11 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$$

$$Ra = 20.77 \text{ Kg.}$$

### b.3. $W_a$ , estándar

En condiciones estándar la potencia por aire es:

$$W_a = \frac{R_a * V}{75 * 3.6} \quad (2.12.)^{[14]}$$

$$W_a = \frac{12.402 \text{ Kg.} * 40}{75 * 3.6} = 1.83 \text{ CV} \text{ ó } 1.811 \text{ Hp}$$

Dónde:

$W_a$ : Potencia por aire, [Hp]

$R_a$ : Resistencia al aire,

Factor de conversión de la velocidad = 3.6

Factor de conversión de potencia = 75

$V$ : Velocidad del vehículo, [Km/h]

### b.4. $W_a$ , modificado

$$W_a = \frac{20.77 \text{ Kg.} * 40}{75 * 3.6} = 3.077 \text{ C.V.} \text{ ó } 3.034 \text{ H.P.}$$

### c. Resistencia por pendiente, $R_p$

La resistencia por pendiente, (atracción de la gravedad de la tierra), es la fuerza de oposición que se ejerce sobre el vehículo por el efecto de la atracción terrestre, como también es la resistencia que se opone al avance del vehículo cuando éste sube una pendiente. Por lo tanto, se requiere de una fuerza equivalente, suministrada por el motor, para vencerla y permitir el avance de la unidad, esta resistencia se calcula con la fórmula:

### c.1. $R_p$ , estándar

$$R_p = P * \operatorname{tg}(\alpha) \quad (2.13.)^{[14]}$$

Dónde:

$R_p$  = Resistencia por pendiente, [Kg]

$P$  = Peso del vehículo, [kg]

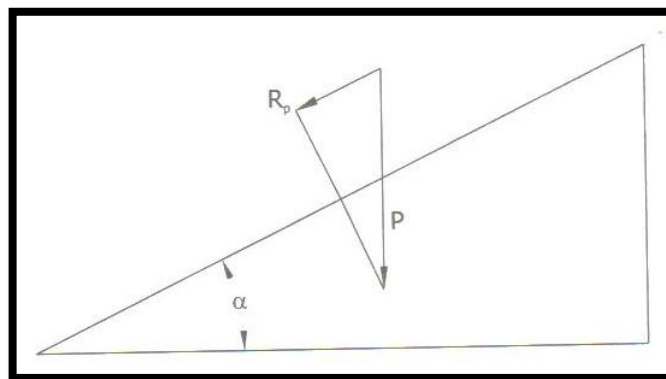
$\alpha$  = Ángulo entre la pendiente y el plano horizontal, [°]

En la Figura 2.12., se detalla de forma habitual la pendiente, la cual se expresa:  $X$  metros de subida vertical por cada 100 metros recorridos horizontal.

$$R_p = P * \frac{x}{100} \quad (2.14.)^{[14]}$$

$$R_p = 1.814 \text{ ton.} \times \frac{15}{100} * \frac{1000 \text{ Kg.}}{1 \text{ ton.}}$$

$$R_p = 272.1 \text{ Kg}$$



**Figura 2. 12. Resistencia por pendiente.**

Fuente: (Cascajosa, 2006)



### c.2. $R_p$ , modificado

Nuestra resistencia por pendiente con las modificaciones de peso del vehículo es:

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

$$R_p = 2.7 \text{ ton.} * \frac{15}{100} * \frac{1000Kg}{1t}$$

$$R_p = 405 \text{ Kg.}$$

### d. Resistencia a la inercia, $R_j$

La resistencia por inercia, (resistencia de un cuerpo a moverse debido a su masa), se debe a un fenómeno físico conocido como la inercia de los cuerpos en rotación. Esto significa que varias partes de la cadena cinemática (árbol de leva, cigüeñal, disco de embrague, árbol de transmisión, etc.) tienen una inercia proporcional a su masa que tiende a frenar su propio movimiento de rotación. Es la razón por la cual los fabricantes de motores desarrollan investigaciones para reducir la masa relativa de estas partes, lo que mejora sensiblemente el rendimiento de los motores.

#### d.1. $R_j$ , estándar

Esta resistencia se determina mediante la siguiente fórmula:

$$R_j = 100 * P * j \quad (2.15.)^{[14]}$$

La resistencia por inercia esta originado por incremento de velocidad

Dónde:

P: Peso del vehículo, [ton.]

Constante de la fórmula = 100

j: La aceleración del vehículo que ha de adquirir, [m/s<sup>2</sup>]

$$j = \frac{(V_2 - V_1)}{t} \quad (2.16.)^{[14]}$$

$V_1$ : Velocidad inicial = 70 km/h.

$V_2$ : Velocidad final = 50 km/h.

t= Tiempo invertido para pasar de  $V_1$  a  $V_2$

$$j = \frac{(19.44 - 13.88)m/s}{15 s.} = 0.37 m/s^2$$

Reemplazando los valores en la Ecuación 2.14.:

$$Rj = 100 * 1.814 ton.* 0.37 m/s^2 [Kg]$$

$$\mathbf{Rj = 67.118 [Kg.]}$$

#### **d.2. Rj, modificado**

Para nuestro vehículo con sus respectivas modificaciones tenemos que:

$$Rj = 100 * 2.700 ton.* 0.37 m/s^2 [Kg]$$

$$\mathbf{Rj = 99.9 [Kg.]}$$

**e. Potencia mínima que se necesitará para transitar por tipo de suelo de tierra compacta a 40 Km/h**

Multiplicando la resistencia por su correspondiente velocidad, se obtiene la potencia necesaria para vencerla.

**e.1.  $W_m$ , estándar**

$$W_m = (R_r + R_a) * V \quad (2.17.)^{[14]}$$

$$W_m = (90.7 + 12.402)Kg * 11.11 \frac{m}{s}$$

$$W_m = 1145.46 Kg \frac{m}{s} ; 15.07 HP.$$

Dónde:

$W_m$ : Potencia mínima, [HP.]

$R_r$ : Resistencia por rodadura, [kg]

$R_a$ : Resistencia al aire, [kg]

$V$ : Velocidad

**e.2.  $W_m$ , modificado**

Para nuestro Ford Bronco con modificaciones realizadas la potencia mínima requerida sería:

$$W_m = (135 + 20.77)Kg * 11.11 \frac{m}{s}$$

$$W_m = 1730.60 Kg \frac{m}{s} ; 22.77 HP.$$

**f. Cálculo de la potencia por pendiente,  $W_p$  cuando supere al 15% a 40 Km/h transitando por tierra compacta**

De la Ecuación 2.13., tomamos la resistencia por pendiente para obtener la potencia  $W_p$ , con los parámetros antes mencionados. ( $R_a$  es despreciable en este cálculo).

**f.1.  $W_p$ , estándar**

$$R_p = 1.814 \text{ ton.} * \frac{15}{100} * \frac{1000 \text{ Kg}}{1 \text{ ton.}}$$

$$R_p = 272.1 \text{ Kg.}$$

$$W_p = \frac{(R_r + R_p) * V}{3.6} \quad (2.18.)^{[14]}$$

$$W_p = \frac{(90,7 + 272,1) \text{ Kg} * 40}{3,6}$$

$$W_p = 4031,111 \frac{\text{Kgm}}{\text{s}} \text{ ó } 53.04 \text{ HP}$$

*La potencia máxima que se desarrollara en línea recta obtenemos mediante la siguiente fórmula:*

$$W_{m\acute{a}x} = W_m \quad (2.19.)^{[14]}$$

$$W_{m\acute{a}x} = 15.07 \text{ HP}$$

Por pérdidas pasivas se suele considerar de forma general, una pérdida máxima del orden del 15% de la suministrada por el motor, correspondiendo entre un 5% y un 10% (según vehículos) a los elementos de la transmisión que intervienen de forma constante, y un 5% a la intervención de cada tren de engranaje de la caja de cambios.[16]

Suponiendo en una situación de pérdidas pasivas del (15%) obtenemos que:

$$W_{m\acute{a}x} = 15.07 \text{ HP al } 85\%, (\text{con p\acute{e}rdidas de transmisi\acute{o}n del } 15\%)$$

$$\mathbf{W_{max} = 17.72 \text{ HP al } 100\%, (\text{sin p\acute{e}rdidas de transmision})}$$

La potencia máxima que se desarrollara en pendiente obtenemos mediante la siguiente fórmula:

$$W_{m\acute{a}x} = W_a + W_p \quad (2.20.)^{[14]}$$

$$W_{m\acute{a}x} = (1.811 + 53.04) \text{ HP}$$

$$W_{m\acute{a}x} = 54.851 \text{ HP al } 85\%, (\text{con p\acute{e}rdidas de transmisi\acute{o}n del } 15\%)$$

$$\mathbf{W_{max} = 64.53 \text{ HP al } 100\%, (\text{sin p\acute{e}rdidas de transmision})}$$

## f.2. Wp, modificado

Para nuestro vehículo con las pertinentes modificaciones tenemos que la potencia por pendiente sería:

$$R_r = 135 \text{ Kg.}$$

$$R_p = 405 \text{ Kg.}$$

$$W_p = \frac{(R_r + R_p) * V}{3.6}$$

$$W_p = \frac{(135 + 405) \text{ Kg} * 40}{3,6}$$

$$\mathbf{W_p = 6000 \frac{Kgm}{s} \acute{o} 78.94 \text{ HP}}$$

La potencia máxima que se desarrollara en línea recta obtenemos mediante la siguiente fórmula:

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

$$W_m = 22.77 \text{ HP.}$$

$$W_{m\acute{a}x} = 22.77 \text{ HP}$$

Suponiendo en una situación de pérdidas pasivas del (15%) obtenemos que:

$$W_{m\acute{a}x} = 22.77 \text{ HP al } 85\%, \text{ (con pérdidas de transmisión del } 15\%)$$

$$W_{max} = 26.78 \text{ HP al } 100\%, \text{ ( sin perdidas de transmision)}$$

La potencia máxima que se desarrollara en pendiente obtenemos mediante la siguiente fórmula:

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

$$W_{m\acute{a}x} = (3.034 + 78.94) \text{ HP}$$

$$W_{m\acute{a}x} = 81.97 \text{ HP al } 85\%, \text{ (con pérdidas de transmisión del } 15\%)$$

$$W_{max} = 96.44 \text{ HP al } 100\%, \text{ ( sin perdidas de transmision)}$$

Tabla 2. 8.

## Cálculos en carretera compacta

RECORRIDO POR CARRETERA COMPACTA A 40 Km/h		
PARÁMETROS	FORD BRONCO	"TRACTOCAMIÓN A ESCALA"
	ESTANDAR	ESTANDAR
	CÁLCULOS	CÁLCULOS
Resistencia por rodadura, Rr	Rr=90.70 Kg	Rr=135 Kg
Potencia por rodadura, Wr	Wr= 13.24 Hp	Wr= 19.72 Hp
Superficie maestra, S	S=2.2836 m <sup>2</sup>	S=3.005m <sup>2</sup>
Resistencia al aire, Ra	Ra= 12.402 Kg	Ra= 20.77 Kg
Potencia al aire, Wa	Wa= 1.811 Kg	Wa= 3.034 Kg
Resistencia por pendiente, Rp	Rp= 272.1 Kg	Rp= 405 Kg
Resistencia por inercia, Rj	Rj= 67.118	Rj= 99.9 Kg
Potencia mínima, Wm	Wm= 15.07 Hp	Wm= 22.77 Hp
Potencia por pendiente, Wp, al superar una pendiente del 15 %, o a un ángulo de inclinación de 8.53°	Wp= 53.04 Hp	Wp= 78.94 Hp
Potencia máxima en línea recta, Wmax	Wmax= 17.72 Hp	Wmax= 26.78 Hp
Potencia máxima en pendiente, Wmax, al superar una pendiente del 15 %, o a un ángulo de inclinación de 8.53°	Wmax= 64.35 Hp	Wmax= 96.44 Hp

En la Tabla 2.8., podemos apreciar la diferencia de los cálculos de las resistencias y potencias que se oponen al movimiento del vehículo estándar Ford Bronco y con el vehículo modificado tractocamión a escala, esto se debe e influye directamente por las modificaciones mecánicas y estructurales que se realizó.

Se observa que la potencia máxima ( $W_{max}$ ), que necesita desarrollar el motor es de 96.44 Hp, cuando supera una pendiente del 15 % es decir un ángulo de  $8.53^\circ$ , con el vehículo mini tractocamión puesto que se suma su PBV que es de 1750 kg y el peso de remolque de 1000 kg.

## 2.4.2. Cálculo por carretera asfaltada a 40 Km/h para

### a.1. Rr, estándar

Los siguientes datos reemplazamos en la ecuación (2.7.):

$$f = 17 \frac{Kg}{ton.}$$

$$P = 1.814 ton.$$

$$Rr = 17 \frac{Kg}{ton.} * 1.814 ton.$$

$$Rr = 30.838 Kg.$$

### a.2. Rr, modificado

Para nuestro vehículo con sus respectivas modificaciones tenemos que:

$$f = 17 \frac{Kg}{ton.}$$

$$P = 2.700 ton.$$

$$Rr = 17 \frac{Kg}{ton.} * 2.7 ton.$$

$$Rr = 45.9 Kg.$$



### a.3. $W_r$ , estándar

Reemplazamos los respectivos valores en la ecuación 2.8.:

$$W_r = \frac{R_r * V}{75 * 3.6}$$

$$W_r = \frac{30.838 \text{ Kg} * 40}{75 * 3.6} = 4.568 \text{ Cv} \text{ ó } 4.505 \text{ Hp}$$

### a.4. $W_r$ , modificado

Y para nuestro vehículo modificado sería:

$$W_r = \frac{R_r * V}{75 * 3.6}$$

$$W_r = \frac{45.9 \text{ Kg} * 40}{75 * 3.6} = 6.8 \text{ Cv} \text{ ó } 6.70 \text{ Hp}$$

### b.1. $R_a$ , estándar

Reemplazamos los respectivos valores, tomando en cuenta la velocidad de 40 Km/h (11.11 m/s):

$$K = 0.044 \frac{\text{Kg} * s^2}{m^4}$$

$$S = 2.2836 \text{ m}^2$$

$$R_a = 0.063 \frac{\text{Kg} * s^2}{m^4} \times 2.47086 \text{ m}^2 \times \left(11.11 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2$$

$$R_a = 12.402 \text{ Kg}$$

### b.2. Ra, modificado

Para nuestro vehículo con las modificaciones realizadas tenemos una resistencia al aire de:

$$K = 0.056 \frac{\text{Kg} * s^2}{m^4}$$

$$S = 3.005 m^2$$

$$Ra = 0.056 \frac{\text{Kg} * s^2}{m^4} \times 3.005 m^2 \times \left(11.11 \frac{m}{s}\right)^2$$

$$Ra = 20.77 Kg$$

### b.3. Wa, estándar

Reemplazamos los respectivos valores en la Ecuación 2.12.

$$W_a = \frac{R_a * V}{75 * 3.6}$$

$$W_a = 1.811 Hp$$

### b.4. Wa, modificado

Y para nuestro vehículo con sus respectivas modificaciones la potencia sería:

$$W_a = 3.034 H.P$$

### c.1. Rp, estándar

Remplazamos los respectivos valores en la Ecuación 2.13.

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

$$R_p = 1.814t * \frac{15}{100} * \frac{1000Kg}{1t}$$

$$R_p = 272.1 Kg$$

**c.2. Rp, modificado**

Para nuestro vehículo modificado tenemos una resistencia por pendiente:

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

$$R_p = 2.7 \text{ ton} * \frac{15}{100} * \frac{1000\text{Kg}}{1\text{ton}}$$

$$\mathbf{R_p = 405 Kg}$$

**d.1. Rj, estándar**

$$R_j = 100 * P * j$$

$$R_j = 100 * 1,814 \text{ ton.} * 0,37 \text{ m/s}^2 \text{ [Kg]}$$

$$\mathbf{R_j = 67.118 [Kg.]}$$

**d.2. Rj, modificado**

Para nuestro vehículo modificado tenemos que:

$$R_j = 100 * 2.7 \text{ ton.} * 0,37 \text{ m/s}^2 \text{ [Kg]}$$

$$\mathbf{R_j = 99.9 [Kg.]}$$

**e. Potencia mínima que se necesitará para transitar por carretera asfaltada a 40 Km/h**

Reemplazamos los respectivos valores en la Ecuación 2.16.

**e.1.  $W_m$ , estándar**

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

$$W_m = (30.838 + 12.402)Kg * 11.11 \frac{m}{s}$$

$$W_m = 480.396 Kg \frac{m}{s} ; 6.32 HP$$

**e.2.  $W_m$ , modificado**

Para nuestro vehículo con las modificaciones realizadas la potencia mínima requerida sería:

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

$$W_m = (45.9 + 20.77)Kg * 11.11 \frac{m}{s}$$

$$W_m = 740.70 Kg \frac{m}{s} ; 9.74 H.P$$

**f. Potencia por pendiente,  $W_p$  cuando supera el 15% a 40 Km/h en carretera asfaltada.**

Remplazamos los respectivos valores en la Ecuación 2.18.

**f.1.  $W_p$ , estándar**

$$W_p = \frac{(R_r + R_p) * V}{3.6}$$

$$W_p = \frac{(30.838 + 272.1)Kg * 40}{3.6}$$

$$W_p = 3365.97 \frac{Kgm}{s} \text{ ó } 44.28 HP$$

La potencia máxima que se desarrollara en línea recta obtenemos de la Ecuación 2.19.:

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

$$W_{m\acute{a}x} = 6.32 \text{ HP}$$

Suponiendo en una situación de pérdidas pasivas del (15%) obtenemos que:

$$W_{m\acute{a}x} = 6.32 \text{HP al } 85\%, \text{ (con pérdidas de transmisión del } 15\%)$$

$$W_{max} = 7.435 \text{ HP al } 100\% \text{ ( sin pérdidas de transmisión)}$$

La potencia máxima que se desarrollara en pendiente obtendremos de la Ecuación 2.20.:

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

$$W_{m\acute{a}x} = (1.811 + 44.28) \text{ HP}$$

Suponiendo en una situación más desfavorable (15%) obtenemos que:

$$W_{m\acute{a}x} = 46.100 \text{ HP al } 85\%, \text{ (con pérdidas de transmisión del } 15\%)$$

$$W_{max} = 54.23 \text{ HP al } 100\%, \text{ ( sin pérdidas de transmisión)}$$

## f.2. $W_p$ , modificado

Para nuestro vehículo con las respectivas modificaciones tenemos que la potencia por pendiente sería:

$$W_p = \frac{(R_r + R_p) * V}{3.6}$$

$$W_p = \frac{(45.9 + 405) \text{Kg} * 40}{3.6}$$

$$W_p = 5010 \frac{\text{Kgm}}{\text{s}} \text{ ó } 65.92 \text{ HP}$$

La potencia máxima que se desarrollara en línea recta obtenemos mediante la siguiente fórmula:

$$W_m = 9.74 \text{ H. P}$$

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

$$W_{m\acute{a}x} = \mathbf{9.74 \text{ HP}}$$

Suponiendo en una situación de pérdidas pasivas del (15%) obtenemos que:

$$W_{m\acute{a}x} = 9.74 \text{ HP al } 85\%, (\text{con pérdidas de transmisión del } 15\%)$$

$$W_{max} = 11.45 \text{ HP al } 100\%, (\text{sin pérdidas de transmisión})$$

La potencia máxima que se desarrollara en pendiente obtenemos mediante la siguiente fórmula:

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

$$W_{m\acute{a}x} = (3.034 + 65.92) \text{ HP}$$

$$W_{m\acute{a}x} = 68.95 \text{ HP al } 85\%, (\text{con pérdidas de transmisión del } 15\%)$$

$$W_{max} = 81.12 \text{ HP al } 100\%, (\text{sin pérdidas de transmisión})$$

Tabla 2. 9.

## Cálculos en carretera asfaltada

RECORRIDO POR CARRETERA ASFALTADA A 40 Km/h		
PARÁMETROS	FORD BRONCO	"TRACTOCAMIÓN A ESCALA"
	ESTANDAR	ESTANDAR
	CÁLCULOS	CÁLCULOS
Resistencia por rodadura, Rr	Rr=30.838 Kg	Rr= 45.9 Kg
Potencia por rodadura, Wr	Wr= 4.505 Hp	Wr= 6.70 Hp
Superficie maestra, S	S=2.2836 m <sup>2</sup>	S=3.005m <sup>2</sup>
Resistencia al aire, Ra	Ra= 12.402 Kg	Ra= 20.77 Kg
Potencia al aire, Wa	Wa= 1.811 Kg	Wa= 3.034 Kg
Resistencia por pendiente, Rp	Rp= 272.1 Kg	Rp= 405 Kg
Resistencia por inercia, Rj	Rj= 67.118	Rj= 99.9 Kg
Potencia mínima, Wm	Wm= 6.32 Hp	Wm= 9.74 Hp
Potencia por pendiente, Wp, al superar una pendiente del 15 %, o a un ángulo de inclinación de 8.53°	Wp= 44.28 Hp	Wp= 65.92 Hp
Potencia máxima en línea recta, Wmax	Wmax= 7.435 Hp	Wmax= 11.45 Hp
Potencia máxima en pendiente, Wmax, al superar una pendiente del 15 %, o a un ángulo de inclinación de 8.53°	Wmax= 54.22 Hp	Wmax= 81.12 Hp

De igual manera se aprecia la diferencia resistencias y potencias que se oponen al movimiento del vehículo por las mismas modificaciones antes mencionadas.

Se observa que la diferencia de los resultados de la tabla con la presente se debe al cambio de análisis que se realizó, esto es por tipo de suelo con que se trabajó, por los coeficientes a la rodadura ya que en el tipo de terreno asfaltado su valor es menor al de tierra compacta.

El valor de la potencia máxima ( $W_{max}$ ) en tierra compacta es mayor a la de tierra asfaltada, lo que nos indica que en el tipo de terreno compacto o arenoso se va a necesitar una mayor potencia para su avance en este tipo de suelo.

En las Tabla 2.8., y 2.9., se resume los diferentes parámetros calculados tanto del vehículo estándar, como del vehículo modificado "Tractocamiòn a escala" los cuales sirven de mucha ayuda para para la consideración de la selección de los componentes mecánicos; basándonos en los análisis de las resistencias que se oponen al movimiento del vehículo, análisis de terreno, velocidades mínimas y máximas de esta forma podemos demostrar que el motor Ford Bronco de 6 cilindros desarrolla una potencia máxima suficiente para satisfacer los requerimientos establecidos en la transportación de carga y arrastre, de modo que se pueden establecer los elementos que integrarán en el vehículo y su tren motriz.



## 2.5. CÁLCULO DE LA RELACIÓN DEL GRUPO Y PAR TRANSMITIDO.

Categoría de velocidad: Considerando que el índice de velocidad del neumático es ( $H = 210 \text{ Km / h}$ ). [17]

$$V = 90 \frac{\text{Km}}{\text{h}} = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Usamos una velocidad de 90 km/h ya que es la máxima velocidad permitida en la mayor parte de carreteras del país.

Existen varios métodos para calcular el radio de una rueda ya que esta puede estar sometida a una carga y viceversa.

- Radio estático
- Radio estático con carga
- Radio dinámico con carga

El radio dinámico de la rueda es el apropiado en este caso siendo este la distancia del centro del eje a la superficie de contacto del neumático (el suelo) y se lo calcula con la siguiente relación:

$r_D = 2 \text{ al } 3 \% \text{ del } r_C, \text{ a } 60 - 70 \text{ km/h.}$

$r_D = 3 \text{ al } 4 \% \text{ del } r_C, \text{ a } 100 \text{ km/h.}$

Dónde:

$r_D$ : radio dinámico de la rueda

$r_C$ : radio bajo carga

$r_D = 0.3442 \text{ m.}$

$$r_D = 2.5\% \times 0.3442 \text{ m.}$$

Desarrollo de la banda de rodadura del neumático

$$l = 2\pi R \quad (2.21.)^{[10]}$$

$$l = 2\pi(0.3442m) = 2.16 m.$$

Número máximo de vueltas del motor:

$$n_1 = 4600 \text{ rpm} = 76.6 \text{ rps}$$

Las revoluciones del neumático obtenemos mediante la siguiente formula:

$$n_2 = \frac{V}{l} \quad (2.22.)^{[14]}$$

$$n_2 = \frac{25 \frac{m}{s}}{2.16 m}$$

$$n_2 = 11.55 \text{ rps.}$$

La relación del grupo viene definida por  $\frac{n_2}{n_1} = \frac{22.11}{66.6} = 0.33$

Relación que se puede obtener aproximadamente con un par de engranajes de 19 dientes en piñón y 31 en corona.

El par transmitido a la salida de la corona será, si  $M_1$  es el de entrada: [18]

$$19M_2 = 31M_1 \quad (2.23.)^{[18]}$$

$$M_2 = 3.962 M_1$$

## 2.6. DIAGRAMA DE VELOCIDADES

A continuación se presenta los 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 que dos piñones al engranar tienen la misma velocidad tangencial, y por tanto el esfuerzo es el mismo en ambos; por lo que tenemos la siguiente expresión: [19]

$$\frac{W_1}{W_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} \quad (2.24.)^{[19]}$$

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:

$$\frac{N_1}{N_2} = 1, \text{ siendo } N_1 = N_2 ; \text{ por tanto } W_1 = W_2 \quad (2.25.)^{[20]}$$

Lo que demuestra que la potencia que entra es igual a la que sale.[20]

### b. Determinación de la caja de cambios

Como primer cálculo se obtiene las velocidades correspondientes para cada una de las reducciones mediante la siguiente fórmula, [21]:

---

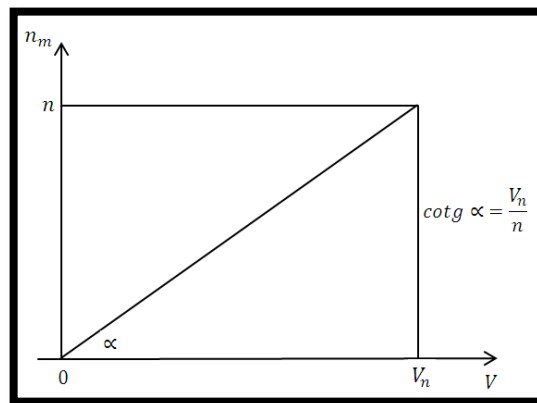
19 (Cesar Sanchez Serna, 2006)

20 (Cascajosa, 2006)

21 (Cesar Sanchez Serna, 2006)

$$\cot g = \frac{V_n}{n} \quad (2.26.)^{[21]}$$

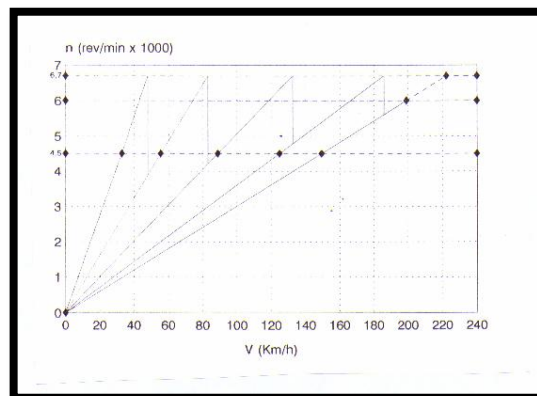
Encontramos cada una de las tangentes existentes de las rectas que pasan por el origen del sistema de coordenadas, de tal manera que se realice un gráfico como se indica en la Figura 2.13.



**Figura 2. 13. Diagrama de velocidad.**

Fuente: (Cesar Sanchez Serna, 2006)

En la Figura 2.14., se presenta la ubicación de todas las rectas correspondientes a cada una de las velocidades se obtiene lo que se denomina un diagrama de velocidades.



**Figura 2. 14. Diagrama de velocidades a diferentes regímenes de n y V.**

Fuente: (Cesar Sanchez Serna, 2006).

### c. Velocidad máxima y mínima.

A continuación se detalla las especificaciones actuales del vehículo Ford Bronco para obtener las velocidades.

**Tabla 2. 10.**

#### **Especificaciones del vehículo del proyecto**

<b>Potencia máxima</b>	116.59 CV ó 115 hp @ 4600rpm
<b>Par máximo</b>	20,74 Kg.m ó 150 lbf.ft @2600 rpm
<b>Peso</b>	1750Kg
<b>Peso del vehículo Fespe</b>	350 kg
<b>Plataforma</b>	600 kg
<b>Sumatoria de los pesos</b>	2700 kg
<b>Primera</b>	3.962: 1
<b>Segunda</b>	2.077: 1
<b>Tercera</b>	1.390: 1
<b>Cuarta</b>	1: 1
<b>Reversa</b>	3,389: 1
<b>Díámetro de rueda</b>	0,688 m
<b>Reducción del diferencial</b>	3.455: 1
<b>Coeficiente de rodadura</b>	0,02
<b>Coeficiente de resistencia de aire</b>	0,015
<b>Rendimiento de la transmisión</b>	0,85

**Fuente:** (automobile-catalog.com, s.f.)<sup>[22]</sup>

<sup>22</sup> (automobile-catalog.com, s.f.)

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

$$V = 0.1885 * D * n_m * r_{cmin} * r_d \quad (2.27.)^{[23]}$$

Dónde:

0.1885: constante de la formula

V: Velocidades, [km. /h]

D: Diámetro de rueda, [m]

$n_m$ : Máx. Revoluciones, [rpm.]

$r_{c\ min.}$ : Relaciones de cada marcha

$r_d$ = Reducción en el diferencial

De acuerdo a estudios de la transmisión de un vehículo, se puede determinar las velocidades máximas y las pendientes superables en cada marcha de acuerdo a los parámetros establecidos, las ecuaciones presentes en este subcapítulo se los ha tomado de, estudio de la transmisión de un vehículo automóvil. [23]

$$V_1 = 0.1885 * (0,688) * (4600) * \left(\frac{1}{3.962}\right) * \left(\frac{1}{3.455}\right) = 43.58 \frac{Km}{h}$$

$$V_2 = 0.1885 * (0,688) * (4600) * \left(\frac{1}{2.077}\right) * \left(\frac{1}{3.455}\right) = 83.13 \frac{Km}{h}$$

$$V_3 = 0.1885 * (0,688) * (4600) * \left(\frac{1}{1.390}\right) * \left(\frac{1}{3.455}\right) = 124.22 \frac{Km}{h}$$

$$V_4 = 0.1885 * (0,688) * (4600) * \left(\frac{1}{1.000}\right) * \left(\frac{1}{3.455}\right) = 172.66 \frac{Km}{h}$$

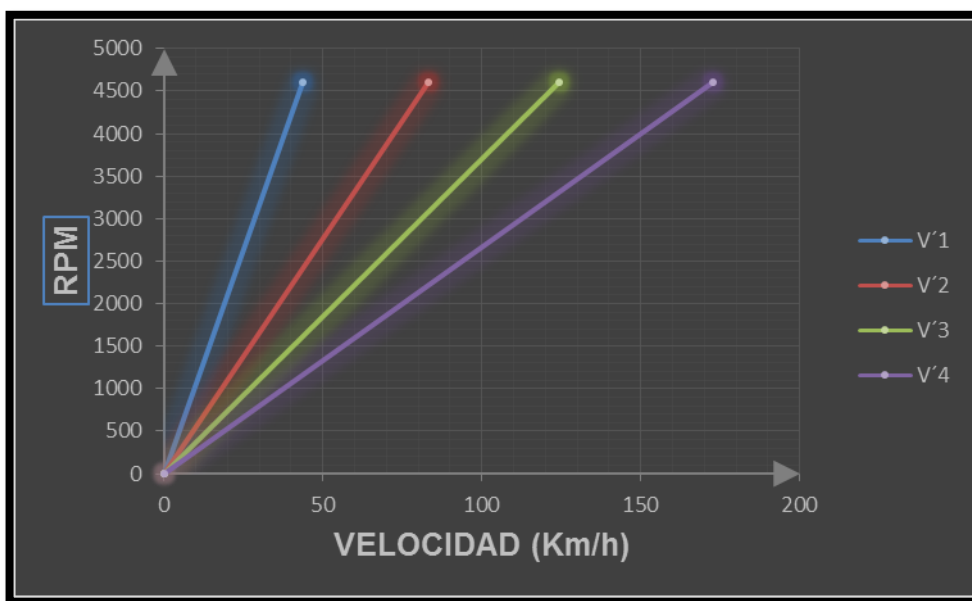
En la Tabla 2.9., presenta los resultados de los cálculos realizados de cada velocidad con cada reducción y la potencia máxima del motor.

**Tabla 2. 11.**

**Velocidades del vehículo a su P<sub>máx</sub>**

No. De velocidad	Velocidad a P <sub>máx</sub>
V1	43.58 Km/h
V2	83.13 Km/h
V3	124.22 Km/h
V4	172.66 Km/h

En la Figura 2.15., presenta el diagrama de velocidades según los datos de la Tabla 2.9.



**Figura 2. 15. Diagrama de velocidades**

Con los resultados obtenidos tenemos que la velocidad máxima del vehículo tractocamión a escala cuando desarrolla su potencia máxima es de 172.66 Km/h, la misma que se puede apreciar que se trabaja en la cuarta marcha.

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

$$V'_n = V_n * \frac{\text{Par máx}}{\text{Potencia Máx}} \quad (2.28.)^{[23]}$$

$$V'_1 = 43.58 * \frac{2600 \text{ rpm}}{4600 \text{ rpm}} = 24.63 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

$$V'_2 = 83.13 * \frac{2600 \text{ rpm}}{4600 \text{ rpm}} = 46.98 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

$$V'_3 = 124.22 * \frac{2600 \text{ rpm}}{4600 \text{ rpm}} = 70.21 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

$$V'_4 = 172.66 * \frac{2600 \text{ rpm}}{4600 \text{ rpm}} = 97.59 \frac{\text{Km}}{\text{h}}$$

En la Tabla 2.10., presenta los resultados de los cálculos realizados de cada velocidad todas sus reducciones con su Par máximo.

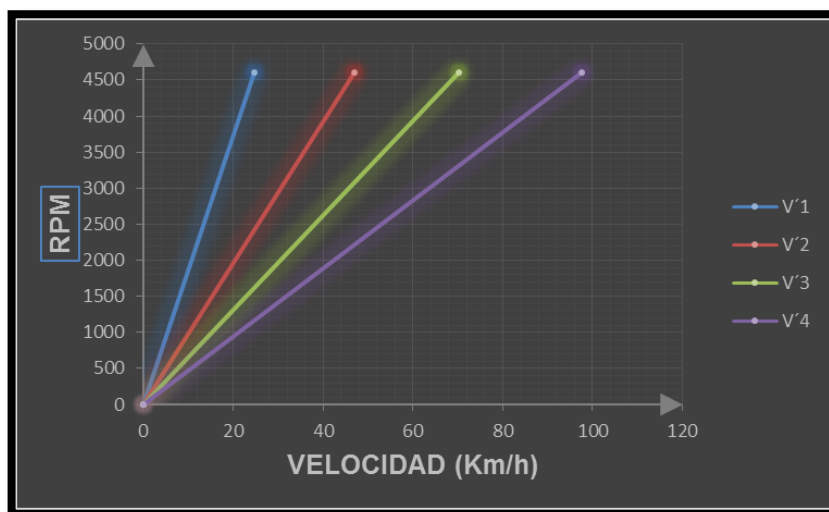
**Tabla 2. 12.**

**Velocidades del vehículo a su Par máx.**

No. De velocidad	Velocidad a Pmáx
<b>V1</b>	24.63 Km/h
<b>V2</b>	46.98 Km/h
<b>V3</b>	70.21 Km/h
<b>V4</b>	97.59 Km/h



En la Figura 2.16., presenta el diagrama de velocidades según los datos de la Tabla 2.10.



**Figura 2. 16. Diagrama de velocidades considerando el par máximo**

Con los resultados obtenidos tenemos que la velocidad máxima del vehículo tractocamión a escala cuando desarrolla su par máximo es de 97.59 Km/h, de modo que se aprecia las diferencias de velocidades desarrollados a potencia y par máximo.

Los cálculos realizados de las velocidades en cada marcha a potencia y par máxima por el motor, ya que dentro de este régimen es donde se obtiene la mayor fuerza de impulsión de las ruedas, las velocidades están relacionadas directamente con el diámetro de la rueda, relaciones de cada marcha y la reducción del diferencial.

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

$$i = \frac{270 * \rho * N}{Q * V} - \mu_r \quad (2.29.)^{[23]}$$

Dónde:

$i$  = Pendiente superable en velocidad máxima [%]

270: contante de la ecuación

$\rho$  = rendimiento de la transmisión

$N$  = Potencia del motor [C.V]

$Q$  = Peso de vehículo [Kg]

$V$  = Velocidad del vehículo

$\mu_r$  = Coeficiente a la rodadura

$$i_1 = \frac{270 * 0,85 * 116,59}{2700 * 43,58} - 0,02 = 0,207 = 11,71^\circ = 20,74\%$$

$$i_2 = \frac{270 * 0,85 * 116,59}{2700 * 83,13} - 0,02 = 0,099 = 5,66^\circ = 9,92\%$$

$$i_3 = \frac{270 * 0,85 * 116,59}{2700 * 124,22} - 0,02 = 0,059 = 3,42^\circ = 5,97\%$$

$$i_4 = \frac{270 * 0,85 * 116,59}{2700 * 172,66} - 0,02 = 0,037 = 2,14^\circ = 3,7\%$$

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

$$i' = \frac{0,377 * (\rho * n * M_n)}{Q * V} - \mu_r \quad (2.30.)^{[23]}$$

$i'$  = Pendiente superable en su par máximo [%]

$\rho$  = Rendimiento de la transmisión

$n$  = Rpm en su par máximo

$M_n$  = Par máximo [C.V]

$Q$  = Peso del vehículo [Kg]

$V$  = Velocidad del vehículo [Km/h]

$\mu_r$  = Coeficiente a la rodadura

$$i_1' = \frac{0,377 * (0,85 * 2600 * 20.74)}{2700 * 24.63} - 0,02 = 0,23 = 13.48^\circ = 23.98\%$$

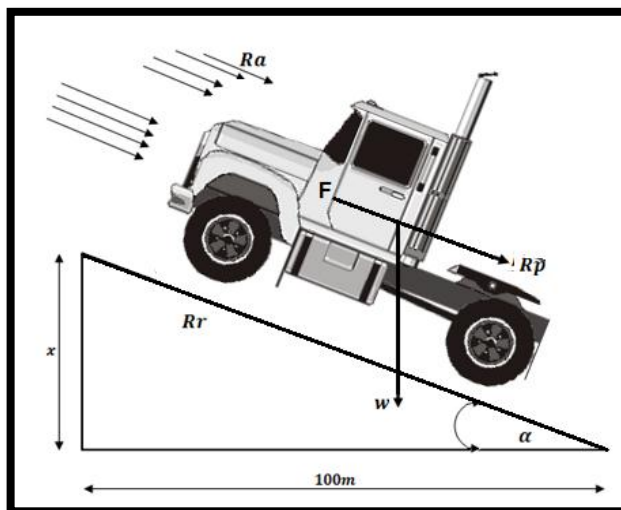
$$i_2' = \frac{0,377 * (0,85 * 2600 * 20.74)}{2700 * 46.98} - 0,02 = 0,116 = 6.62^\circ = 11.62\%$$

$$i_3' = \frac{0,377 * (0,85 * 2600 * 20.74)}{2700 * 70.21} - 0,02 = 0,071 = 4.07^\circ = 7.1\%$$

$$i_4' = \frac{0,377 * (0,85 * 2600 * 20.74)}{2700 * 97.59} - 0,02 = 0,045 = 2.60^\circ = 4.55\%$$

**d. Ángulo de inclinación máximo después de una parada en una pendiente**

En la Figura 2.17., se muestran las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo, estas son: resistencia debida a la rodadura, por pendiente, al aire y mínimas las cuales son debida a la inercia y rozamientos mecánicos.



**Figura 2. 17. Fuerzas de resistencias que se oponen al movimiento**

Como tenemos entendido, al momento de arrancar de una parada siempre se aplica la marcha con mayor torque, en este caso es la primera marcha con la cual ya se calculó la velocidad necesaria considerando el par y potencia máxima del motor.

En este subcapítulo se obtendrá el ángulo máximo de inclinación que el vehículo podrá arrancar después de una parada en una pendiente en un tipo de terreno asfaltado, para este caso se asumirá la velocidad calculada en primera marcha a 1000 rpm

Las ecuaciones presentes para los diferentes cálculos se los ha tomado de (Cascajosa, 2006)

**d.1.  $R_r$ , modificado**

Los siguientes datos reemplazo en la Ecuación 2.7.:

$$f = 17 \frac{Kg.}{ton.}$$

$$P = 2.700 ton.$$

$$Rr = 17 \frac{Kg}{ton.} * 2.7 ton.$$

$$Rr = 45.9 [Kgf.] \text{ ó } 449.82 [N.]$$

**d.2.  $R_a$ , modificado**

Reemplazamos los respectivos valores en la Ecuación 2.9.:

$$K = 0.056 \frac{Kg * s^2}{m^4}$$

$$S = 3.005 m^2$$

$$V'_1 = 24.63 \frac{Km}{h}$$

$$V'_1 = 6.84 \frac{m}{s}$$

$$Ra = 0.056 \frac{Kg * s^2}{m^4} * 3.005 m^2 * (6.84 \frac{m}{s})^2$$

$$Ra = 7.87 [Kgf] \text{ ó } 77.155 [N]$$

**d.3.  $R_p$ , modificado**

Reemplazamos los respectivos valores en la Ecuación 2.12.:

$$R_p = 2.700 ton. * \frac{x}{100} * \frac{1000Kg}{1t}$$

$$R_p = 27 * x [Kgf] \text{ ó } 264.6 * x [N]$$

$$R_p = 264.6 * x [N.]$$

### e. Valor de la fuerza aplicada por el vehículo

Esta fuerza será la aplicada para poder mover el vehículo, es decir la que vencerá a todas las fuerzas que se oponen al movimiento del mismo según la Ecuación 2.31.

$$\sum Fx = 0$$

$$F = R_r + R_a + R_p + R_i \quad (2.31.)^{[23]}$$

Para conocer esta fuerza tractora se partirá de la siguiente fórmula, según Aparicio, Vera, y Díaz, de la teoría de los vehículos automóviles

$$F_t = \frac{M_n * \varepsilon_1 * \varepsilon_{diferencial*n}}{r_c} \quad (2.32.)^{[23]}$$

Dónde:

$M_n$ : Par motor @1000 rpm.

$\varepsilon_1$  y  $\varepsilon_{dif}$ : Relación de la primera marcha y diferencial

$n$ : Rendimiento de la transmisión

$r_c$ : Radio bajo la carga

El par que otorgara el automóvil a 1000 rpm es de 75 N.m ó 7.647 Kgf.m, el cual será remplazado en la Ecuación 2.32.

$$F_t = \frac{7.647 \text{ Kgf.m.} \times 3.962 \times 3.455 \times 0.85}{0.34 \text{ m.}}$$

$$F_t = 261.693 \text{ Kgf.}$$

$$F_t = 2885.6 \text{ N.}$$

Reemplazamos en la Ecuación 2.31.

$$2885.6 \text{ N} = 449.82 + 77.155 + 264.6 * x + 0$$

$$x = 8.93 \text{ m.}$$

Si analizamos la Figura 2.19., ya conocemos el valor de la vertical de la pendiente, por lo que podemos aplicar una función trigonométrica para hallar el ángulo de inclinación de la pendiente:

$$\tan(\alpha) = \frac{8.93}{100} = 0.089 \quad (2.33.)^{[23]}$$

$$\therefore \alpha = 5.09^\circ$$

**Tabla 2. 13.**

**Resultados obtenidos del vehículo modificado**

DIAGRAMA DE VELOCIDADES		
Velocidad máxima del vehículo en todas sus reducciones, $V$	$V_1=43.58$ Km/h	$V_2=83.13$ Km/h
	$V_3= 124= 22$ Km/h	$V_4= 172.66$ Km/h
Velocidad en todas sus reducciones, cuando el motor funciona con su par máximo, $V'_n$	$V'_1= 24.63$ Km/h	$V'_2= 46.98$ Km/h
	$V'_3= 70.21$ Km/h	$V'_4= 97.59$ Km/h
Pendiente superable con cada velocidad máxima del vehículo, $i_n$	$i_1= 16.90^\circ = 30.40\%$	$i_2=8.53^\circ = 15.00\%$
	$i_3=5.35^\circ = 9.30\%$	$i_4=3.54^\circ = 6.10\%$
Pendiente cuando el motor funciona con su par máximo, $i'_n$	$i'_1= 19.32^\circ = 35.0\%$	$i'_2= 8.89^\circ = 17.40\%$
	$i'_3= 6.27^\circ = 11.00\%$	$i'_4= 4.20^\circ = 7.64\%$
<b>ÁNGULO DE INCLINACIÓN MÁXIMO DESPUÉS DE UNA PARADA EN UNA PENDIENTE</b>		
Fuerza Aplicada por el Vehículo	$F_t = 2885.6$ N.	
Ángulo de inclinación de la pendiente	$\alpha = 5.09^\circ$	

En la Tabla 2.13., presentamos los cálculos realizados de las diferentes velocidades en todas sus reducciones y par máximo, como también las pendientes superables a cada velocidad calculada y por último el ángulo de inclinación máximo superable después de una parada.

## CAPÍTULO III

### 3.1. REPARACIÓN DEL CONJUNTO MOTOR MEDIANTE PROCESOS TECNOLÓGICOS

El proceso de rectificado es una técnica de mecanizado semejante al realizado por fresadoras y tornos en las cuales se reemplazan las cuchillas o fresas por muelas abrasivas, que obtienen un terminado superficial más fino y una medida final más exacta.

La determinación de rectificar una pieza depende de los siguientes factores:

- Que el fabricante permita el rectificado de la pieza en cuestión. Si el fabricante lo permite, se debe tener en cuenta hasta qué punto se puede operar y si está dentro de las tolerancias permitidas sobre el fabricante.
- Considerar el precio que implica el trabajo del rectificado, si es superior a un repuesto nuevo.

El rectificado es aconsejable realizarlo en elementos donde el coste del recambio es cuantioso, como por ejemplo: bloque motor, cigüeñal, culata.

Es necesario conocer las especificaciones originales del motor como se presenta en la Tabla 3.1., para realizar el proceso de rectificado de los elementos del conjunto motor.



**Tabla 3. 1.****Especificaciones de motor**

	<b>Marca</b>	<b>Ford</b>
Identificación	Cilindrada	V6
	Motor	2.8 - Z
	Año	1974 - 79
	Diámetro de pistón (mm.)	92.99
	Diámetro de pistón (pulg.)	3.661
	Carrera de pistón (mm.)	68.81
	Carrera de pistón (pulg.)	2.709
Bancada	Sobremedida	Std. 10 - 20 - 30
	Medida estándar del eje	2.2433 / 2.2441
	Diámetro del alojamiento del cojinete de bancada	2.3866 / 2.3874
	Holgura para la luz de aceite	0.0005 / 0.0027
	Espesor máximo de la pared del cojinete	0.0710
	Longitud total del cojinete	(1 - 2 - 4) 0.850 (3) 1.035
	Bielas	Sobremedida
Medida estándar del eje		2.1252 / 2.2378
Diámetro del alojamiento del cojinete de biela		2.2370 / 2.2378
Holgura de aceite		0.0012 / 0.0026
Espesor máximo de la pared del cojinete		0.0552
Longitud total del cojinete		0.629

Fuente: Diesel, 1. M. (s.f.). *Rectificadoras - Catálogo*. Ediciones America.

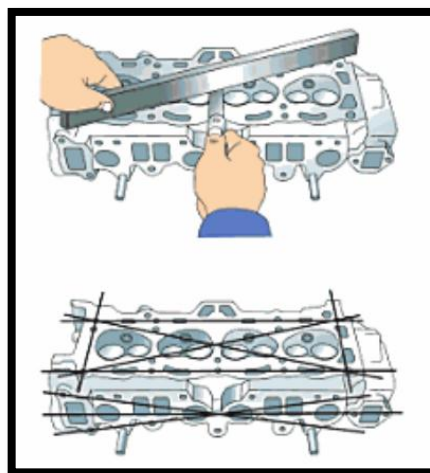
### 3.1.1. Cabezote

La comprobación del cabezote o culata, se debe realizar lo siguiente:

- Controlar que el estado de las roscas sea bueno, así como de los espárragos, tornillos o pernos.
- Comprobar la planitud de la junta del cabezote.

En la Figura 3.1., se muestra la verificación de la planicie de la superficie la cual requiere del uso de una regla de planitud y un juego de galgas de espesores.

Las mediciones se realizaran de forma longitudinal, transversal y también diagonal. Es importante verificar los planos en donde se apoyan los colectores tanto de admisión como de escape con el fin de que no sobrepasen una deformación máxima de 0.1 milímetros.

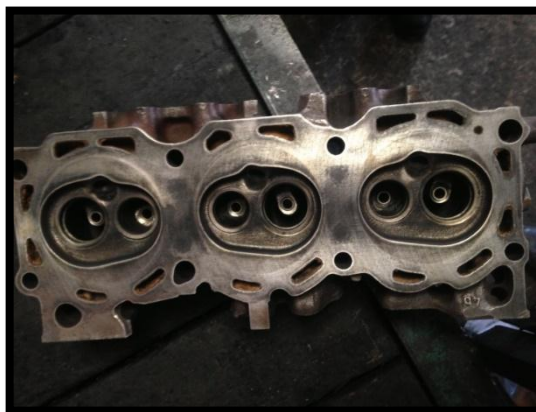


**Figura 3.1. Comprobación de planitud**

Fuente: (Acebes, 2007)

### a. Procedimiento

En el caso de nuestro motor, el cabezote cuenta con una deformación inferior a los 0.05 milímetros de tolerancia como se presenta en la Figura 3.2., de esta manera podemos asegurar que el trabajo de rectificado es innecesario, basta con un cepillado de limpieza sin abrasión.

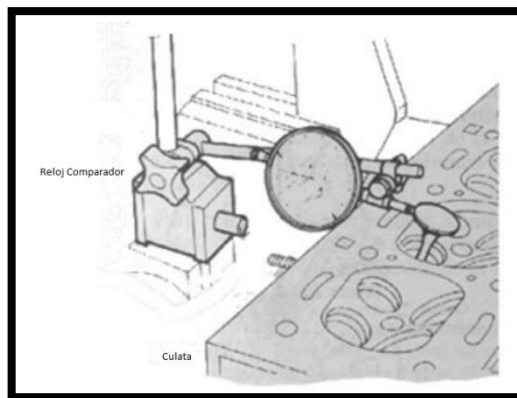


**Figura 3. 2. Planitud del cabezote**

### 3.1.2. Válvulas, asientos y muelles

#### a. Válvulas

Los desgastes entre el vástago de la válvula y su guía, así como las posibles deformaciones se comprueban por medio de un reloj comparador, cuyo palpador se pone en contacto con la periferia de la cabeza de la válvula, estando la misma montada en su alojamiento, tal como se muestra en la Figura 3.3.



**Figura 3.3. Comprobación de las válvulas**

Fuente: <http://www.fergon.com.co/PDF/rectificado-motores.pdf>

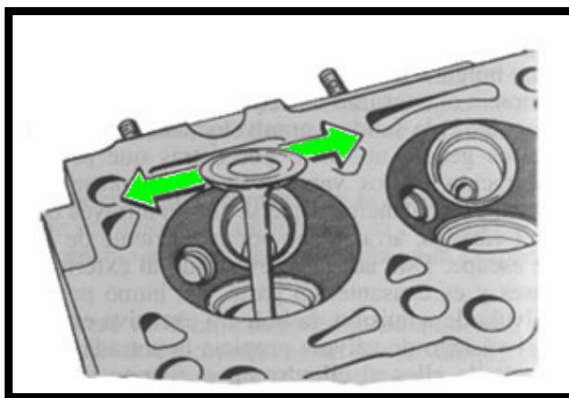
En la Figura 3.4. Se comprueba la holgura entre el vástago y su guía moviendo la válvula lateralmente.

La diferencia de las lecturas obtenidas en ambas posiciones determina el huelgo existente, que en ningún caso debe de sobrepasar los 0,15 mm. Si el huelgo es excesivo, se sustituirá la guía volviendo a realizar la verificación.

La tolerancia de montaje entre guía y válvula es de 0,02 a 0,06 mm. En caso de sobrepasarla con la nueva guía, se sustituirá también la válvula.

### **a.1. Procedimiento**

Se comprobó el huelgo de la cola de las válvulas en la guías, siendo superior a 0.12 milímetros en el caso de válvulas de admisión y 0.15 milímetros en el caso de las válvulas de escape, por lo tanto se cambió las guías de válvulas.



**Figura 3. 4. Comprobación de la holgura entre válvula y guía**

Fuente: <http://www.fergon.com.co/PDF/rectificado-motores.pdf>

**Tabla 3. 2.**

**Medición de holgura de válvulas**

Holgura en la cola válvula 1 = > 0.08 milímetros

Holgura en la cola válvula 2 = > 0.06 milímetros

Holgura en la cola válvula 3 = > 0.08 milímetros

Holgura en la cola válvula 4 = > 0.07 milímetros

Holgura en la cola válvula 5 = > 0.09 milímetros

Holgura en la cola válvula 6 = > 0.05 milímetros

**Tabla 3. 3.**

**Huelgo entre cola y guía de válvula establecida en mm**

Diámetro nominal de la cola	Válvula de admisión	Válvula de escape
8 mm	0.045 – 0.090	0.05 – 0.10
8.7 mm	0.045 – 0.090	0.05 – 0.10
9.5 mm	0.045 – 0.090	0.05 – 0.10

Dada la medición de holguras de se sustituyeron todas las válvulas como se muestra en la Figura 3.5.

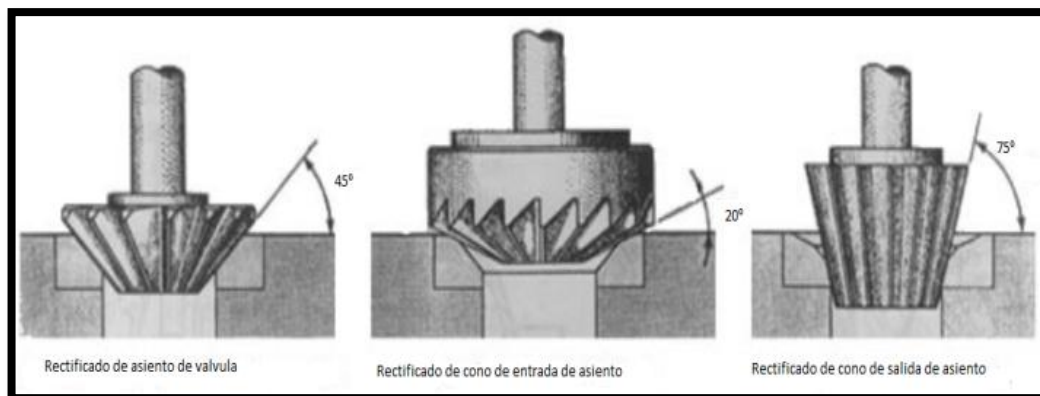


**Figura 3. 5. : Montaje de las válvulas**

### **b. Asientos**

La operación de rectificado de los asientos de válvula se efectúa utilizando fresas o muelas abrasivas adecuadas, cuyo ángulo de inclinación coincida con el asiento (generalmente de  $45^\circ$ ), y consiste en quitar material del asiento hasta dejarlo completamente liso, de modo que la válvula acople correctamente con él.

Finalizada la operación de rectificado, la anchura del asiento queda aumentada y es necesaria reducirla hasta un valor conveniente (generalmente de 1,2 a 2mm), para lo cual en la Figura 3.6., presenta la utilización de fresas de  $45^\circ$ ,  $20^\circ$  y  $75^\circ$  respectivamente.

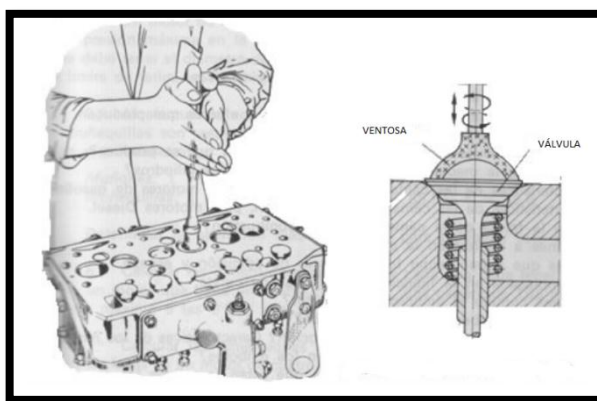


**Figura 3. 6. Rectificado de asiento de válvula**

Fuente: <http://www.fergon.com.co/PDF/rectificado-motores.pdf>

### b.1. Asentamiento

Es necesario el esmerilado o asentamiento con el fin de conseguir un mejor acoplamiento entre válvulas y sus asientos, mejorando la estanqueidad en el cierre. En la Figura 3.7. Muestra la operación de esmerilado, que consiste en un movimiento alternativo de rotación acompañado de levantamientos sistemáticos de la válvula contra su asiento, interponiendo entre ambas una pasta de esmeril de grano sumamente fino.



**Figura 3. 7. Esmerilado manual de válvulas**

Fuente: <http://www.fergon.com.co/PDF/rectificado-motores.pdf>

### c. Muelles de válvulas

La verificación del muelle se realiza colocando el elemento sobre una superficie lisa y junto a una escuadra, se gira el mismo observando que la oscilación no supere una longitud de 1.5 milímetros en la primera espira. Una vez verificado los muelles y los mismos estando en buen estado, se procede a ensamblar como se observa en la figura 3.8.



**Figura 3. 8. Disposicion de los resortes de válvulas**

### **3.1.3. Bloque motor**

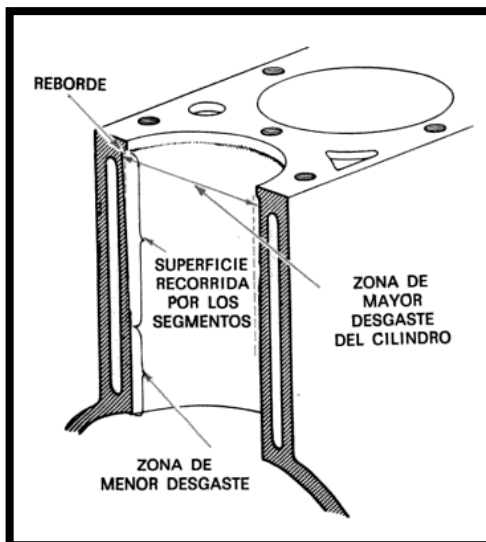
Los trabajos de rectificación en el bloque motor se realizan en los cilindros y en la planitud de la cara del bloque que se une al cabezote, la principal causa de la rectificación es el desgaste provocado por el rozamiento de los segmentos sobre la pared del cilindro.

Dicho rozamiento produce una conicidad en el interior del cilindro y un ovalamiento del diámetro interior.

Cuando la conicidad o el ovalamiento del cilindro por desgaste superen la medida que indique el fabricante, es recomendable rectificar los cilindros del motor.

En la Figura 3.9., se indica los puntos o las partes de mayor desgaste que se produce en el cilindro.





**Figura 3. 9. Zona de desgaste de los cilindros**

Fuente: (Billiet, 1979)

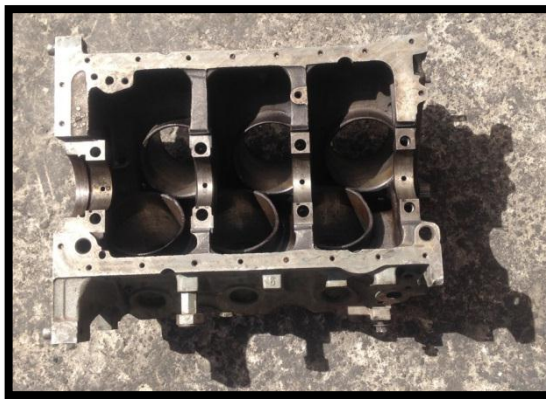
#### **a. Parámetros para el proceso de rectificado del bloque motor**

- Medir el desgaste, conicidad y ovalamiento del bloque con un alesómetro.
- Verificar que el fabricante permite el rectificado y que ofrece las medidas y piezas de una posible rectificación

##### **a.1. Inspección**

La inspección del elemento bloque motor se lleva a cabo mediante instrumentos de medida de precisión y también se lo realiza visualmente.

En la Figura 3.10., se realizó la inspección visual del bloque motor, considerando, si las camisas de agua se encontraban libres de acumulamientos de herrumbre o cal, la condición de los espárragos y pernos, fisuras o imperfectos en la fundición, como revisión final se observa si los cilindros tienen desgaste en la sección superior de los mismos o rayados a lo largo de la carrera del pistón.



**Figura 3. 10. Block- Ford Bronco II 1984 (antes del servicio)**

## **b. Cilindros**

Otra causa a tomar muy en cuenta para el rectificado o pulido del interior del cilindro es el gripaje del pistón con el cilindro (gripaje es la avería que se provoca cuando dos elementos del motor se deslizan uno sobre otro, uno fijo y el otro móvil, dichos elementos se agarrotan o sueldan entre sí).

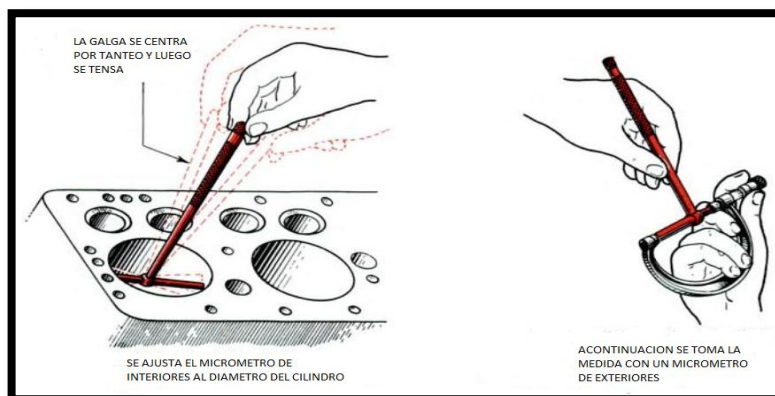
El gripado es sin duda la avería más grave que puede tener un motor de gasolina, y significa en muchos casos la destrucción total del motor. Los dos tipos de gripaje que suelen darse en un motor alternativo de gasolina son los siguientes. [24]

- El que se produce entre el pistón la camisa
- El que se produce entre la biela y sus casquillos o cojinetes

Causas del gripado pistón-camisa:

- Fallo en la refrigeración de la camisa
- Fallo en la lubricación o en la distribución del aceite
- Desequilibrio de biela

En la Figura 3.11., se realiza la comprobación instrumental para diagnosticar la conificación la cual dispone una comparación entre los diámetros del cilindro medidos en dirección perpendicular al eje del motor en las paredes superior e inferior del cilindro.



**Figura 3. 11. Comprobación de ovalización y conificación con un micrómetro de interiores y exteriores**

Fuete: (Billiet, 1979)

Las lecturas se obtienen en dirección perpendicular a la mayor dimensión del bloque como se observa en la Figura 3.12., porque es precisamente según ella donde el desgaste mayor debido al empuje producido por el pistón; la diferencia entre ambas es la medida de la conificación.



**Figura 3. 12. Puntos de medida dentro del cilindro**

Fuete: (Billiet, 1979)

### b.1. Ovalización y Conificación

**Tabla 3. 4.**

#### **Ovalización de los cilindros**

Cilindro	Medida STD.	Medida X1	Medida X2	Ovalización	Holgura STD.	Observación
1	93.99 mm	94.257 mm	94.285 mm	0.028 mm	0.025	Sobrepasa límite
2	93.99 mm	94.296 mm	94.307 mm	0.011 mm	0.025	Normal
3	93.99 mm	94.366 mm	94.377 mm	0.031 mm	0.025	Sobrepasa límite
4	93.99 mm	94.356 mm	94.377 mm	0.021 mm	0.025	Normal
5	93.99 mm	94.267 mm	94.285 mm	0.018 mm	0.025	Normal
6	93.99 mm	94.356 mm	94.385 mm	0.029 mm	0.025	Sobrepasa límite

La ovalización A es una medida tomada perpendicular al eje del motor y la ovalización B es una medida que se toma paralelamente al eje del motor. Todas las medidas han sido tomadas en milímetros, al sobrepasar los límites permisibles se dictamina que se debe realizar el rectificado de los cilindros.

**Tabla 3. 5.**

#### **Conificación de los cilindros**

Cilindro	X1	X2	X3	Conificación	Criterio
1	94.287 mm	94.286 mm	94.286 mm	0.008 mm	Normal
2	94.287 mm	94.286 mm	94.286 mm	0.001 mm	Normal
3	94.286 mm	94.286 mm	94.286 mm	0	Normal
4	94.287 mm	94.286 mm	94.286 mm	0.001 mm	Normal
5	94.287 mm	94.287 mm	94.287 mm	0	Normal
6	94.287 mm	94.286 mm	94.286 mm	0.001 mm	Normal

Como se realizó el aumento del diámetro de los cilindros se incrementa la cilindrada, procediendo a calcular el aumento obtenido, en la página 78 se procede a realizar los cálculos pertinentes.

## **b.2. Rectificado de cilindros**

Se entiende que el trabajo de rectificado debe efectuarse en todos los cilindros a la misma sobremedida, cualquiera que sea su desgaste, conservándose así la cilindrada en todos los cilindros y, en consecuencia, igual potencia.

Para el proceso de rectificado de cilindros contamos con dos pasos: el alesado y bruñido.

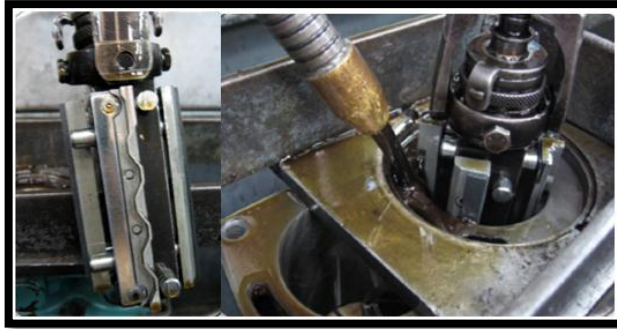
El alesado consiste en ensanchar un agujero a fin de dejarlo exactamente a la medida deseada.[25]

En la Figura 3.13., representa el proceso de alesado del cilindro, por medio de herramientas de metal duro, las mismas que, al girar y avanzar, producen el mecanizado del cilindro, dejando siempre una tolerancia para el bruñido final.



**Figura 3. 13. Alesado de los cilindros**

En la Figura 3.14., representa el proceso de bruñido, lo cual se trabaja con muelas de esmeril especial con las que se alcanza al diámetro final y al grado de acabado superficial requerido.



**Figura 3. 14. Bruñido de los cilindros**

Medida antes del bruñido:  $D = 94.464 \text{ mm}$

En la figura 3.15. Se observa el proceso de rugosidad y cruce para el óptimo asentado de los anillos del motor.



**Figura 3. 15. Rugosidad y cruce del proceso de bruñido**

Medida después del bruñido:  $D = 94.464 \text{ mm.} + 0.060 \text{ mm.}$

(Sobre medida) =  $94.524 \text{ mm.}$

### 3.1.4. Cálculo de los nuevos parámetros del motor

Datos:

Ford Truck (Incl. Minivans and SUV's)				
1986 - 1983; 2.8L 171 (2792cc) OHV V6 (12 Valve), 93mm Bore 3.661" Bore; 2 Bbl.; Gasoline; Naturally Aspirated Ford Eng.; VIN Code S				
Qty	Gaskets	Years	Part No.	Description
1	Kit Gasket Set	1986	260-1219	Exh. manifold gskts. not incl.; Premium valve stem seals incl.
1	Kit Gasket Set	1985-1983	260-1219	Premium valve stem seals incl.

**Figura 3. 16. Especificaciones del Motor Ford 2.8 L. V-6**

Fuente: (Mogul, 2009)

$$V_h = \frac{\pi * D^2}{4} * s \quad (3.1.)^{[26]}$$

Dónde:

S: Carrera

$V_h$ : Cilindrada unitaria

D: Diámetro del cilindro = 93 mm

$$V_H = V_h * i \quad (3.2.)^{[26]}$$

Dónde:

$V_H$ : Cilindrada total = 2792 c.c.

i: Número de cilindros

De modo que:

$$V_h = \frac{V_H}{i} \quad (3.3)^{[26]}$$

$$V_h = \frac{2792 \text{ c. c.}}{6}$$

$$V_h = 465.33 \text{ c. c.}$$

Entonces:

$$S = \frac{V_h * 4}{\pi * D^2} \quad (3.4.)^{[26]}$$

$$S = \frac{465.33 \text{ c. c.} * 4}{\pi * (9.3 \text{ cm})^2}$$

$$S = 6.85 \text{ cm.}$$

Al obtener esta cilindrada con los valores del estándar del motor podemos calcular las nuevas especificaciones de este motor posterior a su reparación.

Dónde:

S: Carrera: 6.85 cm.

$V_h$ : Cilindrada unitaria

D: Diámetro del cilindro = 94.524 mm

$$V_h = \frac{\pi * D^2}{4} * s \quad (3.5.)^{[26]}$$

$$V_h = \frac{\pi * (9.4524 \text{ cm})^2}{4} * 6.85 \text{ cm}$$

$$V_h = 480.589 \text{ cm}^3$$

Dónde:

$V_H$ : Cilindrada total

i: Número de cilindros: 6

$$V_H = V_h * i \quad (3.6.)^{[26]}$$

$$V_H = 480.589 \text{ cm}^3 * 6$$

$$V_H = 2884.137 \text{ cm}^3$$



Teniendo como aumento en la cilindrada lo siguiente:

$$\Delta VH = VH_f - VH_i \quad (3.7.)^{[26]}$$

$$\Delta VH = 2884.137 \text{ cm}^3 - 2792 \text{ cm}^3$$

$$\Delta VH = 92.137 \text{ cm}^3$$

La relación de compresión de un vehículo de este tipo de 8.7:1.segun, [26]

$$\varepsilon = V_h/V_{cc} \quad (3.8.)^{[26]}$$

$$V_{cc} = V_h/\varepsilon$$

$$V_{cc} = 465.33 \text{ c. c.}/8.7$$

$$V_{cc} = 53.486 \text{ c. c.}$$

Y para obtener el nuevo valor de la relación de compresión tenemos que:

$$\varepsilon = V_h/V_{cc} \quad (3.9.)^{[26]}$$

$$\varepsilon = \frac{480.589 \text{ c. c.}}{53.486 \text{ c. c.}}$$

$$\varepsilon = 8.5893$$

Nota: el valor del volumen de la cámara de compresión no tiene una variación puesto que no se realizó un maquinado de la superficie lisa de la culata.

En la Figura 3.17., se presenta el cilindro antes de realizar el respectivo trabajo de rectificación.



**Figura 3. 17. Cilindro – Ford Bronco 1984 (Antes del Servicio)**

En la Figura 3.18., presentamos los cilindros rectificados respetando los parámetros calculados y según los datos del fabricante.



**Figura 3. 18. Cilindros – Ford Bronco 1984 (Después del Servicio)**

Luego del trabajo de rectificación tenemos que:

$$D = 94.464 \text{ mm.} + 0.060 \text{ mm.}$$

$$(\text{Sobre medida}) = 94.524 \text{ mm.}$$

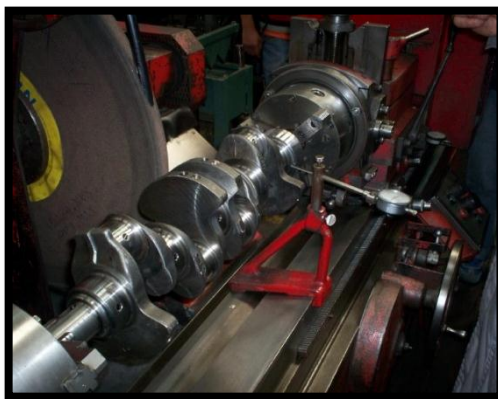
En la Figura 3.21., representa el nuevo diámetro del cilindro, el mismo que deberá contar con pistones y anillos nuevos.



**Figura 3. 19. Nuevo diámetro del cilindro rectificado**

### **3.1.5. Cigüeñal**

Con el paso del tiempo y los km. recorridos del vehículo, el cigüeñal al girar sobre sus cojinetes de apoyo, como también en las bielas, se provoca un desgaste, cuando es demasiado, es necesario sustituir los cojinetes. En ciertas ocasiones se deforman los apoyos del cigüeñal o las muñequillas y, entonces, se procede a su rectificado y a la colocación de nuevos cojinetes.



**Figura 3. 20. Rectificado del cigüeñal**

El cigüeñal no debe presentar grietas ni hendiduras de ninguna clase. En caso contrario deberá cambiarse por otro nuevo. Una vez hecha esta verificación se procederá a comprobar el desgaste de los muñones de biela y bancada colocando el elemento en la maquina rectificadora de cigüeñal como se indica en la Figura 3.20.

### a. Comprobación de los muñones del cigüeñal

En la Figura 3.21., presenta como realizar la comprobación del desgaste mediante un micrómetro, efectuando varias medidas como mínimo en 4 lugares de cada muñón tanto en biela y bancada de modo que determinaremos el tamaño y el valor de la ovalización.



**Figura 3. 21. Medida del desgaste de los muñones de apoyo**

Se mecaniza sobre el muñón cuando la ovalización es superior a los 0,035 milímetros o si es que la conicidad es superior a los 0,025 milímetros.

### b. Procedimiento

Medida de la bancada del cigüeñal "ovalización" tomadas sobre los muñones, en este caso con cuatro muñones de bancada y seis de biela dada la constitución de nuestro cigüeñal.

Tabla 3. 6.

## Desgaste de los muñones del cigüeñal

# Muñón	Medidas	Muñón de la bancada del cigüeñal	Muñón de la biela del cigüeñal
	Estándar	2.2433/2.2441	2.1252/2.1260
<b>Muñón #1</b>	Medida 1	2.2478	2.1290
	Medida 2	2.2475	2.1290
	Medida 3	2.2477	2.1289
<b>Muñón #2</b>	Medida 1	2.2480	2.1293
	Medida 2	2.2485	2.1295
	Medida 3	2.2482	2.1297
<b>Muñón #3</b>	Medida 1	2.2490	2.1295
	Medida 2	2.2489	2.1293
	Medida 3	2.2491	2.1290
<b>Muñón #4</b>	Medida 1	2.2481	2.1296
	Medida 2	2.2480	2.1298
	Medida 3	2.2483	2.1301
<b>Muñón #5</b>	Medida 1	-	2.1305
	Medida 2	-	2.1305
	Medida 3	-	2.1308
<b>Muñón #6</b>	Medida 1	-	2.1308
	Medida 2	-	2.1310
	Medida 3	-	2.1315

## c. Rectificado del cigüeñal

La operación de rectificado se realiza en máquinas especiales, donde se monta el cigüeñal bien centrado y se procede al rectificado con muelas abrasivas para realizar el arranque de viruta como se indica en la Figura 3.22., para después realizar un trabajo de pulimentado.

La Tabla 3.24., representa las medidas tanto de bancada como de biela siendo estas superiores a las medidas estándar, para lo cual se debe proceder al trabajo de rectificado hacia su medida superior, la sobremedida siguiente siendo más diez centésimas de pulgada resulta ser la apropiada tanto para muñones de bancada así como de biela, siendo la medida la siguiente:

Sobremedida 10+ en muñón de bancada: 2.2533 / 2.2541 pulgadas

Sobremedida 10+ en muñón de biela: 2.1352 / 2.1360 pulgadas



**Figura 3. 22. Arranque de viruta**

En la Figura 3.23., representa la comprobación del rectificado de los muñones mediante un reloj de lectura continúa para alcanzar la sobremedida antes mencionada tanto en biela como en bancada.



**Figura 3. 23. Control del rectificado por reloj de lectura continúa**

Una vez completado el rectificado y antes de sacar el eje cigüeñal de la máquina, se procede al control dimensional mediante un micrómetro de exteriores como se representa en la Figura 3.24.



**Figura 3. 24. Control de medidas con micrómetro de exteriores**

**d. Comprobación de holgura de los cojinetes de bancada**

Para comprobar la holgura de estos cojinetes de bancada se debe usar una galga telescópica y un micrómetro.

Se debe comprobar el diámetro de los cojinetes de bancada ensamblándolos en el bloque en el orden preestablecido por el fabricante y apretando los mismos con el torque recomendado.

Tabla 3. 7.

## Valores recomendados de huelgo radiales en cojinete de bancada

Diámetro de los muñones (mm)	Huelgo recomendado (mm)	Huelgo máximo admisible (límite de desgaste, mm)
60.6196	0.0710	0.0737

En la Figura 3.25., representa la comprobación mediante un instrumento de medición “plastigage”, se coloca un pedazo de dicho elemento en el muñón de bancada y de biela para dar el par de ajuste especificado. En nuestro caso dicho elemento de medición da la medida recomendada por el fabricante para nuestro cigüeñal.

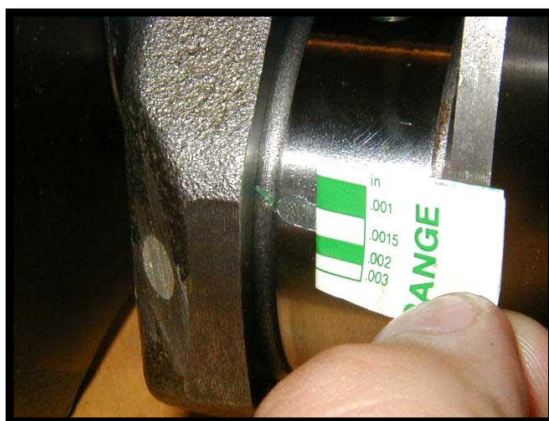


Figura 3. 25. Comprobación de huelgo mediante plastigage



### 3.1.6. Tren alternativo

El tren alternativo del vehículo consta de todos los elementos móviles dentro del motor de combustión los cuales serán evaluados a continuación.

#### a. Pistones

Al exponer la cabeza del pistón a temperaturas mucho más elevadas que la falda del mismo, el huelgo en este punto debe ser mayor, de modo que los espacios entre segmentos deben ser mecanizados a un diámetro de 0.5 a 0.75 milímetros menos que en la falda.

El huelgo total en las superficies de empuje de la falda, dado que tiene un diámetro mayor ha de ser bajo oscilando entre 0.015 y 0.035 milímetros. Los huelgos excesivos son producidos debido al desgaste de los pistones, y se presentan fallas tales como el consumo de aceite elevado el golpeteo del motor.



**Figura 3. 26. Pistones usados**

### a.1. Procedimiento

Al evaluar los pistones se llegó a la conclusión que se encontraban en mal estado como se indica en la Figura 3.26., teniendo en cuenta el desgaste de las paredes del cilindro se debe sustituir el elemento a la sobremedida siguiente, conforme al nuevo diámetro de los cilindros (94.524 milímetros).

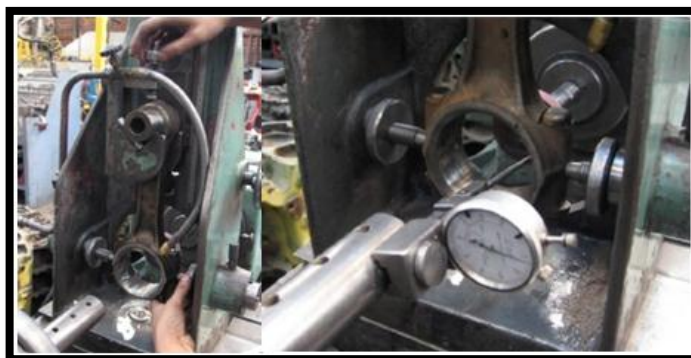
En la Figura 3.27., se representa los nuevos pistones a colocar, teniendo en cuenta la nueva sobremedida que sería 94.472 milímetros y siendo esta la última de las sobremedidas tendremos una mayor relación de compresión.



**Figura 3. 27. Pistones nuevos marca PC**

### b. Bielas

En la Figura 3.28., inspeccionamos las bielas montándolas en la máquina rectificadora, comprobamos con un reloj comparador si existe desgaste, apegándonos a las especificaciones técnicas del fabricante podemos seguir utilizando las mismas.



**Figura 3. 28. Comprobación de desgaste de la biela**

En la Figura 3.29., representa el proceso de armado del pistón; mediante una antorcha se realiza el trabajo de calentamiento, para que el material se dilate y tenga la facilidad de introducir el buje en la biela y la cabeza del pistón.



**Figura 3. 29. Armado del pistón**

### **c. Eje de levas**

Debido a que hoy en día la constitución de este componente ha evolucionado a pasos acrecentados se puede decir que estos ejes de levas no requieren de una sustitución continua ya que su desgaste no suele ser considerables.

Al realizar un mantenimiento total del motor del Ford Bronco de 2.8 litros se ha procedido a realizar la sustitución de los cojinetes de levas a una medida estándar dado que el desgaste es inferior al máximo tolerable.

### **3.1.7. Transmisión**

Para estudiar la transmisión debemos conocer el funcionamiento del mismo que se especifica en el subcapítulo (2.2.3.), de este trabajo.

a. Caja de cambios

Tabla 3. 8.

Comprobaciones en la caja de cambios

Comprobaciones en la caja de cambios				
Inspección	Correcto	Desgastado	Mantenimiento	Reemplazo
Desacoplamiento del embrague	√		√	
Ranuras del anillo sincronizador	√		√	
Cresta de la chaveta de cambios	√		√	
Resorte de la chaveta de cambios		√		√
Articulaciones del control de cambios	√		√	
Mecanismo de bloqueo interno	√		√	
Holgura de empuje para cada engrane	√		√	
Resorte de compresión de la bola de retención	√		√	
Estrías del manguito del cubo y engranaje	√		√	

En la Figura 3.30., se comprueba la existencia de grietas o fisuras, superficies planas de contacto tienen asperezas por defecto usualmente.



**Figura 3. 30. Carcaza de la caja de velocidades**

En la Figura 3.31., se comprueba si existe desgaste o deterioro en los dientes de los engranes, así como el contacto entre dientes.



**Figura 3. 31. Engranajes de la caja de velocidades**

También se comprueba los casquillos o cojinetes de engranes y el estado de acoplamiento del engranaje con el eje. En la Figura 3.32., se procede a medir la holgura para el aceite especificada del eje de salida con los engranajes de primera, segunda y tercera es de 0.080 – 0.121 milímetros, y del engranaje intermedio de marcha atrás con el eje es de 0.115 – 0.153 milímetros.



**Figura 3. 32. Medición del juego entre engranes**

**Tabla 3. 9.****Juego de engranajes especificados**

JUEGO ENTRE ENGRANAJES ESPECIFICADO	
Entre el engranaje de toma constante	0.08 mm
Entre los engranajes de tercera	0.08 mm
Entre los engranajes de segunda	0.108 mm
Entre los engranajes de primera	0.108 mm
Entre los engranajes de marcha atrás	0.110 mm

**b. Diferencial**

Para estudiar al diferencial debemos conocer el funcionamiento del mismo que se especifica en el subcapítulo (2.2.4.), de este trabajo.

**c.1. Verificación y control**

Se puede iniciar con una inspección en este conjunto de transmisión de movimiento al denotar un funcionamiento anormal, basado en ruidos, golpes, sacudidas, entre similares.

Principalmente se usa la inspección visual de las piezas que involucran el conjunto así como la ejecución de una prueba en carretera la cual nos dará un veredicto más acertado.

**c.2. Comprobaciones**

Las piezas que conforman el conjunto del diferencial deben ser lavadas previo a una inspección una vez realizado el despiece como se indica en la Figura 3.33., comprobando posible deterioro y el estado del desgaste, para ello ha de realizarse las verificaciones como se muestra en la tabla



**Figura 3. 33. Conjunto diferencial**

**Tabla 3. 10.**

**Comprobaciones en el diferencial**

<b>Comprobaciones en el diferencial</b>						
	<b>Inspección</b>	<b>Corrección</b>	<b>Incorrección</b>	<b>Mantenimiento</b>	<b>Medida</b>	<b>Observaciones</b>
<b>Ruido de engranajes durante la conducción</b>	√	√		√		Cambio de aceite
<b>Ruido de engranes durante ralentí</b>	√	√		√		OK
<b>Ruido de rodamientos durante conducción o ralentí</b>	√	√		√		OK
<b>Ruidos durante el viraje</b>	√	√		√		OK
<b>Contacto entre dientes de</b>	√	√		√		OK CONTINÚA →

<b>la corona y piñón</b>					
<b>Descentramiento lateral</b>	√	√	√	0.04 mm.	Tolerancia máxima: 0.1 mm
<b>Descentramiento radial</b>	√	√	√	0.08 mm.	Tolerancia máxima: 0.1 mm
<b>Contragolpe de la corona</b>	√	√	√	0.10 mm	Tolerancia máxima: 0.13 mm

### 3.1.8. Ejes y juntas

El movimiento que se recibe desde la transmisión es un movimiento rotacional que viene desde la caja de velocidades hasta las ruedas través de los árboles de transmisión.



## a. Verificación y control

Tabla 3. 11.

### Comprobaciones en el eje de transmisión

Comprobaciones en el árbol de transmisión						
	Inspec ción	Corre cto	Incorre cto	Mantenimi ento	Medida	Observacio nes
<b>Descentram iento del árbol de transmisión</b>	√	√		√	0.5 mm.	Descentra miento máximo: 0.8 mm.
<b>Juego axial del rodamiento</b>	√	√		√	0.02 mm.	Juego axial máximo: 0.05 mm
<b>Cubo del eje delantero</b>	√	√		√	Juego del rodamie nto: 0.05 mm	Juego máximo del rodamiento: 0.05 mm
<b>Cubo del eje trasero</b>	√	√		√		OK

### 3.1.9. Frenos

Contamos en nuestro vehículo con dos tipos de mecanismos de frenado de los cuales detallaremos la inspección y reparaciones posibles a continuación.

#### a. Frenos de Tambor

Se debe identificar si existe un desgaste en la constitución de los mismos, los tambores son componentes los cuales están conformados de hierro fundido el cual sufre un desgaste realmente menor comparándolo con el material de las zapatas, este es motivo por el cual se tiende a ignorar el desgaste del tambor, teniendo en cuenta si la integridad del mismo no se ve afectada por defectos graves y evidentes.

Tabla 3. 12.

## Comprobaciones en los frenos

Comprobaciones de los frenos						
	Inspección	Correcto	Incorrecto	Mantenimiento	Medida	Observaciones
<b>Espesor del disco de freno</b>	√	√		√	23.32 mm	Mínimo espesor: 20.57 mm.
<b>Desgaste de las zapatas de freno</b>	√	√		√	2.8 mm	Mínimo espesor: 2 mm.
<b>Desgaste de las pastillas de freno</b>	√	√		√	2.2 mm	Medida original: 2.5 mm
<b>Inspección cáliper</b>	√	√		√		OK

**d.1. Cáliper**

Entre las principales causas de fallo dentro del conjunto del cáliper, mordaza y rotor podemos identificar varias causas así como pistones pegados, fugas y guardapolvos defectuosos.

Se debe revisar si el pistón del cáliper si esta estriado, picado o desgastado, en este caso será necesaria la sustitución del mismo.

Se debe usar líquido de frenos para realizar la limpieza del cáliper y remover cualquier tipo de suciedad atrapada.

**e.1. Frenos de disco**

Al finalizar con la revisión del conjunto de frenado del sistema de frenos de disco y encontrar con ligeros desgaste se ha procedido a realizar un mantenimiento común con el fin de poder aprovechar los componentes existentes y lograr restablecer su funcionamiento como se indica en la Figura 3.40.

Sobre las pastillas de freno se ha realizado un trabajo de lijado con papel abrasivo número 80, verificando que la superficie de frenado se libere de todo vestigio de cristalización.

En el caso de los discos no ha sido necesaria su rectificación, por ende se ha procedido a reutilizar los mismos.



**Figura 3. 34. Frenos de disco**

## CAPÍTULO IV

### 4.1. SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS

Este capítulo empieza con un análisis mecánico mediante el método de elementos finitos de los engranajes helicoidales que principalmente sufren los esfuerzos más grandes dentro del conjunto que conforma el tren motriz del vehículo, dichas simulaciones requieren parámetros previos de diseño de componentes mecánicos como los engranes de la caja de velocidades.

#### 4.1.1. Cálculo de las propiedades geométricas de los engranes de la transmisión (caja - diferencial).

Datos:

Número de dientes de la corona: 38

Número de dientes de la transmisión: 11

Ángulo de presión: 20°

Pd: Paso diametral: 8

Los ejes forman: 90°

F: ancho de la cara: 0.8 in.

Las ecuaciones presentes para realizar los cálculos de las propiedades geométricas de los engranes se los ha tomado diseño de elementos y maquinas. [27]

Relación de engrane:

$$m_G = N_G / N_p = 38 / 11 = 3.4545 \quad (4.1.)^{[27]}$$

Diámetro de paso para el piñón:

$$d = N_p / P_d = 11 / 8 = 1.38 \text{ pulg.} \quad (4.2.)^{[27]}$$

Para el engrane:

$$D = N_G / P_d = 38 / 8 = 4.75 \text{ pulg.} \quad (4.3.)^{[27]}$$

Ángulos de paso del cono, para el piñón:

$$\gamma = \tan^{-1} \left( \frac{N_p}{N_G} \right) = \tan^{-1} (11 / 38) = 16.14^\circ \quad (4.4.)^{[27]}$$

Para el engrane:

$$\Gamma = \tan^{-1} \left( \frac{N_G}{N_p} \right) = \tan^{-1} (38 / 11) = 73.85^\circ \quad (4.5.)^{[27]}$$

Distancia exterior en el cono:

$$A_0 = 0.5 * D / \text{sen} (\Gamma) = 0.5 * 4.75 / \text{sen}(73.85) = 2.47 \text{ pulg.} \quad (4.6.)^{[27]}$$

Ancho de cara:

$$F = 1.5 \text{ pulg.}$$

Ancho nominal de la cara:

$$F_{nom} = 0.30 * A_0 = 0.30 * 2.47 \text{ pulg.} = 0.74 \text{ pulg.} \quad (4.7.)^{[27]}$$

Ancho máximo de la cara:

$$F_{max} = A_0 / 3 = 2.47 \text{ pulg.} / 3 = 0.82 \text{ pulg.} \quad (4.8.)^{[27]}$$

Distancia media en el cono:

$$A_m = A_{mG} = A_0 - 0.5 F = 2.47 \text{ pulg.} - 0.5 * 1.5 \text{ pulg.} = 1.72 \text{ pulg.} \quad (4.9.)^{[27]}$$

Relación media en el cono:

$$A_m/A_0 = 1.72 \text{ pulg.} / 2.47 \text{ pulg.} = 0.69 \quad (4.10.)^{[27]}$$

Paso circular medio:

$$P_m = \left( \pi / P_d \right) \left( A_m / A_0 \right) = (\pi / 8) (1.72 / 2.47) = 0.27 \text{ pulg.} \quad (4.11.)^{[27]}$$

Profundidad de trabajo media:

$$h = \left( 2 / P_d \right) \left( A_m / A_0 \right) = (2 / 8) (1.72 / 2.47) = 0.174 \text{ pulg.} \quad (4.12.)^{[27]}$$

Holgura:

$$c = 0.125 * h = 0.125 * 0.174 \text{ pulg.} = 0.0217 \text{ pulg.} \quad (4.13.)^{[27]}$$

Profundidad total media:

$$h_m = h + c = 0.21 \text{ pulg.} + 0.0217 \text{ pulg.} = 0.2317 \text{ pulg.} \quad (4.14.)^{[27]}$$

Factor medio de addendum:

$$\begin{aligned} C_1 &= 0.210 + 0.290 / (m_G)^2 = 0.210 + 0.29 / (3.45)^2 \\ &= 0.234 \text{ pulg.} \end{aligned} \quad (4.15.)^{[27]}$$

Addendum medio del engrane mayor:

$$a_G = c_1 * h = (0.234)(0.210 \text{ pulg.}) = 0.049 \text{ pulg.} \quad (4.16.)^{[27]}$$

Addendum medio del piñón:

$$a_P = h - a_G = 0.210 \text{ pulg.} - 0.049 \text{ pulg.} = 0.161 \text{ pulg.} \quad (4.17.)^{[27]}$$

Dedendum medio del engrane:

$$b_G = h_m - a_G = 0.2317 \text{ pulg.} - 0.049 \text{ pulg.} = 0.182 \text{ pulg.} \quad (4.18.)^{[27]}$$

Dedendum medio del piñón:

$$b_P = h_m - a_P = 0.2317 \text{ pulg.} - 0.161 \text{ pulg.} = 0.0707 \text{ pulg.} \quad (4.19.)^{[27]}$$

Ángulo del dedendum del engrane:

$$\begin{aligned} \delta_G &= \tan^{-1} \left( \frac{b_G}{A_{mG}} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{0.187 \text{ pulg.}}{2.07 \text{ pulg.}} \right) \quad (4.20.)^{[27]} \\ &= 5.1619^\circ \end{aligned}$$

Ángulo del dedendum del piñón:

$$\begin{aligned} \delta_P &= \tan^{-1} \left( \frac{b_P}{A_{mG}} \right) = \tan^{-1} \left( \frac{0.0707 \text{ pulg.}}{2.07 \text{ pulg.}} \right) \quad (4.21.)^{[27]} \\ &= 2.075^\circ \end{aligned}$$

Addendum exterior del engrane:

$$a_0G = a_G + 0.5 * F * \tan \delta_P \quad (4.22.)^{[27]}$$

$$a_0G = 0.049 \text{ pulg.} + 0.05 * 0.8 \text{ pulg.} * \tan(2.075^\circ) = 0.0504 \text{ pulg.}$$

Addendum exterior del piñón:

$$a_0P = a_P + 0.5 * F * \tan \delta_G \quad (4.23.)^{[27]}$$

$$a_0P = 0.161 \text{ pulg.} + 0.05 * 0.8 \text{ pulg.} * \tan(5.1619^\circ) = \text{pulg.}$$

Diámetro exterior del engrane:

$$D_0 = D + 2 * a_{0G} * \cos \Gamma \quad (4.24.)^{[27]}$$

$$D_0 = 4.75 \text{ pulg.} + 2 * 0.504 * \cos(16.14^\circ) = 5.7182 \text{ pulg.}$$

Diámetro exterior del piñón:

$$d_0 = d + 2 * a_{0P} * \cos \gamma \quad (4.25.)^{[27]}$$

$$d_0 = 1.38 \text{ pulg.} + 2 * 0.1646 * \cos(73.85^\circ) = 1.4715 \text{ pulg.}$$

## 4.2. ESFUERZOS EN LOS DIENTES

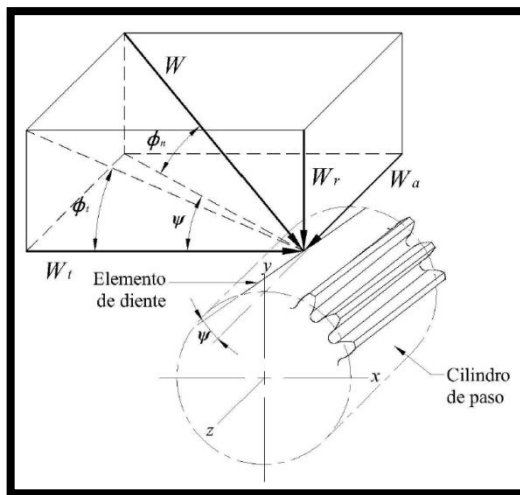
Para la comprobación de la capacidad de carga de los engranes cilíndricos tanto rectos como helicoidales, existen dos criterios que han sido los más estudiados: resistencia a las tensiones en la base del diente debida a la flexión y resistencia a los esfuerzos de contacto debida a la picadura. [28]

### 4.2.1. Análisis de fuerzas en engranes helicoidales

En el diseño de los engranes se considera mucho las componentes de la fuerza total que tiene los ángulos de presión  $\Phi$ , y el ángulo de hélice  $\Psi$ .

En la Figura 4.1., se presentan las fuerzas que actúan en los dientes de un engrane helicoidal





**Figura 4. 1. Fuerzas aplicadas en un engrane helicoidal**

Fuente: (Soto Aymar, 2014)

Para calcular la fuerza total aplicamos la siguiente fórmula:

$$W = \frac{W_t}{\cos \Phi_n \cos \Psi} \quad (4.26.)^{[28]}$$

Dónde:

W= fuerza total

$W_t$ = carga tangencial

$\Phi$  = ángulos de presión

$\Psi$  = ángulo de hélice

Para relacionar las componentes de la fuerza del engrane y la potencia asociada al eje, debemos conocer la velocidad en la línea de paso.

$$V = \frac{\pi * D_p * n}{60000} \quad (4.27.)^{[28]}$$

Dónde:

V= velocidad en línea de paso, (m/s)

$D_p$ = diámetro de paso del piñón, (mm)

n= velocidad angular, (rpm)

Para determinar la carga transmitida  $W_t$ , calculamos con la siguiente fórmula:

$$W_t = \frac{60000 * H}{\pi * D_p * n} \quad (4.28.)^{[28]}$$

Dónde:

$W_t$ = carga transmitida, (kN)

H: potencia=9.32 (kW)

$$W_t = \frac{60000 * 9.32}{\pi * 60.32 * 1000}$$

$$W_t = 2.95 \text{ kN}$$

#### 4.2.2. Esfuerzo de contacto de Hertz

Para establecer una metodología apropiada se consideró que si dos cuerpos con superficies curvas se presionan entre sí, el contacto puntual o lineal cambia a un área de contacto y los esfuerzos que se desarrollan entre ambos cuerpos son tridimensionales, Hertz estableció que cuando dos cilindros en contacto con diámetros  $d_1$  y  $d_2$  y de longitud ( $l$ ) se presionan con una fuerza ( $F$ ) se obtiene un área de contacto en forma de un rectángulo de ancho  $2b$  y de longitud ( $l$ ) y la distribución de la presión es semielíptica tal como se muestra en la Figura 4.2. [29]

Ecuación de cálculo del semiancho  $b$  de acuerdo a Hertz:

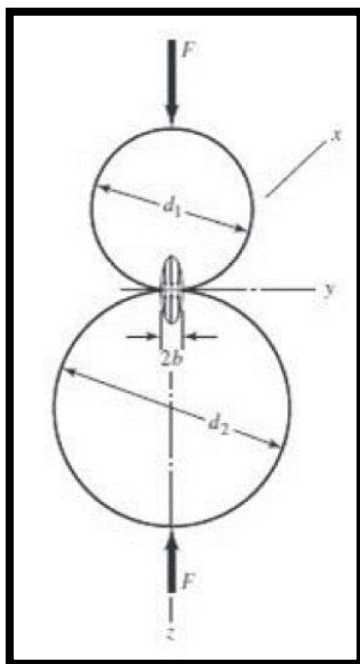
$$b = \sqrt{\frac{2F \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}{\pi l \left( \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)}} \quad (4.29.)^{[29]}$$

Presión máxima sobre el área de contacto:

$$P_{\max} = \frac{2F}{\pi bl} \quad (4.30.)^{[29]}$$

Punto de contacto o punto de paso:

$$R_1 = \frac{D_p}{2} \text{sen}\phi \quad (4.31.)^{[29]}$$



**Figura 4. 2. Área de contacto 2b**

Fuente: <http://www.acuedi.org/ddata/4679.pdf>

$$R_2 = \frac{D_g}{2} \text{sen}\phi = \frac{N_g D_p}{2N_p} \text{sen}\phi \quad (4.32.)^{[29]}$$

Dónde:

$R_1$  y  $R_2$ : radio de curvatura de los dientes

$D_p$  y  $D_g$ : diámetros de paso del piñón y del engrane, respectivamente

$N_p$  y  $N_g$ : número de dientes del piñón y del engrane, respectivamente

$\phi$ : Ángulo de presión

## Desarrollo

Para dos dientes de engranes en contacto la ecuación sería:

$$b = \sqrt{\frac{2W \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}}{\pi F \left( \frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2} \right)}}$$

Dónde:

$b$ : Semiancho del área de contacto rectangular entre la superficie de ambos dientes.

$W$ : carga total de contacto

$F$ : ancho del diente

$\nu_1$ : relación de Poisson del piñón

$\nu_2$ : relación de Poisson del engrane

$E_1$ : módulo de elasticidad del piñón

$E_2$ : módulo de elasticidad del engrane

$d_1$ : diámetro de curvatura del diente del piñón

$d_2$ : diámetro de curvatura del diente del engrane

Se toma en cuenta acero 4340R que es una aleación de Cr-Ni-Mo recocido de alta templabilidad siendo este el más adecuado para engranes con alta ductilidad y resistencia al choque cuyas constantes elásticas son:

$$E = 30 * 10^6 \text{ psi.}$$

$$\nu = 0.27$$

$$d_1 = d_p \text{sen} \phi \quad (4.33.)^{[29]}$$

$$d_1 = d_p \text{sen} \phi = 1.37 \text{ in. sen } 20^\circ = 0.812 \text{ in.}$$

$$d_2 = d_g \text{sen} \phi = 4.75 \text{ in. sen } 20^\circ = 1.325 \text{ in.}$$

$$b = \sqrt{\frac{2 * 663.18 \text{ lb.} \cdot \frac{1-0.27^2}{30*10^6} + \frac{1-0.27^2}{30*10^6}}{\pi * 1.5 \text{ in.} \cdot \left( \frac{1}{0.812} + \frac{1}{1.325} \right)}}$$

$$b = 0.0025$$

$$A = 2bF \quad (4.34.)^{[29]}$$

$$A = 2bF = 2 * (0.0037 \text{ in.})(1.5 \text{ in}) = 0.0111 \text{ in}^2$$

Presión máxima de contacto de acuerdo a Hertz

$$P_{max} = \frac{2 * 1209.29 \text{ lb.}}{\pi * 0.0037 * 1.5 \text{ in.}} = 112.58 \text{ Ksi}$$

#### 4.2.3. Desarrollo analítico de los esfuerzos

En este subcapítulo del proyecto la finalidad no es diseñar una transmisión por engranes, es realizar una comparación entre un desarrollo de cálculo analítico y mediante el método de elementos finitos desarrollado por un software.

En el desarrollo analítico de los engranes cilíndricos helicoidales se lo realiza tomando en cuenta la pareja de engranes, es decir el engranaje para nuestro caso lo vamos a realizar en el par de primera marcha. En punto solo realizaremos el cálculo del piñón, pero siempre tomando en cuenta las propiedades del engrane acoplado.

Parámetros de diseño

Entrada:  $H = 12.5 \text{ H.P.}; 9.32 \text{ kW @}1000 \text{ rpm.}$

# Dientes de piñón:  $N_p = 19$

# Dientes de engrane:  $N_g = 31$

Paso diametral:  $Pd = 8$

Numero AGMA:  $Q = 8$

Angulo de presión:  $\varphi = 20^\circ$

Angulo de hélice:  $\Psi = 30^\circ$

Modulo del engranes:  $m = 3 \text{ mm}$

Relación de transmisión  $i = 3.962$

Ancho de cara del piñón:

$$F = \frac{12}{Pd} = \frac{12}{8} = 1.5 \text{ in} \quad (4.35.)^{[28]}$$

$$F = \frac{12}{Pd} = \frac{12}{8} = 1.5 \text{ in} = 38.1 \text{ mm}$$

Diámetro de paso del piñón:

$$Dp = \frac{Np}{Pd} = \frac{19}{8} = 2.375 \text{ in} = 60.32 \text{ mm} \quad (4.36.)^{[28]}$$

Diámetro de paso del engrane:

$$Dg = \frac{Ng}{Pd} = \frac{31}{8} = 3.875 \text{ in} = 98.425 \text{ mm} \quad (4.37.)^{[28]}$$

Modulo transversal:

$$mt = \frac{m}{\cos\Psi} \quad (4.38.)^{[28]}$$

$$mt = \frac{3}{\cos 30} = 3.46 \text{ mm}$$

#### 4.2.4. Esfuerzo debido a la flexión en el piñón

Las consideraciones de acuerdo AGMA son:

$\sigma_b$ : Esfuerzo flexionante (Mpa)

El factor de sobrecarga en caso de la fuente de potencia y maquina impulsada uniforme se lo encuentra en el anexo 2

$K_o$ : Factor de sobrecarga = 1

Según AGMA sugiere que el factor dinámico y el factor de tamaño sean igual a la unidad.

$K_v$ : Factor dinámico = 1

$K_s$ : Factor de tamaño = 1

Al no considerar desalineamientos en el montaje se toma el mínimo valor posible del factor de distribución de sobrecarga que se indica en el anexo 3.

$K_m$ : Factor de distribución de carga = 1.3

Por la relación entre el espesor del aro y la altura del diente siendo este mayor que 1.2, el factor de espesor de aro es:

$K_B$ : Factor de espesor de aro =1

Se toma el valor de la figura del anexo 1

$J$ : Factor geométrico a la flexión del diente = 0.42

Reemplazamos los datos en la siguiente ecuación

$$\sigma_b = Wt * K_o * K_v * K_s * \frac{1}{F * mt} * \frac{K_m * K_b}{J} \quad (4.39.)^{[28]}$$

$$\sigma_b = 2.95 * 1 * 1 * 1 * \frac{1}{38.1 * 3.46} * \frac{1.3 * 1}{0.41} = 70.95 \text{ (Mpa)}$$

Esfuerzo debido a la flexión:  $\sigma_b = 70.95 \text{ Mpa}$

El número de esfuerzo flexionante permisible  $S_t$  se lo calcula mediante la ecuación.

La resistencia  $S_t$  en función del tipo de material 4340 con dureza Brinell 240HB es igual a:

$$S_t = 0.533HB + 88.3 \text{ Mpa} \quad (4.40.)^{[28]}$$

$$S_t = 0.533(240) + 88.3 = 216.22 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{perm} = 216.22 \text{ Mpa}$$

Comparando

$$\sigma_b < S_t$$

Nuestro análisis si cumple

$$70.95 \text{ MPa} < 216.22 \text{ MPa}$$

Por lo cual el factor de seguridad a flexión es:

$$\sigma_F = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_b} \quad (4.41.)^{[28]}$$

$$\sigma_F = \frac{216.22}{70.95} = 3.04$$



#### 4.2.5. Esfuerzo de contacto en el piñón

La fórmula fundamental para calcular los esfuerzos de contacto en los dientes de un engrane helicoidal es: [30]

$$\sigma_c = C_p \sqrt{W_t * K_o * K_v * K_s * \frac{K_m * C_f}{F * d_p * I}} \quad (4.42.)^{[28]}$$

Los factores  $K_v$ ,  $K_o$ ,  $K_s$  y  $K_m$  son los mismos que se los obtuvieron para el esfuerzo debido a la flexión.

Dónde:

$C_p$ : coeficiente elástico

$W_t$ = carga transmitida

$K_o$ : Factor de sobrecarga = 1

$K_v$ : Factor dinámico = 1

$K_s$ : Factor de tamaño = 1

$K_m$ : Factor de distribución de sobrecarga = 1.3

$D_p$ : diámetro de paso = 34.79 mm

$F$ : ancho de la cara= 38.1 mm

$I$ : factor geométrico para la picadura

Puesto que no es posible simular el acabo superficial consideramos que:

$C_f$ : factor de condición de superficie= 1

Coeficiente elástico

Para un AISI/SAE 4340

$$C_p = 441 \text{ MPa}$$

Factor de geometría

$$I = \frac{\cos\phi * \sin\phi}{2} * \frac{m_G}{m_G + 1} \quad (4.43.)^{[28]}$$

SI MG es la relación de transmisión y es de 3.962:1

$$I = \frac{\text{COS}20 * \text{SEN}20}{2} * \frac{3.962}{3.962 + 1} = 0.117$$

Por lo tanto

$$\sigma_c = 441 \sqrt{2.95 * 1 * 1 * 1 * \frac{1.3 * 1}{38.1 * 60.32 * 0.117}}$$

$$\sigma_c = 719.7 \text{ Mpa}$$

El número de esfuerzo por contacto permisible  $S_c$  se lo calcula mediante la ecuación.

La resistencia  $S_c$  en función del tipo de material 4340 con dureza Brinell 240HB es igual a:

$$S_c = 2.22 \text{ HB} + 200 \text{ Mpa}$$

$$S_c = 2.22(240) + 200 = 732.8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{perm} = 732.8 \text{ Mpa}$$

Comparando

$$\sigma_c < S_c$$

Nuestro análisis si cumple

$$719.7 \text{ MPa} < 732.8 \text{ MPa}$$

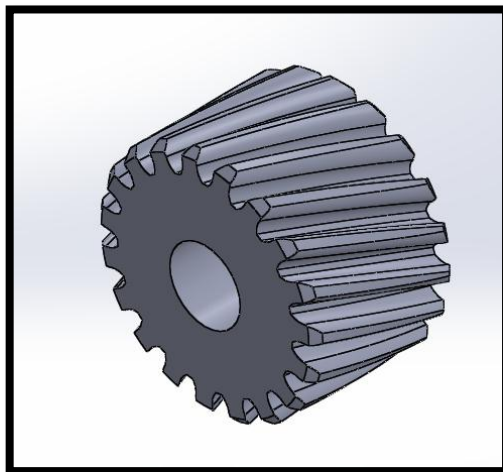
Por lo cual el factor de seguridad a flexión es:

$$\sigma_F = \frac{\sigma_{perm}}{\sigma_b}$$

$$\sigma_F = \frac{732.8}{719.7} = 1.01$$

### 4.3. ANÁLISIS MEDIANTE LA ASISTENCIA DE UN SOFTWARE.

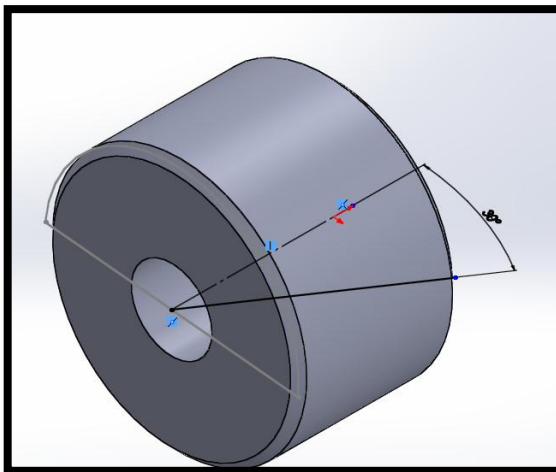
En la Figura 4.3., presenta la realización del piñón de primera marcha mediante el software inventor



**Figura 4. 3. Modelación del piñón de primera marcha**

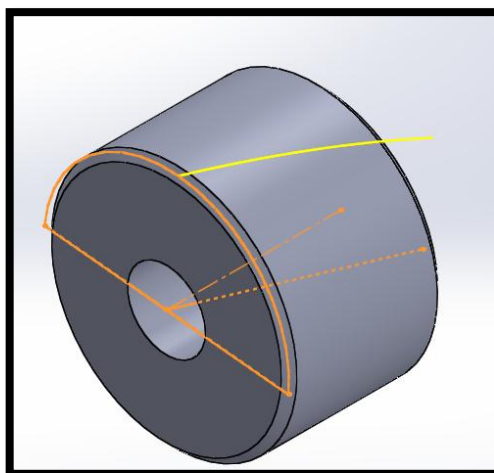
Para el desarrollo del modelado de los dientes del engrane nos asistimos en el software Mechanical, el cual va generar tres dientes, quien va recibir una potencia de entrada del mismo, seguido de la aplicación TOOTH del software ingresamos datos como: número de dientes, modulo, ángulo de presión, etc., los mismos que se realizaron en el desarrollo analítico.

En la Figura 4.4., presenta la selección de una sección de tres dientes del engranaje con la ayuda del comando Array para realizar el análisis del elemento tanto de esfuerzos como deformaciones.



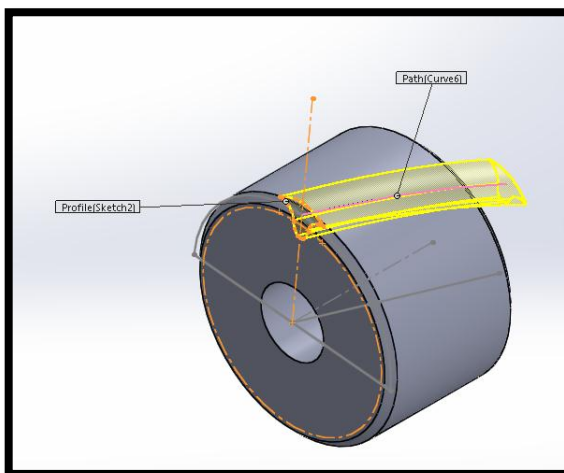
**Figura 4. 4. Selección de la sección para generar los dientes**

En la Figura 4.5., presenta la realización de una sola región al perfil de tres dientes con la ayuda del comando selección de región, para transformar los dientes en 3D.



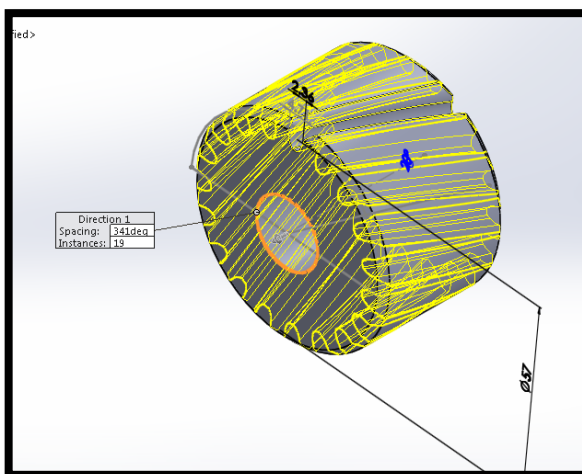
**Figura 4. 5. Selección de región**

En la Figura 4.6, presenta la elaboración de la sección seleccionada en 3D, con la ayuda del comando Extrude damos volumen a nuestra superficie.



**Figura 4. 6. Elaboración de la sección en 3D**

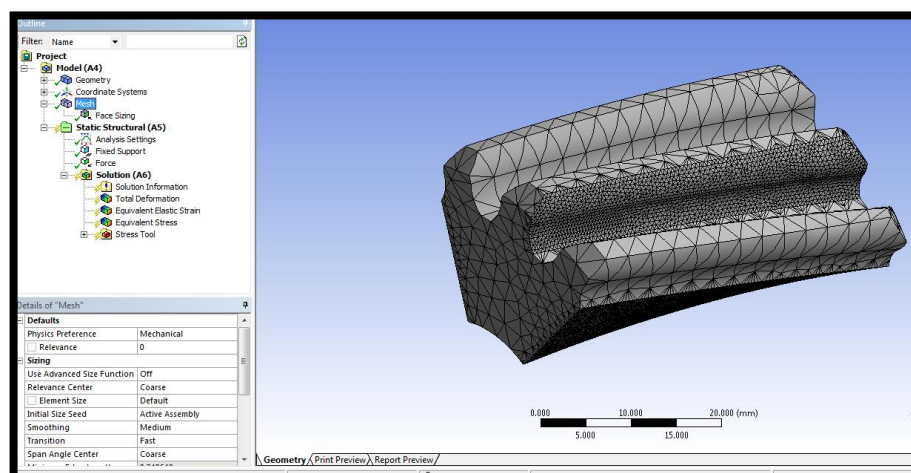
En la Figura 4.7, generamos superficie de contacto que nos facilitara a realizar el análisis antes mencionados en el diente del engrane. Una vez terminada la modelación de la sección procedemos a guardar el archivo con extensión \*.sat, así poder importar desde el software Ansys y realizar la respectiva simulación.



**Figura 4. 7. Generación de una nueva superficie para el análisis**

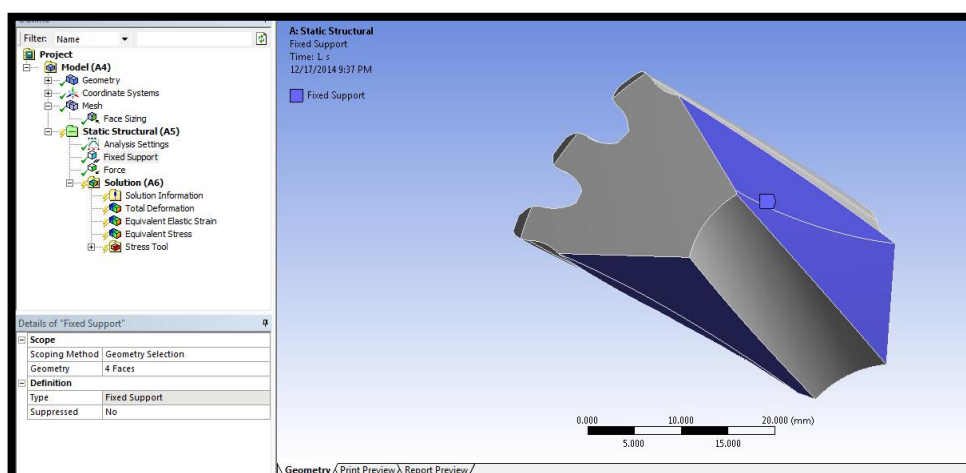
Procedemos abrir el software Ansys, e importamos el archivo .sat de nuestro dibujo realizado en el módulo geometry de ansys y observamos que el mismo se cargue y posea la superficie pequeña dibujada.

Una vez importado la geometría de la pieza en el módulo de Model, en la Figura 4.8., se presenta las características de mallado, configuramos algunos parámetros como la función avanzada de mallado en curvatura, tamaño de malla medio y en características avanzadas Dropped el cual me permite una mejor malla en este tipo de diseño de elemento.



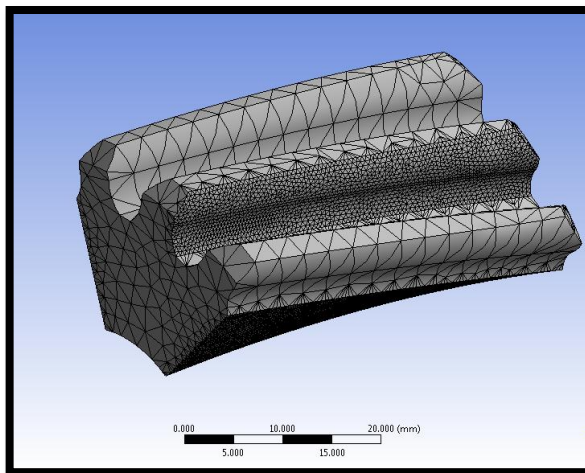
**Figura 4. 8. Mallado del elemento**

En la Figura 4.9., presenta la selección de tres caras del diente para realizar un mallado más específico en esta cara del diente y poder realizar el análisis con mayor exactitud.



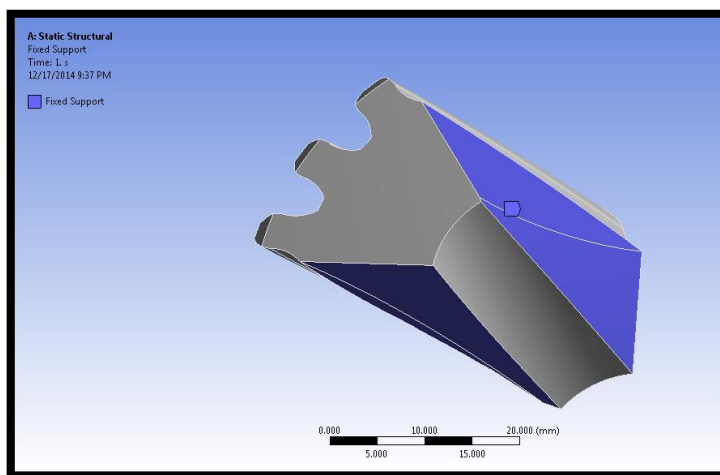
**Figura 4. 9. Selección de tres caras del diente para un mallado específico**

Una vez mallado el elemento en la Figura 4.10., determinamos la convergencia del mallado variando el número de grano y tomamos los valores de esfuerzo y deformaciones.



**Figura 4. 10. Variación del número de grano**

En la Figura 4.11., Ingresamos las restricciones en las tres caras de la sección del piñón para que quede fijo.



**Figura 4. 11. Restricción en las tres caras de la sección piñón**

En la Figura 4.12., presentamos como ingresar la fuerza en forma de vector con un valor de 2885.6 [N], el cual se calculó mediante el par que otorga en vehículo a 1000 rpm en primera marcha, que esta detallado en la página 61, dicha fuerza aplica en la superficie pequeña que fue creada en el inicio del engranaje.

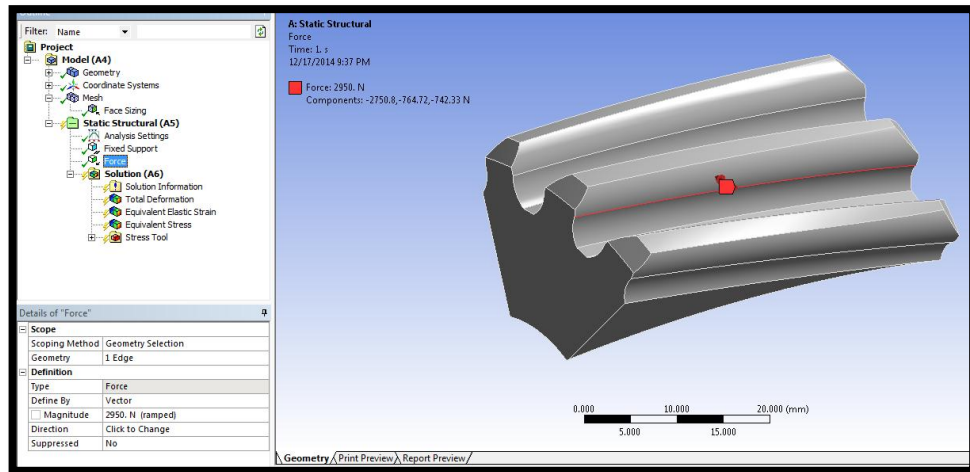


Figura 4. 12. Fuerza en forma de vector

Una vez aplicada la carga y restricciones, en la Figura 4.13., determinamos las deformaciones totales del diente del piñón, el cual lo hicimos con un tamaño de elemento de 0.5mm ya que este nos resultó el mejor al analizar la curva de convergencia del mallado.

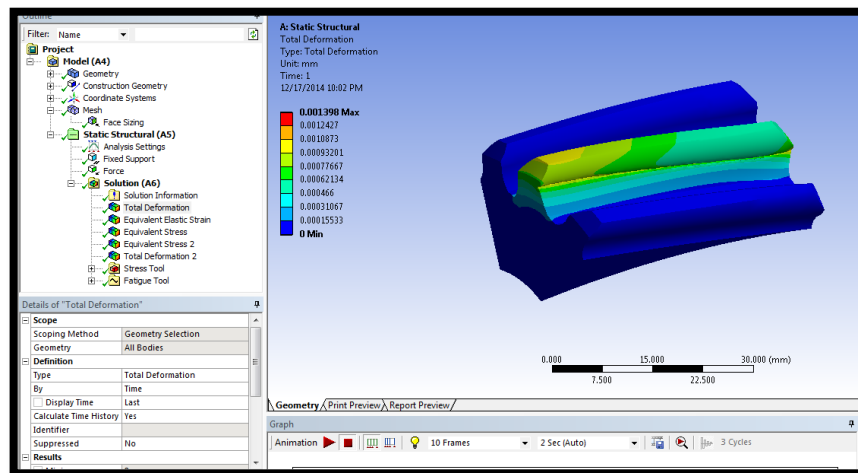
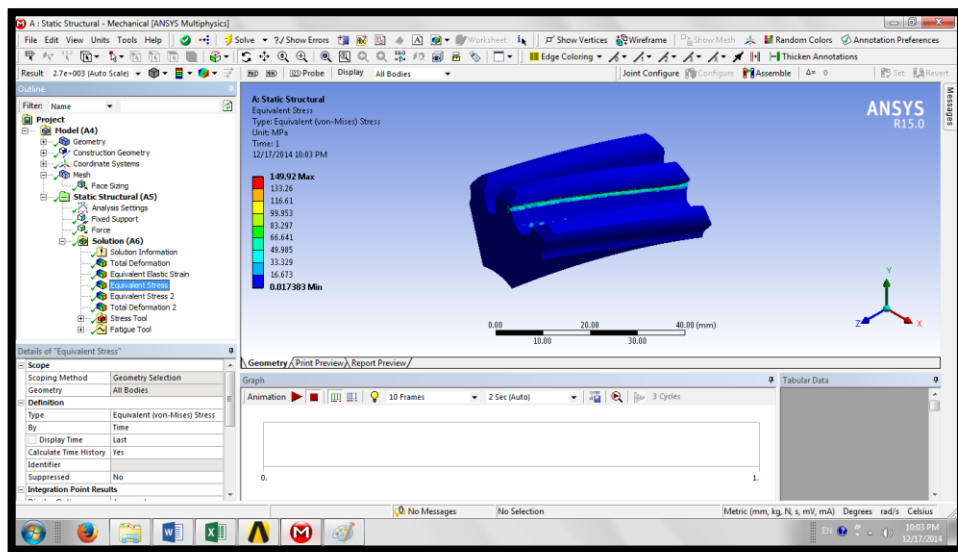


Figura 4. 13. Deformaciones totales del piñón

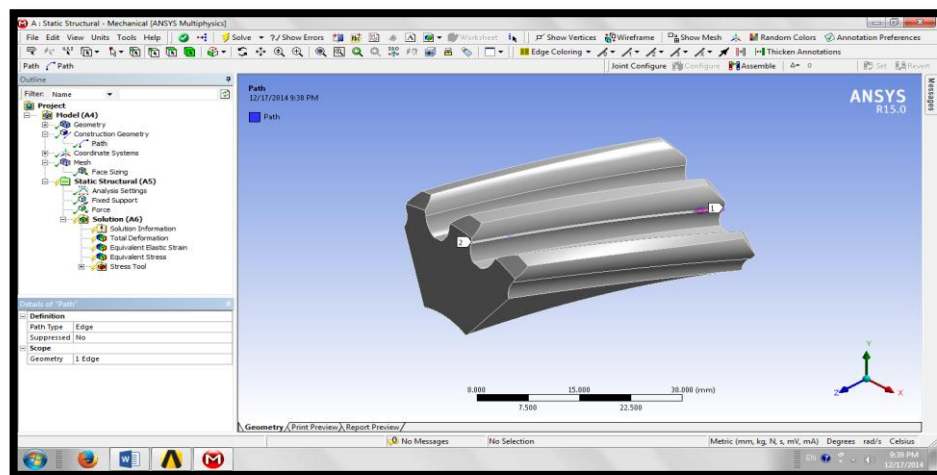


En la Figura 4.14., se determina el esfuerzo equivalente de Von mises que se genera en el diente del piñón.



**Figura 4. 14. Esfuerzos de Von Mises**

En la Figura 4.15., generamos dos path en la superficie de aplicación de la carga para ver los esfuerzos y deformaciones en estos puntos.



**Figura 4. 15. Generación de dos Path en la superficie de aplicación**

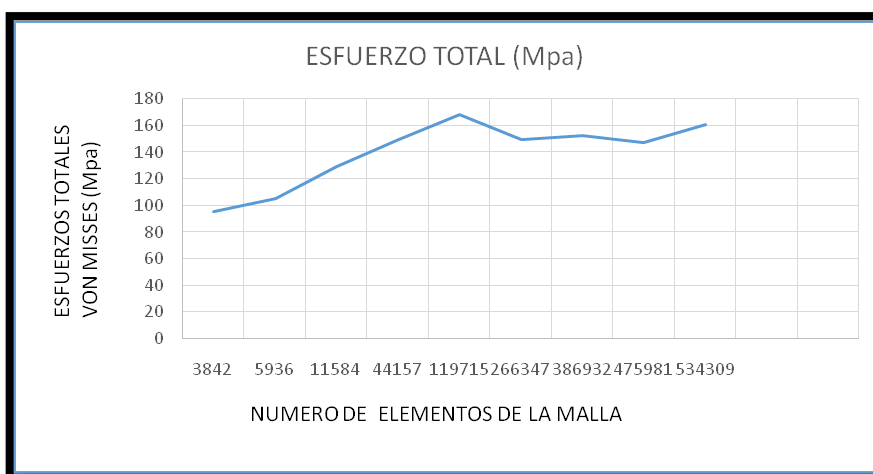
En la Tabla 4.1., registramos los valores de número de elementos y deformaciones que se genera en la cara del diente para determinar el tamaño óptimo de elemento luego del análisis podemos notar que la curva de convergencia ya desde un valor de 0.5 mm, y es nuestro valor para realizar el análisis, con un esfuerzo de 149.92 Mpa.

**Tabla 4. 1.**

**Valores de número de elementos y deformaciones.**

TAMAÑO ELEMENTO	NÚMERO DE ELEMENTOS	ESFUERZO TOTAL (Mpa)	DEFORMACIÓN TOTAL (mm)
2	3842	95.366	0.0012603
1.5	5936	105.1	0.0012710
1	11584	129.7	0.0013703
0.5	44157	149.92	0.0013980
0.3	119715	168.62	0.0014011
0.2	266347	149.92	0.0015134
0.1	386932	152.54	0.0014085
0.08	475981	147.67	0.0013739
0.06	534309	160.79	0.0014753

En la Figura 4.16., se representa la curva de convergencia en función del esfuerzo total (Mpa)



**Figura 4. 16. Curva de convergencia**

Tabla 4. 2.

Datos analíticos y obtenidos por el software.

TIPOS DE ESFUERZO	CALCULADO ANALÍTICO	FACTOR DE SEGURIDAD	OBTENIDO EN SOFTWARE	FACTOR DE SEGURIDAD
ESFUERZO DE CONTACTO	719.7 Mpa	3.04	932 Mpa	4.64
ESFUERZO DE FLEXIÓN	70.95 Mpa	1.01	83.29 Mpa	2.95

En la Tabla 4.2., se observa que el esfuerzo de flexión la variación no es muy grande ya que en el cálculo analítico se obtiene un valor alrededor de 70.95 MPa y en el software alrededor de 83.29 Mpa.

Debemos considerar que el análisis por elementos finitos realizados en el software son una herramienta de ayuda más no una de diseño real, debemos realizar todos los cálculos con el criterio de ingeniería y con el software nos ayuda a ver cómo sería el comportamiento respectivo.

El factor de seguridad permite evaluar la seguridad del diseño sobre la base de un criterio de fallos. El factor de seguridad mínimo va a ser de 2.95 lo que nos indica, que el material AISI 4340 ha sido seleccionado adecuadamente para la utilización de engranes de transmisión.

## CAPÍTULO V

### **5.1. PLAN DE MANTENIMIENTO**

Una vez completado el proyecto es importante tomar en cuenta el tipo de servicio y el mantenimiento que debe aplicarse.

#### **5.1.1. Plan de mantenimiento servicio normal**

Un servicio normal de trabajo se da cuando se utiliza un vehículo la mayor parte del tiempo en carreteras de primer orden (ciudades, autopistas, asfalto, pavimento, adoquinado, etc.), y si hablamos de porcentajes se puede decir que se conduce un 80% en este tipo de vías mientras que en carreteras de segundo orden (destapados, empedrados, lastrado, campo traviesa, etc.) porcentualmente estaría en el restante 20%. Es en estos casos que se aplica el siguiente tipo de mantenimiento:

Intervalos de Mantenimiento Recomendado																					
Servicio		Intervalo de kilometros del vehículo (x1000)																			
		5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
Cambio de Aceite y filtro	①	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
Lubricación de juntas, dirección y chasis	①	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
Chequeo de mangueras de motor y mantenimiento	①	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
Chequear nivel de fluido de la dirección	①	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
Chequeo de batería, mantenimiento y carga	①	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
Ajuste del embrague	①	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√	√
Rotacion de neumáticos y chequeo de presion de aire	①	√		√		√		√		√		√		√		√		√		√	
Reemplazo del filtro de combustible	②			√		√		√		√		√		√		√		√		√	
Inspección del sistema de refrigeración	②			√		√		√		√		√		√		√		√		√	
Reemplazo del filtro de aire	②					√						√								√	
Reemplazo de bujías	②					√						√								√	
Mantenimiento de sistema eléctrico	②					√						√								√	
Inspección de protecciones del escape	②					√						√								√	
Inspección de frenos	②					√						√								√	
Inspección plumas limpiaparabrisas	②					√						√								√	
Inspección suspensión y dirección	②					√						√								√	
Chequeo de fluidos de transmisión	②					√						√								√	
Reemplazo de la válvula PCV	③					√						√								√	
Chequeo, reemplazo y ajuste de rodamientos de llanta	④													√							
Cambio de aceite de la transmisión y transfer	④													√							
Inspección EVAP	④													√							
Inspección de la banda de transmisión y accesorios	④													√							
Cambio de refrigerante	④													√							

- ① El aceite y filtro de motor deberían ser cambiados cada 5000 km. o 6 meses, cualquiera que ocurra primero.
- ② Realizar este servicio cada 15000 km. o 12 meses, cualquiera que ocurra primero.
- ③ Incluye cambio de filtro de emisiones de aire.
- ④ Realizar este servicio cada 60000 km. o cada 18 meses, cualquiera que ocurra primero.

## 5.2. PRUEBAS TREN MOTRIZ

Una vez puesto a punto el vehículo, se recurre al banco de pruebas (Dinamómetro), para determinar cuál es la potencia y torque entregado por el motor.

### 5.2.1. Calibración del dinamómetro

Antes de proceder a realizar las pruebas en el dinamómetro es necesario e importante realizar un breve mantenimiento al banco, debido a usos frecuentes por motivos educativos. El mantenimiento consiste en cambiar el agua del depósito, engrasar las chumaceras y realizar una limpieza general tanto en el banco como en el puesto de trabajo.



**Figura 5. 1. Dinamómetro de rodillos**

Una vez finalizado el mantenimiento se procede a calibrar el dinamómetro ingresando parámetros como temperatura ambiente, presión atmosférica, humedad, temperatura en el ingreso de aire al motor, dichos datos se llenan en la ventana ajustes de la interface MOTORROLL.



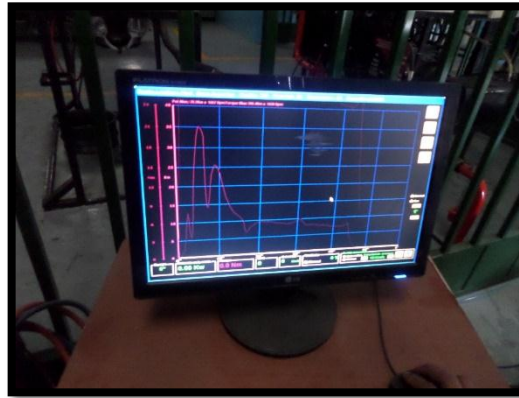
**Figura 5. 2. Parámetros de calibración del dinamómetro**

Para la realización de las pruebas se procede a colocar las ruedas motrices, es decir las ruedas de tracción del vehículo sobre los rodillos. Es de suma importancia fijar los sistemas que garantizan que el vehículo permanezca inmóvil durante el ensayo. Se arranca el motor y empieza la prueba, la cual se desarrolla su potencia y torque máximo en una marcha determinada por lo general 3ra y 4ta.



**Figura 5. 3. Ubicación de las ruedas motrices en los rodillos del dinamómetro**

Inicia desde un número bajo de rpm, seguida de una aceleración a fondo hasta llegar a un número máximo de rpm deseado, se libera el acelerador y el motor retorna paulatinamente al régimen de inicio. El rodillo, de alta inercia y volumen, recibe la potencia de las ruedas motrices del vehículo, un sistema que captura los datos en conjunto con un software especializado del banco muestran en la pantalla del computador los resultados obtenidos en forma gráfica y tablas.



**Figura 5. 4. Toma de datos en el computador**

**Importante:** colocar el ventilador en la parte frontal del vehículo, como se indica en la figura, si la temperatura empieza a subir, encenderlo de inmediato para que se refrigere.



**Figura 5. 5. Ubicación de ventilador del dinamómetro en el vehículo**



## 5.2.2. Pruebas realizadas torque y potencia

### a. Prueba 1

En la Figura 5.6., se observa el cuadro de valores obtenidos en la prueba 1

Tiempo	Rpm rodillo	Rpm vehiculo	Velocidad (Km/h)	Torque en rueda (Nm)	Potencia en rueda (KW)
0"	311	311	9.3	2.25	3.87
1"	1054	1054	32.3	6.05	3.66
2"	1292	1292	39.9	9.47	1.27
3"	1843	1843	60.1	19.23	3.90
4"	1991	1991	61.0	20.69	4.23
5"	1930	1930	60.0	20.69	1.76
6"	2119	2119	65.3	21.38	4.72
7"	2393	2393	74.1	27.83	6.87
8"	2460	2460	75.3	32.81	3.27
9"	2413	2413	75.0	25.73	3.99
10"	2390	2390	74.2	30.85	3.66
11"	2351	2351	73.1	40.41	3.33
12"	2434	2434	77.3	45.98	11.90
13"	2570	2570	79.3	59.17	13.45
14"	2614	2614	81.3	63.20	14.50
15"	2691	2691	81.0	55.74	15.29
16"	2633	2633	81.3	59.28	16.00
17"	2626	2626	81.7	61.50	16.85
18"	2676	2676	81.4	64.13	17.49
19"	2594	2594	80.7	68.82	18.51
20"	2562	2562	79.7	73.80	19.71
21"	2591	2591	77.9	84.82	22.15
22"	2376	2376	73.3	112.26	27.51
23"	2270	2270	70.9	132.17	31.28
24"	2220	2220	69.0	135.20 Max	33.89 Max
25"	2211	2211	68.3	131.39	30.28
26"	1514	1514	49.0	110.99	17.86
27"	669	669	21.4	63.29	1.74

Figura 5. 6. Cuadro de valores Prueba 1

En la Figura 5.7., se observa la gráfica de torque y potencia de los valores obtenidos en la prueba 1

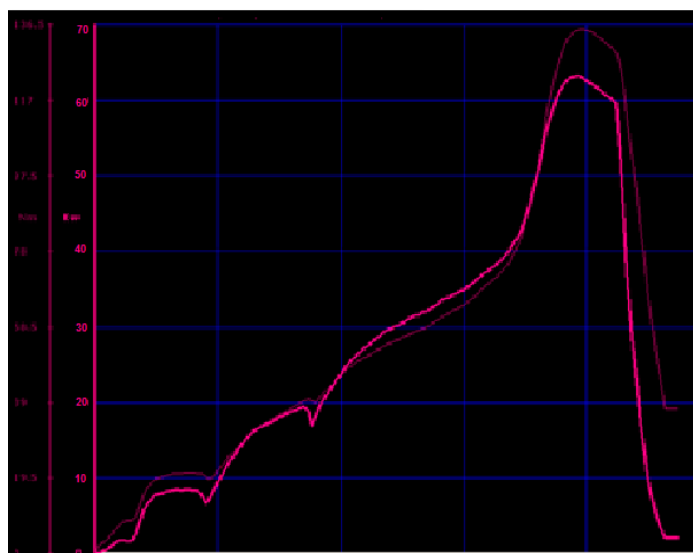


Figura 5. 7. Curva de Torque y Potencia prueba 1

Análisis: en la prueba 1 se observa una curva que va creciendo continuamente a medida que se va acelerando y aumenta las rpm, las caídas presentes en las curvas es debido a los cambios de marcha del vehículo. Los cambios de marcha se los realiza en tiempos muy cortos. Cabe aclarar que la curva delgada representa el Torque y la gruesa la Potencia.

En la Tabla 5.1 se muestran los valores máximos obtenidos en las pruebas 1, 2, 3 y el promedio de torque y potencia.

**Tabla 5. 1.**

**Valores máximos obtenidos y promedio de T y P.**

	<b>Torque (N.m)</b>	<b>RPM del vehículo</b>	<b>Potencia (K.w; Hp)</b>	<b>RPM</b>
<b>Dato del fabricante</b>	203.00	4600	86 kW ;115 Hp	4600
<b>Prueba 1</b>	135.20	4250	63.86 kW; 85.63 Hp	4250
<b>Prueba 2</b>	200.11	4430	68.30 kW; 91.59 Hp	4430
<b>Prueba 3</b>	200.60	4470	63.52 kW; 85.18 Hp	4470
<b>Promedio</b>	178.63	4383	65.19 kW; 87.42 Hp	4383

Los datos obtenidos de torque y potencia en las tres pruebas realizadas son muy cercanos entre una y otra, la diferencia de los ensayos se deben a la distinta manera de realizar los cambios de marcha en cada uno.

La diferencia de datos que entrega el fabricante y los datos obtenidos en los ensayos se deben las condiciones de pérdida de altitud y a la calibración del dinamómetro que son parámetros diferentes y aún más con modificaciones del vehículo inicial como peso, sustitución de neumáticos, etc.

Tabla 5. 2.

## Análisis de resultados de las potencias obtenidas

<b>ANÁLISIS DE RESULTADOS</b>	
<b>DATOS ANALÍTICO</b>	<b>DATOS REALES</b>
<b>Potencias que se necesitan desarrollar para recorrer por carretera compacta</b>	
<b>Wmax= 22.77 Hp; en línea recta</b>	Pruebas de torque y potencias realizados en el dinamómetro
<b>Wmax= 81.97 Hp; en pendiente con un ángulo de 8.53°</b>	
<b>Potencias que se necesitan desarrollar para recorrer por carretera asfaltada</b>	P1= 85.63 Hp
<b>Wmax= 9.74 Hp en línea recta</b>	P2= 91.59 Hp
<b>Wmax= 68.95 Hp en pendiente con un ángulo de 8.53°</b>	P3= 85.18 Hp
	Ppromedio= 87.42 Hp

En la Tabla 5.2., se presenta los parámetros principales de potencias que necesita desarrollar el vehículo en diferentes tipos de carretera, basados en ensayos del libro “Ingeniería de vehículos, sistemas y cálculos” por (Cascajosa, 2006).

Se aprecia claramente que en un tipo de carretera compacta se necesita una mayor potencia a desarrollar, a diferencia de un tipo de suelo asfaltado, esto se debe por el coeficiente a la rodadura, ya que en el asfalto el coeficiente es menor como se muestra en el subcapítulo 2.3 del presente proyecto, en la Tabla 2.5.

En este apartado de análisis de resultados analíticos y reales pretendemos demostrar que las potencias obtenidas mediante un cálculo matemático, en los dos tipos de terreno antes mencionado están dentro del rango de los datos reales emitidos por un banco de pruebas dinamométricas de torque y potencia realizados la Universidad De Las Fuerzas Armadas “ESPE”, en el laboratorio de motores.

Se observa que para un tipo de terreno compacto donde su coeficiente y resistencia al rodamiento es mayor, necesita desarrollar una  $W_{max}= 22.77$  Hp, en línea recta y para una pendiente con un ángulo de  $8.53^\circ$ , una  $W_{max}=81.97$  Hp, y mediante las pruebas realizadas en el dinamómetro obtenemos una potencia promedio de  $W_{prom}= 87.42$  Hp, tomando en cuenta diferentes parámetros como: temperatura, presión, humedad, etc., los cuales se los calibra en la ventana ajustes de la interface MOTORROLL del banco de pruebas. Queda demostrado que el vehículo tractocamión a escala abastece las potencias exigidas a diferentes parámetros y tipos de suelos.

Cabe aclarar que el dato dado por el fabricante es de 115 Hp @ 4600 rpm y los obtenidos por el dinamómetro es de 87.42 Hp @ 4383 rpm, esta diferencia se deben a que las condiciones de pruebas y calibración del dinamómetro son diferentes, hay que tomar muy en cuenta la pérdida de altitud en nuestro caso es de un 25%, este porcentaje es investigado por pruebas realizadas en el banco de pruebas dinamométricas de la Escuela Politécnica Nacional.

## CONCLUSIONES

- Al realizar una selección adecuada del tren motriz influimos directamente sobre el desempeño del vehículo, teniendo como prueba tacita el trabajo realizado a lo largo de este escrito.
- Las potencias máximas obtenidas en carretera compacta sobre calzada recta y con inclinación es de 22.77 Hp y 81.97. En terreno asfaltado en las mismas condiciones es de 9.74 Hp y 68.95 Hp. En comparación con la potencia emitida por el dinamómetro de 87.42 Hp se concluye que cumplen con los parámetros requeridos para vencer a las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo.
- Los elementos mecánicos fueron sometidos a procesos que cumplen los más altos estándares de calidad, en casos en los cuales no cumplía el mínimo requerido el componente fue reemplazado por uno nuevo.
- Las simulaciones por elementos finitos, es una herramienta que nos ayuda a visualizar los esfuerzos reales presentes en el vehículo de tal manera que hay que considerar el factor de seguridad de 3.
- Al realizar un reemplazo sobre los neumáticos de un 195/75R15 a un 235/60R16, se tomó en cuenta un rango de tolerancia que no comprometa el funcionamiento común del tren motriz.
- Pese al desahucio en el que inicialmente se encontró al vehículo, el estado físico de los componentes más importantes como el tren alternativo y los  $\frac{3}{4}$  no se vieron afectados como para reemplazarlos.
- La repotenciación vehicular es una práctica que se puede realizar hasta cierto punto y este trabajo es un ejemplo de ello, pero el avance constante de la tecnología automotriz empieza a rezagar de a poco a las máquinas antiguas quedando este proyecto útil solamente para fines no comerciales.

## RECOMENDACIONES

- No exceder la capacidad de remolque del vehículo tractocamión a escala puesto que el valor máximo de arrastre es de 2275 kg calculado en el apartado 2.2.5., pagina 20, de la tesis “REPOTENCIACIÓN DEL TREN MOTRIZ DEL VEHÍCULO FORD BRONCO CUMPLIENDO LOS PARÁMETROS REQUERIDOS PARA LA IMPLEMENTACIÓN EN EL TRACTOCAMIÓN A ESCALA”.
- Para realizar los mantenimientos respectivos se deberá tomar muy en cuenta el kilometraje al que se lo debe realizar o al tiempo especificado en el apartado 5.1
- Se deberá encender el ventilador al momento de empezar las pruebas en el banco dinamométrico, para prevenir una excesiva temperatura en el motor.
- La persona que esta designada a realizar la conducción en las pruebas del dinamómetro debe tener un gran control sobre el vehículo con el fin de evitar accidentes.
- El análisis por elementos finitos realizados en el software son una herramienta de ayuda mas no una de diseño real, debemos realizar todos los cálculos con criterio de ingeniería y el programa nos ayuda a visualizar como sería el comportamiento respectivo.
- Se debe realizar un mantenimiento especializado en el vehículo, el uso inusual del motor requiere un cuidado distinto comparado con un motor que se lo usa diariamente.
- Para todo tema de mantenimiento, montaje, desmontaje, inspección y análisis futuro a realizar sobre el vehículo se recomienda seguir las instrucciones brindadas por el manual de mantenimiento del vehículo.
- Se recomienda a las autoridades de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE-L realizar los trámites legales correspondientes de donaciones de autos, maquinaria, equipos automotrices, etc. Para que no haya problemas a futuros en la parte legal.

## BIBLIOGRAFÍA

- Acebes, S. S. (2007). *Motores*. Madrid: Pozuelo de Alarcón.
- Austin, R. (1981). *El Motor del Automóvil* (Vols. I, II, III). Buenos Aires, Argentina: Mundo Tecnico S.R.L. 8va Edición.
- [14] [15] [16] [18] [20] Cascajosa, M. (2006). *INGENIERIA DE VEHICULOS Sistemas y Calculos* (Segunda Edision ed.). España: Tébar Flores, S.L., Madrid, España. Recuperado el 21 de Julio de 2014
- Ceac. (2003). *Manual CEAC del Automóvil*. España: CEAC.
- Corporation, T. (s.f.). *Alineamiento de Ruedas y Neumáticos* (Vol. 12).
- Corporation, T. (s.f.). *Manual de entrenamiento: Sistema de dirección* (Vol. 11). Toyota.
- Corporation, T. (s.f.). *Sistema de Suspensión* (Vol. 10).
- Crouse, W. H. (1996). *Motores de Automóvil , Construcción, Funionamiento y Manutención*. Mexico D.F., México: AlfaOmega.
- Diesel, 1. M. (s.f.). *Rectificadoras - Catálogo*. Ediciones America.
- [2] F. Aparicio Izquierdo, C. V. (2001). *Teoría de los Vehículos Automoviles*. (S. d. Madrid, Ed.) Madrid, España.
- H., G. (1985). *Tecnología del Automóvil GTZ*. España: Reverté.
- Kindler, H., & Kynast, H. (1986). *Matemática aplicada para la técnica del automóvil* (8va ed.). Barcelona, España: Reverté, S.A.
- Martinez, D. H. (s.f.). *Manual del Automovil reparacion y mantenimiento*. (S. CULTURAL, Ed.) España: MMV.
- Orozco Cautle, J. L. (2012). *Diagnóstico y servicio frenos convencionales*. México : México Digital Comunicación.

## LINKOGRAFÍA

[1] Gardim, A. S. (14 de 08 de 2013). *Especificaciones del Ford Bronco II*. Obtenido de [http://www.ehowenespanol.com/especificaciones-del-ford-bronco-ii-lista\\_87607/](http://www.ehowenespanol.com/especificaciones-del-ford-bronco-ii-lista_87607/)

[3] [4] [5] [6] [7] [8] Mercedes Yolanda, R. M. (1999). *Selección del trem motriz de vehículos pesados (carga y pasajeros) destinados al servicio público federal*. Recuperado el 14 de 08 de 2013, de Scribd: <http://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt128.pdf>

AircooledTech.com. (29 de 08 de 2003). Recuperado el 18 de 03 de 2014, de <http://www.aircooledtech.com/plastigage/>

ANFAC. (s.f.). *REGLAMENTOS ANEJOS AL ACUERDO DE GINEBRA DE 20.3.58*. Recuperado el 13 de NOVIEMBRE de 2013, de [http://www.unioviado.es/DCIF/IITransportes/\\_borders/pdf/reglamen\\_gine.pdf](http://www.unioviado.es/DCIF/IITransportes/_borders/pdf/reglamen_gine.pdf)

[22] automobile-catalog.com. (s.f.). *Ford Bronco II 4WD 2.8L V-6 4-speed (1984) full detailed specifications listing and photo gallery*. Recuperado el 15 de Agosto de 2014, de [http://www.automobile-catalog.com/car/1984/884930/ford\\_bronco\\_ii\\_4wd\\_2\\_8l\\_v-6\\_4-speed.html](http://www.automobile-catalog.com/car/1984/884930/ford_bronco_ii_4wd_2_8l_v-6_4-speed.html)

Billiet, W. E. (1979). *Entretimiento y reparación de motores del automovil*. Barcelona: Reverté S.A. Recuperado el 20 de 12 de 2013, de <http://books.google.es/books?id=-TUS2DJx8pMC&pg=PA215&dq=rectificado+de+motores&hl=es&sa=X&ei=rFGMUuGDHs7C4AOjuYDYDA&ved=0CFkQ6AEwAg#v=onepage&q=rectificado%20de%20motores&f=false>

[19] [21] [23] Cesar Sanchez Serna, M. V. (13 de Febrero de 2006). *Estudio de la transmisión de un vehículo automovil*. Recuperado el 25 de Junio de 2014, de <http://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=1&cad=rja&uact=8&ved=0CB8QFjAA&url=http%3A%2F%2Fiesparearques.net%2Ftecnologia%2FBloques%2520de%2520Contenidos%2520agosto%25202011%2FMecanismos%2FDocumentos%2F14.-%2520ESTUDIO%2520DE%2520LA%2520TRANSM>



- Chilo, W. (23 de 08 de 2012). Recuperado el 17 de 03 de 2014, de [http://wilsondiesel.blogspot.com/2012\\_08\\_01\\_archive.html](http://wilsondiesel.blogspot.com/2012_08_01_archive.html)
- [10] [11] Continental Tire Andina S.A. (2012). ContiAcademy, PLT. *Modulo 1*, (pág. 122). Quito. Recuperado el 23 de Julio de 2013
- diesel, S. P. (30 de 06 de 2010). *Mantenimiento en Motores Diesel*. Recuperado el 17 de 03 de 2014, de <http://mantenimientoenmotoresdiesel.blogspot.com/2010/06/rectificad-o-de-valvulas-y-asientos-de.html>
- [24] Garcia, S. (27 de 12 de 2013). *EL GRIPAJE: LA AVERÍA MÁS GRAVE DE UN MOTOR DE GAS O DIESEL*. Obtenido de <http://www.santiagogarciagarrido.com/index.php/98-el-gripaje-la-averia-mas-grave-de-un-motor-de-gas-o-diesel>
- [25] Ingenieria , M. (27 de 12 de 2013). *Procesos de Transformación de Materiales, Por arranque de viruta, Por proceso de conformado*. Obtenido de <http://www.miclase.com.ar/biblioteca/Manual-Procesos-de-Transformacion-de-Materiales.pdf>
- [29] [30] Jorge C, F. F. (Enero de 2012). *Ánalisis de esfuerzos de contacto en egranes rectos aplicando el criterio de Hertz con ingeniería asistida por computador*. Recuperado el Octubre de 2014, de <http://www.acuedi.org/ddata/4679.pdf>
- [2] F.Aparicio Izquierdo, C. V. (2011). *Teoría de los automoviles* (Segunda Edicion ed.). Madrid: Seccion de Publicaciones de la Escuela Tecnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad Politecnica de Madrid. Recuperado el 19 de 11 de 2013
- Mogul, F. (2009). *Engine Kit Gasket Sets*. Recuperado el 10 de 01 de 2014, de Catalogo No. 260 - 10: <http://www.fme-cat.com/digipubZ/Sealed-Power-and-Felpro-Engine-Kit-Gasket-Sets/#?page=64>
- MotoTransTo. (04 de 01 de 2010). *Mototrans*. Recuperado el 18 de 03 de 2014, de <http://mototransto.hispamoto.com/2010/01/04/comprobando-pistones/>
- [26] Pawel Zal, M. (1945). *automobile-catalog*. Recuperado el 02 de 12 de 2013, de [http://www.automobile-catalog.com/car/1984/884930/ford\\_bronco\\_ii\\_4wd\\_2\\_8l\\_v-6\\_4-speed.html](http://www.automobile-catalog.com/car/1984/884930/ford_bronco_ii_4wd_2_8l_v-6_4-speed.html)

Ranger, 1. (01 de 04 de 2002). *Motor - 2.8L Power Stroke*. Recuperado el 18 de 03 de 2014, de [http://www.itrix.com.ar/Portfolio/web/Ford/taller/g3/titulos/nivel\\_marcadores/archivos/1/ra\\_g3\\_1\\_151\\_d.htm](http://www.itrix.com.ar/Portfolio/web/Ford/taller/g3/titulos/nivel_marcadores/archivos/1/ra_g3_1_151_d.htm)

*Rectificado de motores*. (s.f.). Recuperado el 26 de 12 de 2013, de <http://www.fergon.com.co/PDF/rectificado-motores.pdf>

[27] Robert L. Mott, P. (2006). *DISEÑO DE ELEMENTOS Y MÁQUINAS* (Sexta ed.). (G. h. Bernardino M, Ed.) Mexico. Recuperado el 25 de Febrero de 2014, de [http://www.susferrin.com.ar/\\_capacitacion/pdf/SUSFERRIN\\_Disenio\\_Elementos\\_Maquinas.pdf](http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRIN_Disenio_Elementos_Maquinas.pdf)

Rodríguez, C. H. (25 de Junio de 2012). *1196 Expídese el Reglamento General para la Aplicación de la Ley Orgánica de Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial*. Recuperado el 15 de Noviembre de 2013, de <http://www.cte.gob.ec/wp-content/uploads/2013/03/Nuevo-Reglamento-a-la-Ley-de-Transporte-Terrestre-Transito-y-Seguridad-Vial.pdf>

[28] Soto Aymar, L. R. (07 de Octubre de 2014). *Análisis de esfuerzos de transmisiones de engranes cilíndricos helicoidales mediante el método de los elementos finitos*. Recuperado el 20 de Noviembre de 2014, de <http://bibdigital.epn.edu.ec/handle/15000/8664>

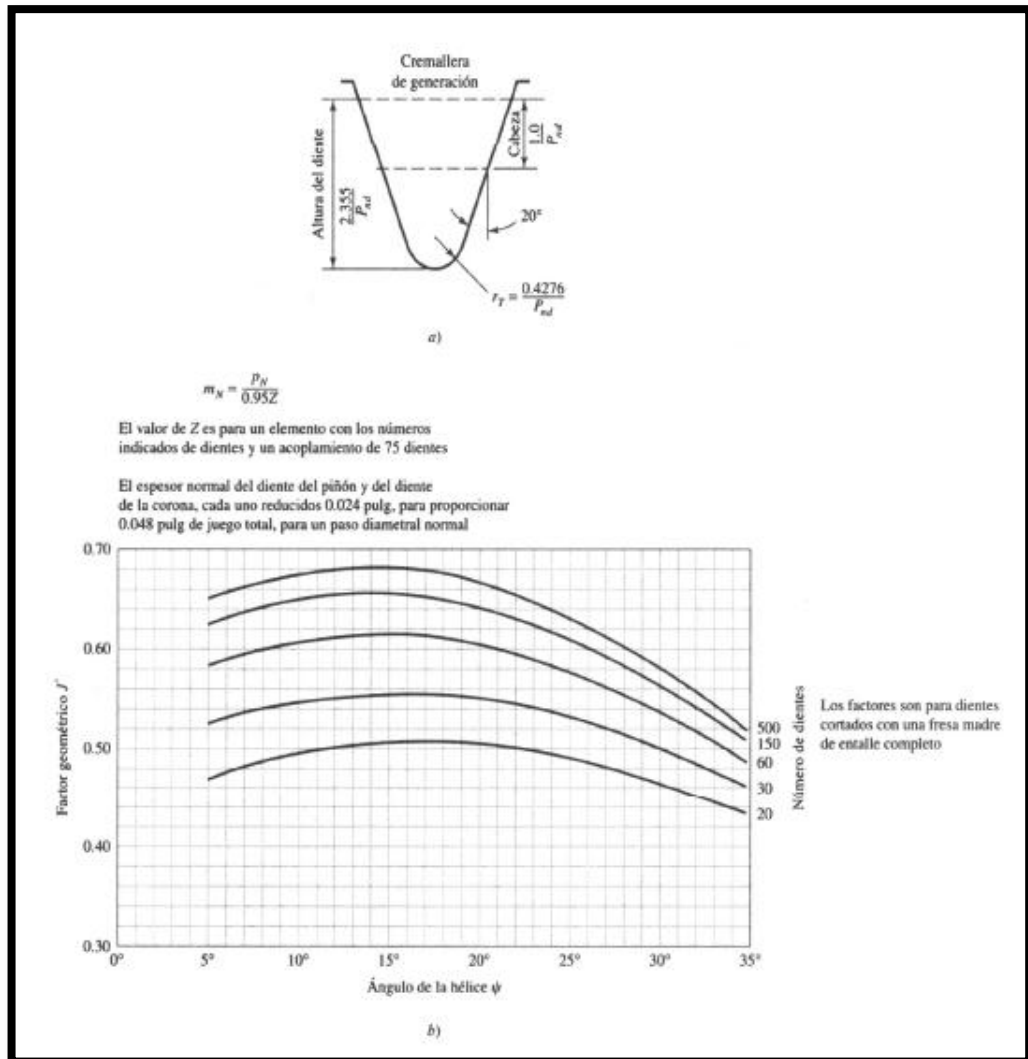
Tovar, J. G. (29 de 01 de 2013). *Sistema de distribución motores de combustión interna*. Recuperado el 17 de 03 de 2014, de El automóvil al desnudo: [http://jeroitim.blogspot.com/2013/01/motores-de-combustion-interna-en\\_29.html](http://jeroitim.blogspot.com/2013/01/motores-de-combustion-interna-en_29.html)

Zeas, P. (2005). *Sistema de transmisión*. Recuperado el 10 de 12 de 2013, de [dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1183/4/CAPITULO%203.pdf](http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1183/4/CAPITULO%203.pdf)

# ANEXOS

# **ANEXO A**

## **FACTORES GEOMETRICOS J**



Factores geométricos J para engranes helicoidales, [31]

# **ANEXO B**

**Factor de sobrecarga  $K_o$**

**Tabla 3.3. Factor de sobrecarga,  $K_o$  (para conducción a velocidad creciente y decreciente)**

Fuente de energía	Carga en la máquina impulsada		
	Uniforme	Choque moderado	Choque fuerte
Uniforme	1.00	1.25	1.75 o alto
Choque ligero	1.25	1.50	2.00 o alto
Choque mediano	1.50	1.75	2.25 o alto

\* Para conducción a velocidad decreciente de engranes rectos y cónicos (pero no para engranes helicoidales y doble helicoidales) agregar  $0.01 (n_G/n_P)^2$  a los factores de la Tabla 10-4, donde  $N_{tp}$  = número de dientes del piñón;  $N_{tg}$  = número de dientes del engrane.

FUENTE: AGMA.

Factor de sobrecarga  $K_o$ , 32

# **ANEXO C**

**Factor de distribución de carga Km**



Tabla 1.2 Factores de distribución de carga<sup>16</sup>

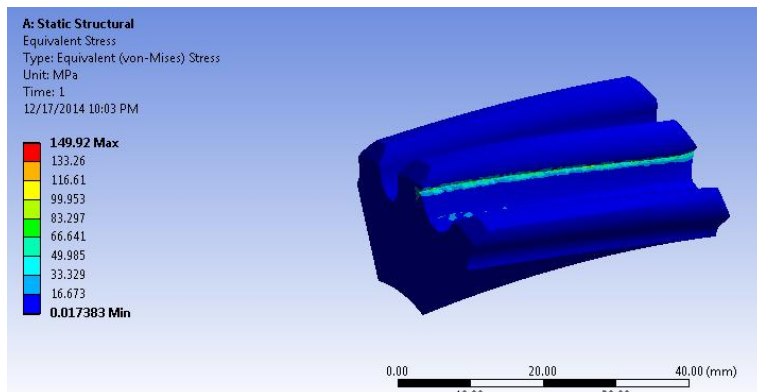
Características del soporte	Ancho de cara [pulg]			
	0 a 2	6	9	16 y más
Montaje preciso, claros pequeños de cojinete, deflexión mínima, engranes de precisión.	1.3	1.4	1.5	1.8
Montajes menos rígidos, engranes menos precisos, contacto en toda la cara.	1.6	1.7	1.8	2.2
Exactitud y montaje tal que el contacto existe en menos de la cara completa.	Más de 2.2			

Factor de distribución de carga Km, [33]

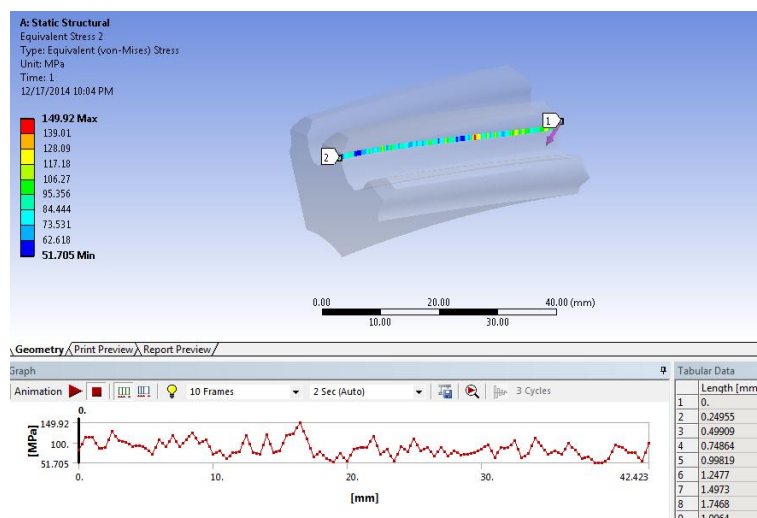
# **ANEXO D**

**SIMULACION POR ELEMENTOS FINITOS**

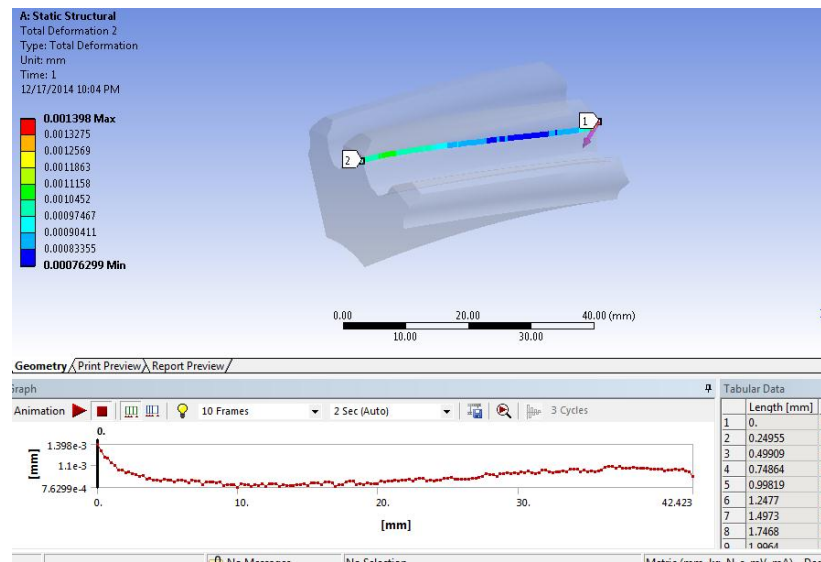
## DEFORMACION TOTAL DE DIENTE



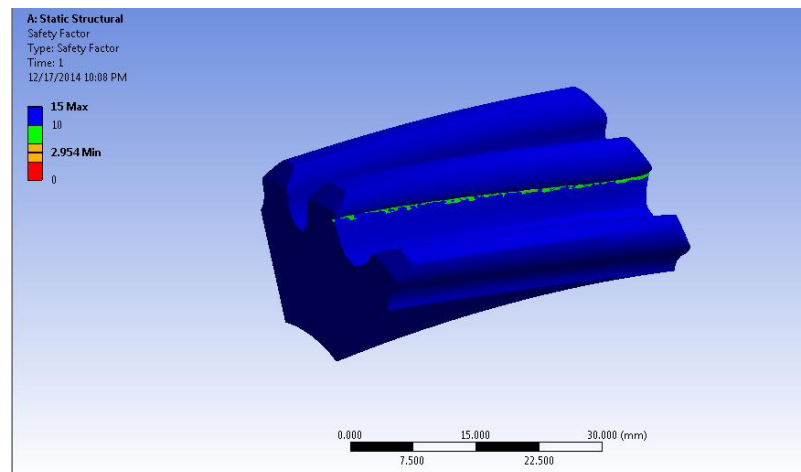
## ESFUERZO EQUIVALENTE (VON MISES) EN PATH 1



## ESFUERZO EQUIVALENTE (VON MISES) EN PATH 2



## FACTOR DE SEGURIDAD



# **ANEXO E**

## **PRUEBAS EN EL DINAMÓMETRO**

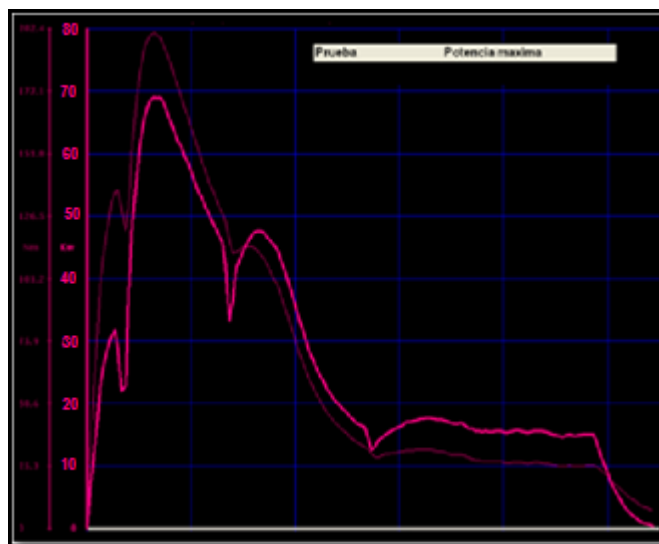
En la Figura se observa el cuadro de valores obtenidos en la prueba 2

Tiempo	Rpm rodillo	Rpm vehiculo	Velocidad (Km/h)	Torque en rueda (Nm)	Potencia en rueda (Kw)
5"	727	676	22.6	76.81	5.82
6"	982	941	18.1	99.26	3.99
7"	2184	2040	68.2	146.11	32.05
8"	659	613	20.5	119.21	8.18
9"	1909	1767	59.1	125.22	24.81
10"	1707	1568	53.1	151.35	26.93
11"	2312	2190	71.9	184.38	44.45
12"	2007	1867	62.4	215.34	49.06
13"	315	293	9.8	123.35	4.05
14"	1817	1690	56.5	131.14	24.84
15"	1960	1823	61.0	187.14	38.23
16"	2401	2233	74.7	215.24	53.87
17"	2182	2029	67.9	246.70	56.11
18"	1785	1655	55.4	225.01	41.75
19"	2485	2311	77.3	228.75	59.27
20"	2646	2481	82.3	254.19	70.19
21"	2774	2580	86.3	284.76	82.34
22"	2359	2189	73.1	303.69	74.39
23"	2878	2677	89.6	318.18	85.45
24"	2938	2732	91.4	332.28	101.76
25"	2966	2798	92.2	200.11 Max	68.30 Max
26"	1258	1170	39.1	261.78	34.33
27"	2017	1878	62.7	238.61	50.18
28"	2020	1879	62.8	238.81	50.30
29"	2022	1880	62.9	239.80	50.54
30"	2430	2280	75.6	241.27	61.13
31"	2432	2282	75.6	242.06	61.38

Cuadro de valores Prueba 2

Elaborado por: López J., Morales A.

En la Figura se observa la grafican de torque y potencia de los valores obtenidos en la prueba 2



Curva de Torque y Potencia Prueba 2

Elaborado por: López J., Morales A.

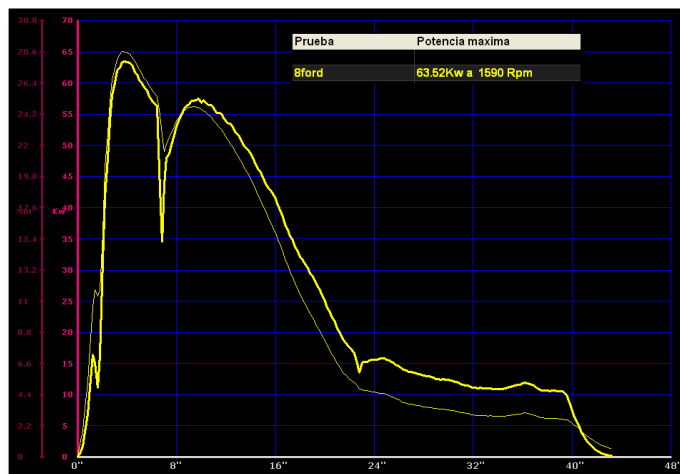
En la Figura se observa el cuadro de valores obtenidos en la prueba número 3

Tiempo	Rpm rodillo	Rpm vehiculo	Velocidad (Km/h)	Torque en rueda (Nm)	Potencia en rueda (Kw)
0"	300	279	9.3	10.45	0.33
1"	484	450	15.1	28.20	1.42
2"	594	552	18.5	49.40	3.06
3"	642	597	20.0	65.56	4.46
4"	758	705	23.6	89.83	7.10
5"	608	565	18.9	104.02	6.59
6"	1718	1598	53.4	121.28	21.72
7"	1798	1672	55.9	161.21	30.22
8"	2194	2040	68.2	181.42	41.49
9"	1863	1733	57.9	193.36	37.56
10"	2030	1888	63.1	207.16	43.84
11"	2245	2088	69.8	252.91	59.20
12"	2247	2090	69.9	285.05	66.78
13"	2202	2048	68.5	189.71	43.55
14"	2090	1944	65.0	217.02	47.28
15"	2641	2456	82.1	252.22	69.44
16"	2727	2536	84.8	276.18	78.51
17"	2789	2594	86.7	294.42	85.60
18"	2367	2201	73.6	309.01	76.24
19"	2862	2662	89.0	318.77	95.12
20"	2897	2694	90.1	326.47	98.59
21"	2920	2716	90.8	202.40 Max	84.89 Max
22"	1486	1382	46.2	251.92	39.02
23"	1912	1778	59.5	219.88	43.82
24"	2339	2175	72.7	220.77	53.84
25"	2371	2205	73.7	225.01	55.61
26"	1973	1835	61.4	227.37	46.78
27"	1987	1848	61.8	229.25	47.49

Cuadro de valores Prueba 3

Elaborado por: López J., Morales A.

En la Figura se observa la grafican de torque y potencia de los valores obtenidos en la prueba 3



Curva de Torque y Potencia Prueba 3

Elaborado por: López J., Morales A.

# **ANEXO F**

**ARTÍCULO DEL PROYECTO**



## “REPOTENCIACIÓN DEL TREN MOTRIZ DEL VEHÍCULO FORD BRONCO CUMPLIENDO LOS PARÁMETROS REQUERIDOS PARA LA IMPLEMENTACIÓN EN EL TRACTOCAMIÓN A ESCALA”

<sup>1</sup>Ing. Jorge López/<sup>2</sup>Ing. Alex Morales/<sup>3</sup>Ing. Euro Mena/<sup>4</sup>Ing. Juan Rocha

<sup>3,4</sup> Departamento de Ciencias de la Energía y Mecánica

Quijano y Ordoñez y Marqués de Maenza s/n

Latacunga – Ecuador

<sup>1</sup>lopez.o.jorge.l.2889@gmail.com, <sup>2</sup>alexmoralesg@hotmail.com,

<sup>3</sup>ermena@espe.edu.ec, <sup>4</sup>jcrocha2@espe.edu.ec

### RESUMEN

Con la ejecución de este proyecto buscamos establecer la confiabilidad de utilizar el tren motriz del vehículo Ford Bronco, en la construcción de un tractocamión a escala, basándonos en un previo estudio de las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo así como el cálculo de los parámetros de cada uno de los elementos que posee el tren motriz, detectando y corrigiendo fallas de los sistemas tanto mecánicos como eléctricos del conjunto motor del vehículo. Es primordial la realización de un plan de mantenimiento para las posibles condiciones a las que puede ser sometido el vehículo, considerando los posibles regímenes de trabajo que este puede desempeñar.

### PALABRAS CLAVES:

- VEHÍCULO TRACTOCAMIÓN A ESCALA
- VEHÍCULO FORD BRONCO
- REPOTENCIACIÓN – TREN MOTRIZ
- RESISTENCIAS AL AVANCE DE UN VEHÍCULO

### ABSTRACT

The object of this project is look for we establish the reliability of using the vehicle's powertrain Ford Bronco, in building a truck scale, based in a previous force's analysis against the movement of the vehicle and the calculus of parameters of the elements of the powertrain detecting and correcting failures from the mechanical systems to the electric and electronically ones. Another important thing to do is a maintenance plan for the conditions that the car could be exposed, considering the working regimes performance.

### KEYWORDS:

- TRUCK SCALE VEHICLE
- VEHICLE FORD BRONCO
- REPOWERING – POWERTRAIN
- RESISTANCE TO PROGRESS OF VEHICLE

## ANTECEDENTES

Actualmente el Equipo FESPE no cuenta con un transporte para trasladar el vehículo prototipo inmovilizado a los diferentes eventos académicos, pruebas, exhibición, entre otros. La Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE Extensión Latacunga tiene un vehículo Ford Bronco donado por la Gobernación de Cotopaxi no utilizado, el mismo que con modificaciones ayudará a obtener un medio de movilización para el vehículo FESPE.

### I. RESISTENCIAS QUE SE OPONEN AL MOVIMIENTO DE UN VEHICULO

#### 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 las resistencias, por rodadura, al aire, por pendiente tanto en el vehículo estándar como el modificado:

**Tabla 1.** Cálculos en carretera compacta

RECORRIDO POR CARRETERA COMPACTA A 40 Km/h		
PARÁMETROS	FORD BRONCO ESTANDAR	FORD BRONCO "TRACTOCAMIÓN A ESCALA "
Potencia mínima en línea recta $W_m$	$W_m = 15.07$ Hp	$W_m = 22.77$ Hp
Potencia máxima en línea recta $W_{max}$	$W_{max} = 17.72$ Hp	$W_{max} = 19.84$ Hp
Potencia por pendiente, $W_p$ , al superar una pendiente del 15 %, o a un ángulo de inclinación de $8.53^\circ$	$W_p = 53.04$ Hp	$W_p = 78.94$ Hp
Potencia máxima en pendiente, $W_{max}$ , al superar una pendiente del 15 %, o a un ángulo de inclinación de $8.53^\circ$	$W_{max} = 64.35$ Hp	$W_{max} = 96.44$ Hp

**Tabla 2.** Cálculos en carretera asfaltada

RECORRIDO POR CARRETERA COMPACTA A 40 Km/h		
PARÁMETROS	FORD BRONCO ESTANDAR	FORD BRONCO "TRACTOCAMIÓN A ESCALA "
Potencia mínima en línea recta $W_m$	$W_m = 6.32 \text{ Hp}$	$W_m = 9.74 \text{ Hp}$
Potencia máxima en línea recta $W_{max}$	$W_{max} = 7.43 \text{ Hp}$	$W_{max} = 11.45 \text{ Hp}$
Potencia por pendiente, $W_p$ , al superar una pendiente del 15 %, o a un ángulo de inclinación de $8.53^\circ$	$W_p = 44.28 \text{ Hp}$	$W_p = 65.92 \text{ Hp}$
Potencia máxima en pendiente, $W_{max}$ , al superar una pendiente del 15 %, o a un ángulo de inclinación de $8.53^\circ$	$W_{max} = 54.22 \text{ Hp}$	$W_{max} = 81.12 \text{ Hp}$

## B. 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 del vehículo en todas sus reducciones.
- Velocidad del vehículo en todas sus reducciones, cuando el vehículo funciona con su par máximo.
- Realizar diagramas de velocidades con las velocidades obtenidas
- Cálculo de la pendiente superable con cada velocidad máxima y con su par máximo.
- Valor de la fuerza aplicada por el vehículo.
- Ángulo de inclinación máximo después de una parada en una pendiente.

**Tabla 3.** Resultados obtenidos del vehículo modificado

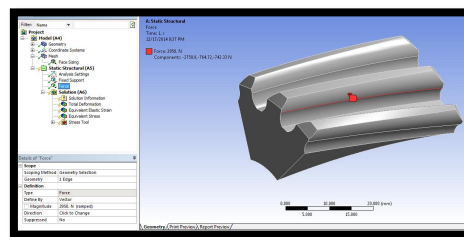
Velocidad máxima del vehículo en todas sus reducciones, $V$	$V_1=43.58$ Km/h	$V_2=83.13$ Km/h
	$V_3= 124=$ 22 Km/h	$V_4= 172.66$ Km/h
Velocidad en todas sus reducciones, cuando el motor funciona con su par máximo, $V'_n$	$V'_1= 24.63$ Km/h	$V'_2= 46.98$ Km/h
	$V'_3= 70.21$ Km/h	$V'_4= 97.59$ Km/h
<b>ÁNGULO DE INCLINACIÓN MÁXIMO DESPUÉS DE UNA PARADA EN UNA PENDIENTE</b>		
Fuerza Aplicada por el Vehículo	$F_t = 2885.6 N.$	
Ángulo de inclinación de la pendiente	$\alpha = 5.09^\circ$	

## II. SIMULACIÓN POR ELEMENTOS FINITOS

Este apartado empieza con un análisis mecánico mediante el método de elementos finitos de los engranajes helicoidales que principalmente sufren los esfuerzos más grandes dentro del conjunto que conforma el tren motriz del vehículo, dichas simulaciones requieren parámetros previos de diseño de componentes mecánicos como los engranes de la caja de velocidades.

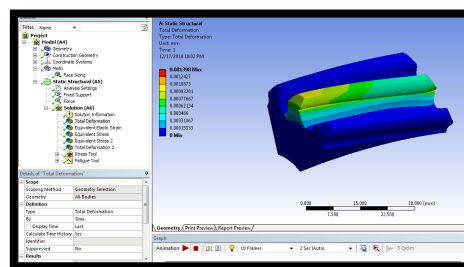
En la Figura presentamos como ingresar la fuerza en forma de

vector con un valor de 2885.6 [N], el cual se calculó mediante el par que otorga en vehículo a 1000 rpm en primera marcha, que esta detallado en la página 61, dicha fuerza aplica en la superficie pequeña que fue creada en el inicio del engranaje.



**Figura 8.** Fuerza en forma de vector

Una vez aplicada la carga y restricciones, en la Figura determinamos las deformaciones totales del diente del piñón, el cual lo hicimos con un tamaño de elemento de 0.5mm ya que este nos resultó el mejor al analizar la curva de convergencia del mallado.



**Figura 9.** Deformaciones totales del piñón

En la Figura se representa la curva de convergencia en función del esfuerzo total (Mpa)

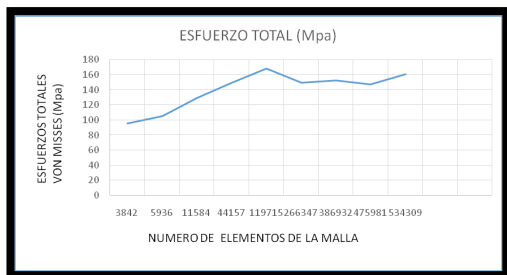


Figura 10. Curva de convergencia

### III. PRUEBAS TREN MOTRIZ

Una vez puesto a punto el vehículo, se recurre al banco de pruebas (Dinamómetro), para determinar cuál es la potencia y torque entregado por el motor.

#### A. PRUEBAS DE TORQUE Y POTENCIA

Tabla 4. Valores máximos obtenidos y promedio de T y P.

	RPM del vehículo	Torque (N.m)	Potencia (K.w; Hp)
Dato del fabricante	4600	203.00	86 kW ;115 Hp
Prueba 1	4250	135.20	63.86 kW; 85.63 Hp
Prueba 2	4430	200.11	68.30 kW; 91.59 Hp
Prueba 3	4470	200.60	63.52 kW; 85.18 Hp
Promedio	4383	178.63	65.19 kW; 87.42 Hp

Tabla 5. Análisis de resultados de las potencias obtenidas

ANÁLISIS DE RESULTADOS	
DATOS ANALÍTICO	DATOS REALES
Potencias que se necesitan desarrollar para recorrer por carretera compacta	Pruebas de torque y potencias realizados en el dinamómetro P1= 85.63 Hp P2= 91.59 Hp P3= 85.18 Hp Promedio= 87.42 Hp
Wmax= 22.77 Hp; en línea recta	
Wmax= 81.97 Hp; en pendiente con un ángulo de 8.53°	
Potencias que se necesitan desarrollar para recorrer por carretera asfaltada	
Wmax= 9.74 Hp en línea recta	
Wmax= 68.95 Hp en pendiente con un ángulo de 8.53°	

#### A. CONCLUSIONES

- Las potencias máximas obtenidas en carretera compacta sobre calzada recta y con inclinación es de 22.77 Hp y 81.97. En terreno asfaltado en las mismas condiciones es de 9.74 Hp y 68.95 Hp. En comparación con la potencia emitida por el

dinamómetro de 87.42 Hp se concluye que cumplen con los parámetros requeridos para vencer a las fuerzas que se oponen al movimiento del vehículo.

- Las simulaciones por elementos finitos, es una herramienta que nos ayuda a visualizar los esfuerzos reales presentes en el vehículo de tal manera que hay que considerar el factor de seguridad de 3.
- Pese al desahucio en el que inicialmente se encontró al vehículo, el estado físico de los componentes más importantes como el tren alternativo y los  $\frac{3}{4}$  no se vieron afectados como para reemplazarlos.
- La repotenciación vehicular es una práctica que se puede realizar hasta cierto punto y este trabajo es un ejemplo de ello, pero el avance constante de la tecnología automotriz empieza a rezagar de a poco a las maquinas antiguas quedando este proyecto útil solamente para fines no comerciales.

## B. RECOMENDACIONES

- No exceder la capacidad de remolque del vehículo tractocamiòn a escala puesto que el valor máximo de arrastre es de 2275 kg calculado en el apartado 2.2.5., pagina 20, de la tesis “REPOTENCIACIÓN DEL TREN MOTRIZ DEL VEHÍCULO FORD BRONCO CUMPLIENDO LOS PARÁMETROS REQUERIDOS PARA LA IMPLEMENTACIÓN EN EL TRACTOCAMIÓN A ESCALA”
- El análisis por elementos finitos realizados en el software son una herramienta de ayuda mas no una de diseño real, debemos realizar todos los cálculos con criterio de ingeniería y el programa nos ayuda a visualizar como sería el comportamiento respectivo.
- Se debe realizar un mantenimiento especializado en el vehículo, el uso inusual del motor requiere un cuidado distinto comparado con un motor que se lo usa diariamente.

## C. BIBLIOGRAFÍA

Acebes, S. S. (2007). *Motores*. Madrid: Pozuelo de Alarcón.

Austin, R. (1981). *El Motor del Automóvil* (Vols. I, II, III). Buenos Aires, Argentina: Mundo Tecnico S.R.L. 8va Edición.

[14] [15] [16] [18] [20] Cascajosa, M. (2006). *INGENIERIA DE VEHICULOS Sistemas y Calculos* (Segunda Edición ed.). España: Tébar Flores, S.L., Madrid, España.

Ceac. (2003). *Manual CEAC del Automóvil*. España: CEAC.

Corporation, T. (s.f.). *Alineamiento de Ruedas y Neumáticos* (Vol. 12).

Corporation, T. (s.f.). *Manual de entrenamiento: Sistema de dirección* (Vol. 11). Toyota.

Corporation, T. (s.f.). *Sistema de Suspensión* (Vol. 10).

Crouse, W. H. (1996). *Motores de Automóvil, Construcción, Funionamiento y Manutención*. Mexico D.F., México: AlfaOmega.

Diesel, 1. M. (s.f.). *Rectificadoras - Catálogo*. Ediciones America.

[2] F. Aparicio Izquierdo, C. V. (2001). *Teoría de los Vehículos Automoviles*. (S. d. Madrid, Ed.) Madrid,

España.

H., G. (1985). *Tecnología del Automóvil GTZ*. España: Reverté.

Kindler, H., & Kynast, H. (1986). *Matemática aplicada para la técnica del automóvil* (8va ed.). Barcelona, España: Reverté, S.A.

Martinez, D. H. (s.f.). *Manual del Automóvil reparacion y mantenimiento*. (S. CULTURAL, Ed.) España: MMV.

Orozco Cautle, J. L. (2012). *Diagnóstico y servicio frenos convencionales*. México : México Digital Comunicación.

## D. LINKOGRAFÍA

[1] Gardim, A. S. (14 de 08 de 2013). *Especificaciones del Ford Bronco II*. Obtenido de [http://www.ehowenespanol.com/especificaciones-del-ford-bronco-ii-lista\\_87607/](http://www.ehowenespanol.com/especificaciones-del-ford-bronco-ii-lista_87607/)

- [3] [4] [5] Mercedes Yolanda, R. M. (1999). *Selección del trem motriz de vehículos pesados (carga y pasajeros) destinados al servicio público federal*. Recuperado el 14 de 08 de 2013, de Scribd: <http://www.imt.mx/archivos/Publicaciones/PublicacionTecnica/pt128.pdf>
- AircooledTech.com. (29 de 08 de 2003). Recuperado el 18 de 03 de 2014, de <http://www.aircooledtech.com/plastigage/>
- ANFAC. (s.f.). *REGLAMENTOS ANEJOS AL ACUERDO DE GINEBRA DE 20.3.58*. Recuperado el 13 de NOVIEMBRE de 2013, de [http://www.unioviedo.es/DCI/F/IITransportes/\\_borders/pdf/reglamen\\_gine.pdf](http://www.unioviedo.es/DCI/F/IITransportes/_borders/pdf/reglamen_gine.pdf)
- [22] automobile-catalog.com. (s.f.). *Ford Bronco II 4WD 2.8L V-6 4-speed (1984) full detailed specifications listing and photo gallery*. Recuperado el 15 de Agosto de 2014, de [http://www.automobile-catalog.com/car/1984/884930/ford\\_bronco\\_ii\\_4wd\\_2\\_8l\\_v-6\\_4-speed.html](http://www.automobile-catalog.com/car/1984/884930/ford_bronco_ii_4wd_2_8l_v-6_4-speed.html)
- Billiet, W. E. (1979). *Entretenimiento y reparación de motores del automóvil*. Barcelona: Reverté S.A. Recuperado el 20 de 12 de 2013, de <http://books.google.es/books?id=-TUS2DJx8pMC&pg=PA215&dq=rectificado+de+motores&hl=es&sa=X&ei=rFGMUuGDHs7C4AOjuYDYDA&ved=0CFkQ6AEwAg#v=onepage&q=rectificado%20de%20motores&f=false>
- [19] [21] [23] Cesar Sanchez Serna, M. V. (13 de Febrero de 2006). *Estudio de la transmisión de un vehículo automóvil*. Recuperado el 25 de Junio de 2014, de
- Chilo, W. (23 de 08 de 2012). Recuperado el 17 de 03 de 2014, de [http://wilsondiesel.blogspot.com/2012\\_08\\_01\\_archive.html](http://wilsondiesel.blogspot.com/2012_08_01_archive.html)
- [10] [11] Continental Tire Andina S.A. (2012). ContiAcademy, PLT. *Modulo 1*, (pág. 122). Quito. Recuperado el 23 de Julio de 2013
- diesel, S. P. (30 de 06 de 2010). *Mantenimiento en Motores Diesel*. Recuperado el 17 de 03 de 2014, de <http://mantenimientoenmotoresdiesel.blogspot.com/2010/06/rectificado-de-valvulas-y-asientos-de.html>



- [24] Garcia, S. (27 de 12 de 2013). *EL GRIPAJE: LA AVERÍA MÁS GRAVE DE UN MOTOR DE GAS O DIESEL*. Obtenido de <http://www.santiagogarciagarrido.com/index.php/98-el-gripaje-la-averia-mas-grave-de-un-motor-de-gas-o-diesel>
- [1][25] Ingenieria , M. (27 de 12 de 2013). *Procesos de Transformación de Materiales, Por arranque de viruta, Por proceso de conformado*. Obtenido de <http://www.miclase.com.ar/biblioteca/Manual-Procesos-de-Transformacion-de-Materiales.pdf>
- [29] [30] Jorge C, F. F. (Enero de 2012). *Ánalisis de esfuerzos de contacto en egranes rectos aplicando el criterio de Hertz con ingeniería asistida por computador*. Recuperado el Octubre de 2014, de <http://www.acuedi.org/ddata/4679.pdf>
- [2] F.Aparicio Izquierdo, C. V. (2011). *Teoria de los automoviles* (Segunda Edicion ed.). Madrid: Seccion de Publicaciones de la Escuela Tecnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad Politecnica de Madrid. Recuperado el 19 de 11 de 2013
- Mogul, F. (2009). *Engine Kit Gasket Sets*. Recuperado el 10 de 01 de 2014, de Catalogo No. 260 - 10: <http://www.fme-cat.com/digipubZ/Sealed-Power-and-Felpro-Engine-Kit-Gasket-Sets/#?page=64>
- MotoTransTo. (04 de 01 de 2010). *Mototrans*. Recuperado el 18 de 03 de 2014, de <http://mototransto.hispamoto.com/2010/01/04/comprobando-pistones/>
- [9] [12] [13] [17] Pablo Luque, D. A. (2005). *Ingenieria del Automovil. Sistemas y comportamiento dinamico*. (C. M. rojo, Ed.) España, Madrid: Paraninfo,S.A. Recuperado el 18 de 11 de 2013
- [26] Pawel Zal, M. (1945). *automobile-catalog*. Recuperado el 02 de 12 de 2013, de [http://www.automobile-catalog.com/car/1984/884930/ford\\_bronco\\_ii\\_4wd\\_2\\_8l\\_v-6\\_4-speed.html](http://www.automobile-catalog.com/car/1984/884930/ford_bronco_ii_4wd_2_8l_v-6_4-speed.html)
- Ranger, 1. (01 de 04 de 2002). *Motor - 2.8L Power Stroke*. Recuperado el 18 de 03 de 2014, de [http://www.itrix.com.ar/Portf olio/web/Ford/taller/g3/titulos/nivel\\_marcadores/archivos/1/ra\\_g3\\_1\\_151\\_d.htm](http://www.itrix.com.ar/Portf olio/web/Ford/taller/g3/titulos/nivel_marcadores/archivos/1/ra_g3_1_151_d.htm)

andle/15000/8664

*Rectificado de motores.* (s.f.). Recuperado el 26 de 12 de 2013, de <http://www.fergon.com.co/PDF/rectificado-motores.pdf>

[27] Robert L. Mott, P. (2006). *DISEÑO DE ELEMENTOS Y MÁQUINAS* (Sexta ed.). (G. h. Bernardino M, Ed.) Mexico. Recuperado el 25 de Febrero de 2014, de [http://www.susferrin.com.ar/\\_capacitacion/pdf/SUSFERRIN\\_Diseño\\_Elementos\\_Maquinás.pdf](http://www.susferrin.com.ar/_capacitacion/pdf/SUSFERRIN_Diseño_Elementos_Maquinás.pdf)

Rodríguez, C. H. (25 de Junio de 2012). *1196 Expídesese el Reglamento General para la Aplicación de la Ley Orgánica de Transporte Terrestre, Tránsito y Seguridad Vial.* Recuperado el 15 de Noviembre de 2013, de <http://www.cte.gob.ec/wp-content/uploads/2013/03/Nuevo-Reglamento-a-la-Ley-de-Transporte-Terrestre-Transito-y-Seguridad-Vial.pdf>

[28] Soto Aymar, L. R. (07 de Octubre de 2014). *Análisis de esfuerzos de transmisiones de engranes cilíndricos helicoidales mediante el método de los elementos finitos.* Recuperado el 20 de Noviembre de 2014, de <http://bibdigital.epn.edu.ec/h>

Tovar, J. G. (29 de 01 de 2013). *Sistema de distribución motores de combustión interna.* Recuperado el 17 de 03 de 2014, de El automóvil al desnudo: [http://jeroitim.blogspot.com/2013/01/motores-de-combustion-interna-en\\_29.html](http://jeroitim.blogspot.com/2013/01/motores-de-combustion-interna-en_29.html)

Zeas, P. (2005). *Sistema de transmisión.* Recuperado el 10 de 12 de 2013, de [dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1183/4/CAPITULO%203.pdf](http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/1183/4/CAPITULO%203.pdf)

## BIOGRAFÍA



Jorge López, nació en Quito Ecuador. Es Ingeniero Automotriz estudió en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, presta sus servicios profesionales en asesoramiento en sistemas automotrices.



Alex Morales, 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 tiempo completo en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE desde 1997.

Juan Rocha, nació en Quito Ecuador es Ingeniero Automotriz, dispone estudios de Posgrado en Sistemas



Automotrices, Autotrónica, Docencia Universitaria, Docente Tiempo Parcial de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE desde 2008. Imparte servicios de asesoramiento y capacitación en mecánica automotriz.

**UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS - ESPE****CARRERA DE INGENIERÍA AUTOMOTRIZ****CERTIFICACIÓN**

Se certifica que el presente trabajo fue desarrollado por los señores Jorge Leonardo López Osorio y Alex Xavier Morales Garzón bajo mi supervisión.

---

ING. EURO MENA  
**DIRECTOR DEL PROYECTO**

---

ING. JUAN ROCHA  
**CODIRECTOR DEL PROYECTO**

---

ING. JUAN CASTRO CLAVIJO  
**DIRECTOR DE CARRERA**

---

DR. FREDDY JARAMILLO CHECA  
**SECRETARIO ACADÉMICO**